

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.3.02.024.028.

**ПОГОДЖЕНО**  
Декан факультету (Директор ННІ)  
механіко – технологічний факультет  
(назва факультету (ННІ))

\_\_\_\_\_  
(підпис) Братішко В.В.  
(ПІБ)  
“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**  
Завідувач кафедри  
тракторів і автомобілів  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_  
(підпис) Калінін Є.І.  
(ПІБ)  
“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
на тему «Обґрунтування параметрів тягово-довантажувального пристрою до тракторного прицепу»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»  
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія  
(назва)

Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

**Гарант освітньої програми**

Д.Т.Н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Братішко В.В.  
(ПІБ)

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**

К.Т.Н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Колеснік Іван Васильович  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Месєвра Роман Петрович  
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
Тракторів і автомобілів  
Д.Т.Н., професор \_\_\_\_\_ Калінін Є.І.  
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)  
“ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту  
Месєвра Роман Петрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Обґрунтування параметрів тягово-довантажувального пристрою до тракторного прицепу»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024 р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 12.12.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи технічні характеристики  
тракторних технологічних агрегатів.

**Перелік питань які потрібно розробити:**

Вступ

1. Стан питання, обґрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення.

2. Теоретичні дослідження

3. Експериментальне дослідження.

4. Результати дослідження;

5. Висновки.

6. Список використаних джерел.

**Перелік графічного матеріалу:**

Стан питання, обґрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення;

Методика проведення дослідження, які застосовуються обмеження та пропозиції;

експериментальне дослідження; дослідження методів дослідження ТТА; Висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

( підпис )

Колєсник І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_

(підпис )

Месєвра Р.П.

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

**Актуальність теми дослідження.** Витрати праці та коштів на транспортні роботи становлять близько 40 % від загальних при вирощуванні сільськогосподарських культур. Питома вага перевезень тракторним транспортом становить 50...60 % загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень.

Найбільшого поширення порівняно з сідельною та напівпричіпною схемою компонування тракторних транспортних агрегатів набула причіпна, вона відрізняється простотою агрегаткування і не залежить від конструкції ходової та несучої частини трактора.

Недоліком причіпної схеми агрегату є його низькі зчіпні властивості, що дозволяє досягти високого ступеня завантаження двигуна трактора. Це особливо помітно при постійно зростаючій потужності двигунів тракторів, ступінь завантаження якої транспортних роботах вбирається у 75 %.

Тому велике народногосподарське значення набуває підвищення ефективності використання причіпних тракторних транспортних агрегатів (ТТА), для чого треба вдосконалити тягово-довантажувальний пристрій (ТДП) та дослідити розподіл ваги агрегату, оснащеного удосконаленим ТДП, за його опорами.

В результаті аналізу літературних джерел встановлено о, що пропоновані технічні рішення щодо передачі частини ваги причепа на причіпний пристрій трактора малоефективні через небезпеку погіршення керованості, необхідності зміни або включення додаткових вузлів до гідроначіпки трактора або дишлу причепа, відсутності можливості регулювання перерозподілу частини ваги причепа на гідро. Таким чином, усунення вищезазначених недоліків можливе при розробці нового технічного рішення з довантаження трактора з боку причепа, де сила опору пересування причепа буде використовуватися як довантажувальна.

**Метою досліджень** є підвищення ефективності використання причіпного ТТА шляхом застосування ТДП до причепа.

Відповідно до мети поставлені такі **завдання дослідження**:

- розробити нове технічне рішення щодо довантаження трактора з боку причепа;
- розробити аналітичні залежності розподілу ваги причепа, оснащеного запропонованим ТДП, за його опорами;
- теоретично обґрунтувати параметри ТДП до причепа та його раціональну вантажопідйомність;
- провести лабораторні та польові випробування ТТА з ТДП для підтвердження теоретичних положень.

**Об'єкт досліджень** – тракторний причіпний транспортний агрегат.

**Предмет досліджень** – закономірності розподілу ваги причіпного ТТА з ТДП з його опор.

**Наукову новизну** роботи становлять:

- технічне рішення щодо довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа;
- аналітичні залежності розподілу ваги причепа, оснащеного запропонованим ТДП, за його опорами;
- залежність раціональної вантажопідйомності причепа, що враховує зміну умови експлуатації ТТА та конструктивні параметри ТДП;
- залежно для визначення основних конструктивних параметрів ТДП.

**Теоретична та практична значимість.** Результати теоретичних досліджень дозволяють: визначити довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа, що виключає погіршення керованості трактором, встановити величину навантаження задньої осі причепа і намітити шляхи її виключення, знайти раціональну вантажопідйомність причіпного ТТА, що забезпечує підвищення його ефективності, обґрунтувати основні геометричні параметри ТДУ, що дозволяють використовувати ТТА по пересіченій місцевості.

**Методологія та методи досліджень.** Теоретичні дослідження розподілу ваги причепа, оснащеного запропонованим ТДП, за його опорами та гідроначіпку трактора проводили на основі математичного моделювання з використанням законів теоретичної механіки.

Порівняльну оцінку буксування трактора та паливну економічність двигуна проводили на агрегаті у складі: трактор – 14 кН (4К2), причіп – 2ПТС-4 без ТДП та з ТДП під час руху з вантажем та у холосту на фоні – поле підготовлене під посів та ґрунтовій дорозі. Щільність ймовірностей висоти нерівностей, що долаються агрегатом, встановили за експериментальними даними, отриманими на виїздах з поля на ґрунтові та профільовані дороги. Дані експериментальних досліджень опрацьовували статистичними методами. Техніко-економічну оцінку застосування причіпного ТТА з ТДП визначили за прийнятою методикою з використанням результатів, отриманих під час проведення випробувань причіпних ТТА.

**Ступінь достовірності.** Достовірність підтверджена високою збіжністю результатів теоретичних та експериментальних досліджень, а загальна середня помилка дослідів дорівнює 6,2%.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	12
1.1. Технологічні схеми ТТА та їх аналіз.....	12
1.2 Технічні рішення щодо довантаження трактора з боку причепа та їх аналіз.....	18
1.3 Результати досліджень розподілу ваги ТТА за опорами.....	26
Висновки за розділом 1 .....	36
2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ВАГИ ПРИЧІПНОГО ТТА ЗА ЙОГО ОПОРАМИ.....	37
2.1 Визначення допустимого вертикального навантаження на гідроначіпку трактору з боку причепа.....	37
2.2 Розробка конструктивно-технологічної схеми ТДП до причепа.....	42
2.3 Схема руху причіпного ТТА з ТДП по пересіченій місцевості.....	44
2.4 Дослідження силових параметрів ТДП до причепа.....	51
2.5 Визначення раціональної вантажопідйомності тракторного причепа, оснащеного ТДП.....	57
2.6 Дослідження впливу ТДП до причепа на розподіл його ваги по опорах.....	59
Висновки за розділом 2.....	63
3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..	65
3.1. Вибір об'єкта дослідження.....	65
3.2. Методика визначення висоти нерівностей, що долаються причіпним ТТА.....	66
3.3. Визначення буксування рушіїв трактора.....	67
3.4 Визначення годинної витрати пального трактора.....	70
4 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНОГО ТТА З ТДП.....	74
4.1 Визначення кінематичних параметрів ТДП до	

причепа.....	74
4.2 Вибір параметрів ТДП, що забезпечують допустиме довантаження трактора.....	76
4.3 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз.....	77
4.3.1 Лабораторні дослідження впливу ТДП на розподіл ваги причепа по опорах.....	77
4.3.2 Оцінка буксування та паливної економічності базового та запропонованого варіантів ТГА.....	79
Висновки за розділом 4.....	81
5.    РОЗРАХУНОК    ЕКОНОМІЧНОЇ    ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРИЧІПНОГО ТГА.....	82
ВИСНОВКИ.....	87
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	89
ДОДАТКИ.....	89

## ВСТУП

Витрати праці та коштів на транспортні роботи становлять близько 40 % від загальних при вирощуванні сільськогосподарських культур [2, 3]. Питома вага перевезень тракторним транспортом становить 50...60 % загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень.

Найбільшого поширення порівняно з сідельною та напівпричіпною схемою компонування тракторних транспортних агрегатів набула причіпна, вона відрізняється простотою агрегаткування і не залежить від конструкції ходової та несучої частини трактора.

Недоліком причіпної схеми агрегату є його низькі зчіпні властивості, що дозволяє досягти високого ступеня завантаження двигуна трактора. Це особливо помітно при постійно зростаючій потужності двигунів тракторів, ступінь завантаження якої транспортних роботах вбирається у 75 % [3].

Тому велике народногосподарське значення набуває підвищення ефективності використання причіпних тракторних транспортних агрегатів (ТТА), для чого треба вдосконалити тягово-довантажувальний пристрій (ТДП) та дослідити розподіл ваги агрегату, оснащеного удосконаленим ТДП, за його опорами.

В результаті аналізу літературних джерел встановлено о, що пропоновані технічні рішення щодо передачі частини ваги причепа на причіпний пристрій трактора малоефективні через небезпеку погіршення керованості, необхідності зміни або включення додаткових вузлів до гідроначіпки трактора або дишлу причепа, відсутності можливості регулювання перерозподілу частини ваги причепа на гідро. Таким чином, усунення вищезазначених недоліків можливе при розробці нового технічного рішення з довантаження трактора з боку причепа, де сила опору пересування причепа буде використовуватися як довантажувальна.

Метою дослідження є підвищення ефективності використання причіпного ТТА шляхом застосування ТДП до причепа.

Відповідно до мети поставлені такі завдання дослідження:

- розробити нове технічне рішення щодо довантаження трактора з боку причепа;
- розробити аналітичні залежності розподілу ваги причепа, оснащеного запропонованим ТДП, за його опорами;
- теоретично обґрунтувати параметри ТДП до причепа та його раціональну вантажопідйомність;
- провести лабораторні та польові випробування ТТА з ТДП для підтвердження теоретичних положень.

Об'єкт досліджень – тракторний причіпний транспортний агрегат.

Предмет досліджень – закономірності розподілу ваги причіпного ТТА з ТДП з його опор.

Наукову новизну роботи становлять:

- технічне рішення щодо довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа;
- аналітичні залежності розподілу ваги причепа, оснащеного запропонованим ТДП, за його опорами;
- залежність раціональної вантажопідйомності причепа, що враховує зміну умови експлуатації ТТА та конструктивні параметри ТДП;
- залежно для визначення основних конструктивних параметрів ТДП.

**Теоретична та практична значимість.** Результати теоретичних досліджень дозволяють: визначити довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа, що виключає погіршення керованості трактором, встановити величину навантаження задньої осі причепа і намітити шляхи її виключення, знайти раціональну вантажопідйомність причіпного ТТА, що забезпечує підвищення його ефективності, обґрунтувати основні геометричні параметри ТДП, що дозволяють використовувати ТТА по пересіченій місцевості.

**Методологія та методи досліджень.** Теоретичні дослідження розподілу ваги причепа, оснащеного запропонованим ТДП, за його опорами та гідроначіпку трактора проводили на основі математичного моделювання з використанням законів теоретичної механіки.

Порівняльну оцінку буксування трактора та паливну економічність двигуна проводили на агрегаті у складі: трактор – 14 кН (4К2), причіп – 2ПТС-4 без ТДП та з ТДП під час руху з вантажем та у холосту на фоні – поле підготовлене під посів та ґрунтовій дорозі. Щільність ймовірностей висоти нерівностей, що долаються агрегатом, встановили за експериментальними даними, отриманими на виїздах з поля на ґрунтові та профільовані дороги. Дані експериментальних досліджень опрацьовували статистичними методами. Техніко-економічну оцінку застосування причіпного ТТА з ТДП визначили за прийнятою методикою з використанням результатів, отриманих під час проведення випробувань причіпних ТТА.

# 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Технологічні схеми ТТА та їх аналіз

Для перевезення сільськогосподарських вантажів використовуються як автомобілі транспорт, і тракторні причеми і напівпричеми, і навіть технологічні транспортні засоби як розкидачів добрив [3, 5].

Тракторний транспорт використовують переважно на базі колісних тракторів як найбільш пристосованих для транспортних робіт. Ефективність застосування колісних тракторів на внутрішньогосподарських перевезеннях обґрунтовується, перш за все, можливістю їх руху як асфальтованими, так і ґрунтовими дорогами. Питома вага перевезень тракторним транспортом становить 50-60 % загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень сільському господарстві [4, 5, 20]. Колісні трактори використовують на: збиранні цукрових буряків, вивезенні гною з тваринницьких ферм, транспортуванні соломи та силосу, підвезенні насіння, внесенні добрив, доставки кормів на тваринницькі ферми тощо. [4, 5].

Останнім часом споживачі сільськогосподарських тракторів воліють набувати моделей дедалі вищої потужності [6, 9]. Проведений аналіз технічних характеристик тракторів, що випускаються, підтверджує зростання їх енергонасиченості [2, 3, 6, 7].

На етапі розвитку сільського господарства існує проблема раціонального використання тракторів. При роботі двигуна на номінальному швидкісному режимі потужність, що розвивається, на деяких сільськогосподарських операціях використовується не повністю [3, 6, 7]. Отже недовикористання потужності призводить до зниження продуктивності МТА, збільшується матеріаломісткість агрегатів та питомої витрати палива, у результаті зменшується економічна ефективність [9, 14].

Під час роботи тракторного транспортного агрегату (ТТА) неминуче відбувається вплив рушіїв ґрунт. Тиск рушіїв машин на ґрунт негативно позначається на врожайності сільськогосподарських культур. Практика показує, що сумарна площа слідів приблизно в 2 рази перевищує площу поля,

тому недобір врожаю досягає 40% [15, 22]. Запобігання негативному впливу рушіїв на ґрунт вирішується за трьома напрямками: технологічний, агрономічний та конструкторський [10, 45].

Можна виділити три основні напрями вирішення цієї проблеми.

1. Технологічне, що полягає у розробці раціональних маршрутів руху машин, влаштуванні постійних смуг для проїзду техніки, використанні перевантажувальної технології при взаємодії з транспортними засобами та ін. Ці заходи широко використовуються у вітчизняній практиці в останні роки (індустріальні технології).

2. Агрономічне (стосується ґрунтів, що є сільськогосподарськими угіддями), що полягає у підвищенні здатності ґрунту протистояти ущільнюючим і зсувним навантаженням та дотриманню якісних показників при обробці ґрунту, введенні додаткових операцій розуцільнення.

3. Конструкторське, що полягає у вдосконаленні техніки та її рушіїв, що сприяють усуненню чи зниженню негативних впливів на ґрунт. Завдяки цьому напрямку ґрунт можна запобігти переущільненню, що призведе до збереження його потенційної та ефективної родючості та дозволить уникнути також зайвих витрат енергії на ґрунтообробку, які в даний час дуже значні.

Конструкторський напрямок є ефективним засобом вирішення проблеми, оскільки відносно легше (і дешевше) запобігти механічному впливу рушіїв на ґрунт, ніж потім усувати його наслідки [7].

При вдосконаленні техніки та її рушіїв часто стикаються з проблемою прохідності колісних тракторів [8].

Способи підвищення прохідності колісних тракторів нерозривно пов'язані з покращенням тягово-зчіпних властивостей. Основними заходами, спрямованими на покращення тягових якостей та прохідності колісних тракторів є: збільшення зчіпної маси; застосування раціональних розмірів шин та малюнка протектора; встановлення оптимального тиску повітря у шинах; використання всіх коліс трактора як ведучі; раціональний розподіл по осях експлуатаційної маси; збільшення опорної поверхні та ефективності

зачеплення ведучих коліс (застосування додаткових пристроїв); застосування активних причепів та робочих органів сільськогосподарських машин; блокування диференціалів ведучих коліс [32]. Всі ці методи можна класифікувати за такими ознаками:

1. Розподіл потоку потужності двигуна;
2. Зміна зчіпної ваги трактора;
3. Удосконалення ходової системи.

Найпоширенішими способами поліпшення тягово-зчіпних властивостей трактора є способи, спрямовані збільшення зчіпної маси.

Збільшення зчіпної маси здійснюють навішуванням на ведучі колеса додаткових вантажів, а також заповнення рідиною шин ведучих коліс [10, 12, 13]. Однак ці заходи збільшують, з одного боку, силу тяги, а з іншого – енергію двигуна на переміщення баласту.

У нашій країні для транспортування вантажів у сільському господарстві використовують напівпричепи та причепи, що з'єднуються з енергетичними засобами за допомогою зчіпного пристрою, гідрогака або сидельного пристрою. Кожна із зазначених компоновальних схем ТТА має свої позитивні та негативні сторони.

Враховуючи взаємозв'язок експлуатаційних показників, таких як: питомі витрати енергії, буксування, продуктивність, тиск шин на ґрунт, проводять аналіз ефективності різних схем ТТА.

Основу тракторного парку причепів становлять причепи загального призначення – 70-75%, решта припадає на розкидачі органічних та мінеральних добрив – 25-30% [16]. Причіпний варіант ТТА найбільш поширений, оскільки він відрізняється простотою агрегування і не залежить від конструкції ходової та несучої частини трактора. Найбільша ефективність застосування причіпного ТТА досягається зі збільшенням його зчіпної ваги.

Дослідження роботи різних схем тракторного транспорту в дорожніх умовах, що важко проходять, представлено в роботі [17]. Авторами були

проведені дослідження ефективності напівпричіпного ТТА, що агрегується за допомогою гідрогака та сідельного пристрою. При русі сідельної схеми агрегату, загальної маси 6 т, по снігу буксування трактора досягало 35%, а трактора з'єданого з напівпричепом за допомогою гідрогака – 65%. У трактора, з'єданого з напівпричепом за допомогою сідельного пристрою, у початковий момент руху відбувається відрив переднього моста від дороги. Пов'язано це з тим, що висота приєднання дишла напівпричепи до трактора 1,4 м, а довантаження напівпричепи становить 1т. Зі збільшенням вантажопідйомності сідельної схеми агрегату, при русі перезволоженою ґрунтовою дорогою, безперервно зростає і продуктивність, але за загальної масі агрегату понад 9 т зростання продуктивності помітно знижується.

При русі по снігу найбільше зростання продуктивності спостерігається при загальній масі агрегату 5,5 т, подальше збільшення маси вантажу, що транспортується, призводить до різкого зростання буксування, а в результаті до зниження продуктивності ТТА.

Також у роботі [17] проводилися дослідження щодо ефективності причіпного ТТА у важкопрохідних дорожніх умовах. При русі по снігу глибиною 40-45 см трактор типу 4Х4 загальною масою 3 т при масі вантажу в причепі до 5 т, з розподілом маси по осях - 1/3 на передню та 2/3 на задню, буксував повністю. При русі перезволоженою ґрунтовою дорогою при масі вантажу 10 т буксування склало 50%. Автори, оцінюючи ефективність причіпного ТТА, отримали такі результати: при масі вантажу в причепі більше 8 т, при русі перезволоженою ґрунтовою дорогою, продуктивність ТТА зменшується; при русі по снігу зниження продуктивності ТТА відбувається при масі вантажу понад 3 т. Пояснюється це тим, що при збільшенні маси вантажу в причепі різко зростає буксування трактора, а відбувається через брак зчіпної ваги.

З отриманих результатів досліджень різних схем ТТА під час руху у важкопрохідних дорожніх умовах можна дійти невтішного висновку, що продуктивність сідельної схеми ТТА вище проти причіпної схемою ТТА. У

свою чергу, вантажопідйомність причіпної схеми ТТА лімітується тягово-зчіпними властивостями трактора, а сідельної схеми ТТА стійкістю та керованістю.

У роботі [19] розглядається рух сідельної схеми ТТА на схилах від 3 до 8 градусів, а за показниками керованості та зчеплення з опорною поверхнею визначаються граничні значення мас вантажу, що транспортується. Тягові якості трактора оцінюються можливістю повороту на підйомах та коефіцієнтом буксування. Автор рекомендує зменшити висоту точки з'єднання машин і зміщувати її в базу трактора для покращення умов керованості, так як високе положення сидла призводить до створення перекидаючого моменту від сили тяги. Але варто зазначити, що для трактора зменшення висоти точки з'єднання до значення менше 1,4 м та можливість зсуву точки причепа вперед більш ніж на 0,4 м є малоімовірним через конструкцію трактора (заважає кабіна). Отримані результати досліджень допомогли автору відзначити низку суттєвих недоліків: складне приєднання сідельного напівпричепа; погана керованість та стійкість сідельного варіанту; великий у порівнянні з гідрогаком його вага; відсутність спеціальних сідельних напівпричепів до універсально-просапних тракторів.

На підставі зроблених досліджень було зроблено висновок, що зниження висоти точки з'єднання машин та зміщення її в базу трактора призведуть до збільшення вантажопідйомності агрегату.

Автори робіт [16, 18] вказують на необхідність довантаження трактора вагою напівпричепа. Для проведення досліджень було взято ТТА, що складається з трактора схеми 4X4 з колесами однакового діаметра з сідельним напівпричепом 1ПТС-6С. При розгляді руху ТТА по полю, підготовленому під посів, починаючи із загальної маси напівпричепа 5,3 т, довантаження заднього моста трактора напівпричепом призводить до зменшення буксування та питомих витрат енергії. Так, при загальній масі вантажу 10 т мінімум витрат енергії досягатиметься при довантаженні 2 т. Для напівпричепа загальною масою 6 т збільшення довантаження призведе

до зменшення витрат енергії. І лише напівпричепа загальною масою 4 т необхідності в довантаженні немає, т.к. вона тягне у себе незначне збільшення витрат енергії. Виходячи з цих даних, можна зробити висновок, що зниження буксування і витрат енергії спостерігатиметься при загальній масі вантажу від 5 т до 10 т. Варто відзначити, що показники будуть подібними при русі ТТА перезволоженою ґрунтовою дорогою.

При русі по снігу тенденція зміни буксування і витрат енергії буде зберігатися, але порівняно з рухом по перезволоженой дорозі та полю підготовленому до сівби буде ще різкіше виражена. При загальній масі вантажу 4,5 т та нульовому довантаженні настає повне буксування, а при загальній масі напівпричепа 6 т та довантаженні трактора 2 т буксування не перевищує 35%.

На підставі отриманих результатів дослідження було зроблено такі висновки: при русі ТТА (у різних за прохідністю дорожніх умов) збільшення довантаження трактора від ваги напівпричепа до 2 т сприяє покращенню прохідності та зниженню питомих енерговитрат; гранична величина довантаження трактора лімітується характеристиками міцності трактора.

Використання напівпричепів, що агрегатуються за допомогою гідрогака, дозволяє збільшити зчпну вагу ТТА за рахунок довантаження задніх коліс трактора від дишла напівпричепа та перерозподілу ваги з передньої осі трактора. Внаслідок часткового розвантаження переднього моста може спостерігатися погіршення керованості трактора, тому навантаження на гідрогак від напівпричепа обмежують. Наприклад, для тракторів класу 1,4 навантаження на гідрогак трактора становить 1 т [22, 31]. Крім того, зі зростанням вантажопідйомності напівпричіпного ТТА порівняно з причіпним варіантом збільшується тиск ведучих коліс на ґрунт.

Використання сидельних напівпричепів дозволяє не допустити розвантаження передніх коліс трактора за рахунок дії зусилля, що довантажує, від напівпричепа. При цьому сидельний пристрій зміщують до бази трактора ближче до кабіни або розміщують над заднім мостом. Для

цього необхідні трактори з розподілом ваги по осях – 1/3 на задню, 2/3 на передню та зі зміщеною від заднього моста до кабіни. З огляду на особливості конструкції більшості тракторів реалізувати сідельну схему ТТА не надається можливим. Також у сідельної схеми ТТА маса вантажу, що транспортується, обмежена через високе положення сидла, що веде до створення великого перекидального моменту. З цих причин сідельна схема ТТА найменш поширена у сільськогосподарському виробництві та використовується в основному при транспортуванні великотоннажних вантажів на тракторах класу 3 або на вантажних автомобілях.

Причіпний варіант тракторного транспортного агрегату менш ефективний, оскільки не здійснюється довантаження трактора, а відтак виключається можливість підвищення вантажопідйомності агрегату та зниження буксування ведучих коліс.

## 1.2 Технічні рішення щодо довантаження трактора з боку причепа та їх аналіз

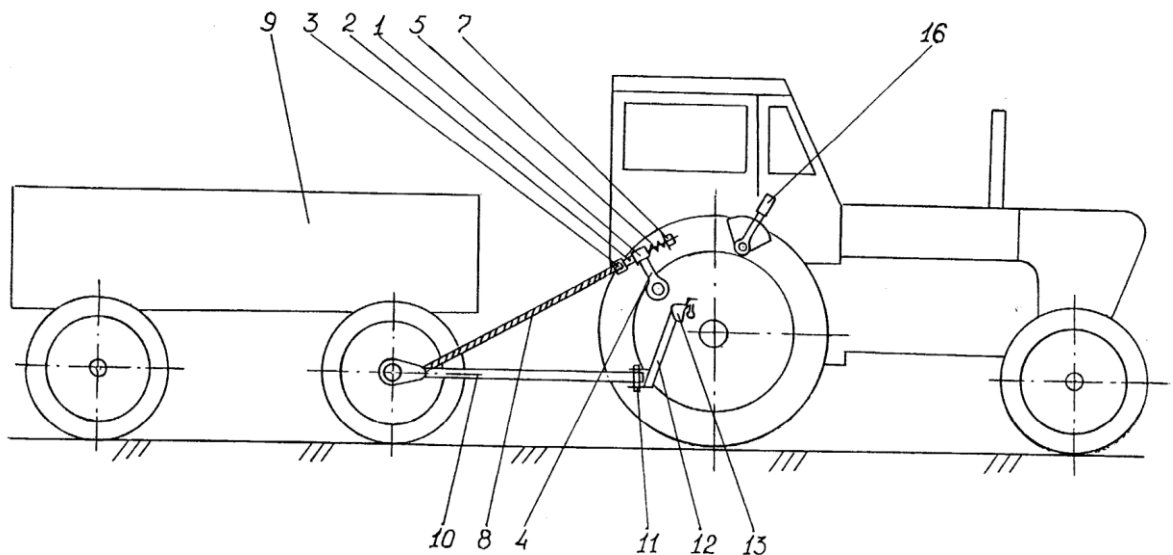
Як було показано вище найвищі можливості підвищення вантажопідйомності та керованості у сідельного агрегату, менші - у напівпричіпного, так як збільшення вертикального навантаження на причіпний пристрій трактора з боку напівпричепа обмежується насамперед стійкістю та керованістю на підйомах. Причіпний варіант ТТА менш ефективний, тому що не здійснюється довантаження трактора, а відтак виключається можливість підвищення вантажопідйомності агрегату та зниження буксування ведучих коліс.

З метою підвищення ефективності причіпних ТТА запропоновано низку тягово-довантажувальних засобів, розглянемо їх.

Відомо пристрій підвищення прохідності колісних тракторів під час роботи з причепами [28]. Метою створення цього пристрою є автоматичне регулювання зчпної ваги, що припадає на задні колеса трактора в залежності

від тягового опору причепа, зниження коливань тягового навантаження на гаку трактора та покращення керованості агрегату.

Пристрій містить траверсу 1 і тягу 2 з роликом 3. Траверса 1 закріплена на підйомних важелях навісного 4 механізму трактора. Тяга 2 має пружину 5 з опорною шайбою 6 і зафіксована на траверсі 1 гайкою 7. Через ролик 3 пропущений гнучкий елемент (трос) 8, який своїми кінцями закріплений на передній осі причепа 9. Дишло 10 причепа з'єднано з причіпною планкою 11 важеля 1 1 15 пов'язана із золотниковим пристроєм регулятора, керованого рукояткою 16. Важіль 12 кріпиться на сережці 13 двома пальцями 17.



1 – траверса, 2 – тяга, 3 – ролик, 4 – підйомні важелі, 5 – пружина, 6 – опорна шайба, 7 – гайка, 8 – гнучкий елемент (трос), 9 – передня вісь причепа, 10 – дишло причепа, 11 – причіпна планка, 14 – пружина, 15 – тяга, 16 – рукоятка, 17 – пальці

Рисунок 1.2 – Загальний вид транспортного засобу з пристроєм для підвищення прохідності колісних тракторів

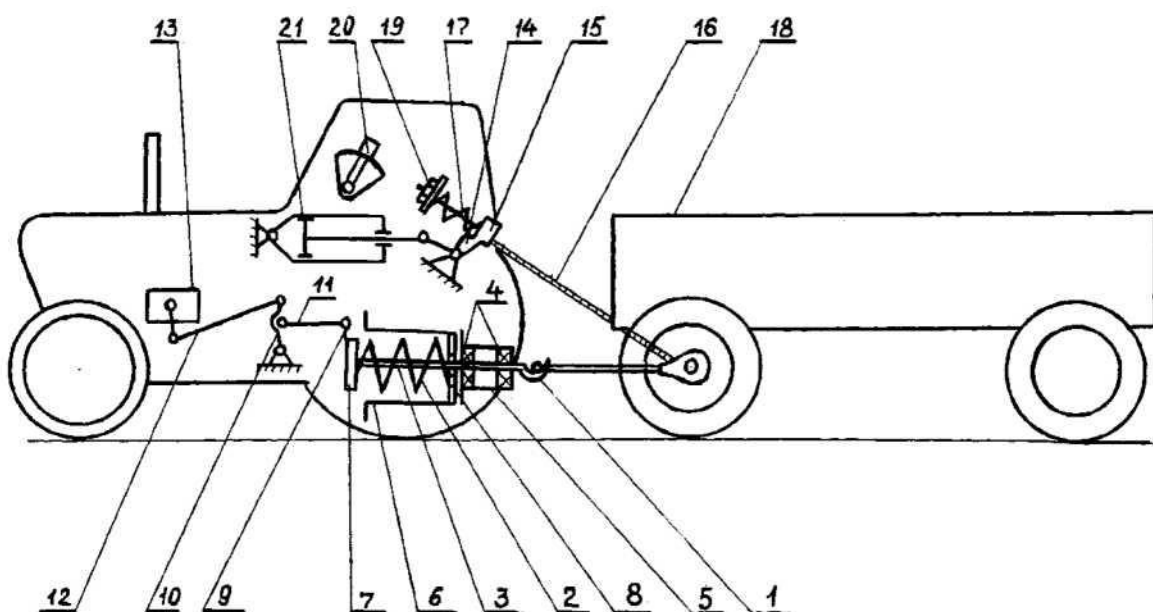
Пристрій дозволяє забезпечувати однакове розвантаження обох передніх коліс причепа, що покращує керованість транспортного засобу при криволінійному русі, особливо на крутих поворотах.

Недоліком цього пристрою є необхідність зміни конструкції гідроначіпки трактора чи дишла причепа.

Відомо пристрій підвищення прохідності колісних тракторів під час роботи з двовісними причепами [27]. Винахід відноситься до колісних тракторів, обладнаних автоматичним силовим регулятором навісної системи, а саме до пристроїв для підвищення прохідності та продуктивності колісних тракторів при агрегуванні з двовісними причепами. Воно містить причіпний гак 1 з пружиною 2. Дишло причепа шарнірно з'єднане з причіпним гаком 1, виконаним разом зі штоком 3. Опорами штока є підшипники кочення 4, які встановлені в задній кришці 5 корпусу буксирного пристрою 6.

Віта пружина 2 встановлена між буфером 7 і наполегливою шайбою 8, розташованими в корпусі 6. Ця пружина виконує функції силового датчика, так як шток 3 переднім кінцем кінематично за рахунок важелів 9 і 10 і тяг 11 і 12 пов'язаний з приводом золотника силового регулятора 1.

Для забезпечення довантаження задніх коліс трактора на підйомні важелі 14 його навішування встановлена поперечна траверса 15, яка має гнучку зв'язку (трос 16 з пружиною 17) з балкою переднього моста причепа 18. Попереднє натяг пружини 17 забезпечується за рахунок гайки 19.



1 - причіпний гак, 2 - пружина, 3 - шток, 4 - підшипники кочення, 5 - задня кришка, 6 - корпус буксирного пристрою, 7 - буфер, 8 - упорна шайба, 9,10 - важелі, 11,12 - тяги, 15 - силовий регулятор, 13 - силовий регулятор траверса; 16 – трос, 17 – пружина, 18 – причіп, 19 – гайка, 20 – рукоятка управління, 21 – гідроциліндр

Рисунок 1.3 - Загальний вид транспортного засобу з пристроєм для підвищення прохідності колісних тракторів під час роботи з двовісними причепами

Пристроєм підвищення прохідності колісних тракторів під час роботи з двовісними причепами знижується як буксування задніх коліс трактора, а й коливання тягового опору причепа.

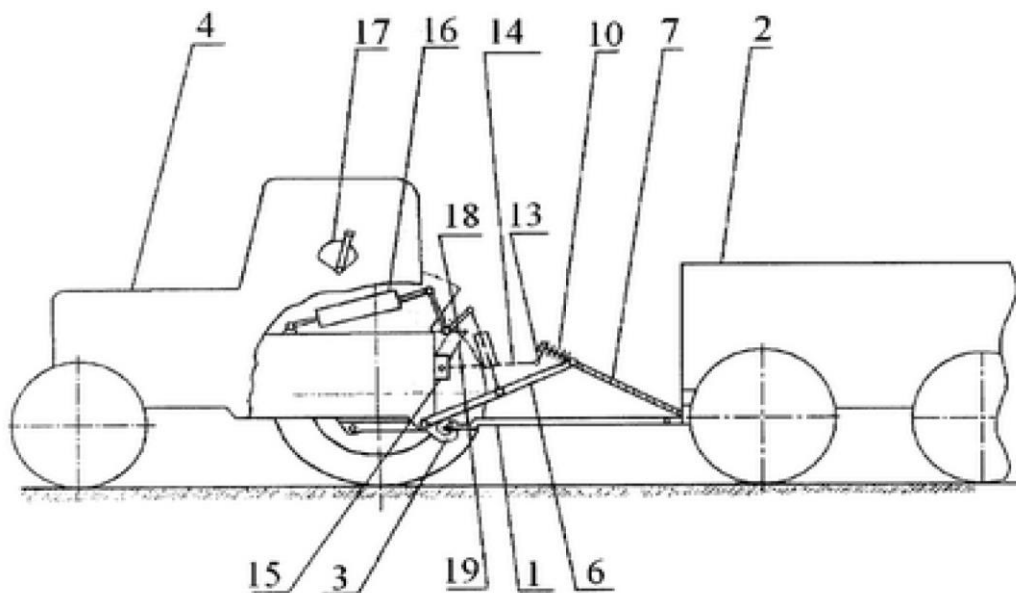
Недоліком цього пристрою є значне зниження керованості трактора та необхідність зміни конструкції гідроначіпки трактора.

Відомо зчіпний пристрій для з'єднання колісного трактора з причепом [32]. Мета винаходу - створення пристрою, що дозволяє покращити прохідність трактора при роботі з двовісним причепом за рахунок автоматичного регулювання сили натягу та кута нахилу до горизонту гнучкого силового зв'язку цього трактора з причепом. Винахід відноситься до колісного трактора, обладнаного позиційно-силовим регулятором навішування, а саме до зчіпних пристроїв для з'єднання трактора з двовісним причепом.

Пристрій містить жорстку силовий зв'язок, що з'єднує дишло 1 причепа 2 з гідрогаком 3 трактора 4 і гнучку силовий зв'язок, що з'єднує поперечину 5 нижніх поздовжніх тяг 6 навішування трактора 4 з передньою віссю причепа 2. Гнучка силовий зв'язок поперечини 2 через ролик 8. Ролик 8 закріплений на тязі 9, пов'язаної з поперечиною 5 через пружину 10, яка має опорну шайбу 11 і зафіксована на поперечці 5 гайкою 12. Пружина 10 через сполучну ланку 13 і зворотний зв'язок 14 пов'язана з силовим регулятором 1.

Управління регулятором 15 здійснює рукоятку 17 його налаштування. Поперечка 5 кінематично з'єднана з датчиком 18, пов'язаним через зворотний зв'язок 19 з регулятором 15. Зворотні зв'язки 14 і 19 можуть бути механічного або електричного типу в залежності від типу позиційно-силового регулятора.

Застосування пропонованого пристрою сприяє зниженню буксування задніх ведучих коліс трактора, що веде до поліпшення його прохідності при роботі з двовісним причепом, збільшення вантажоперевезень і поліпшення керованості трактора, що розглядається.



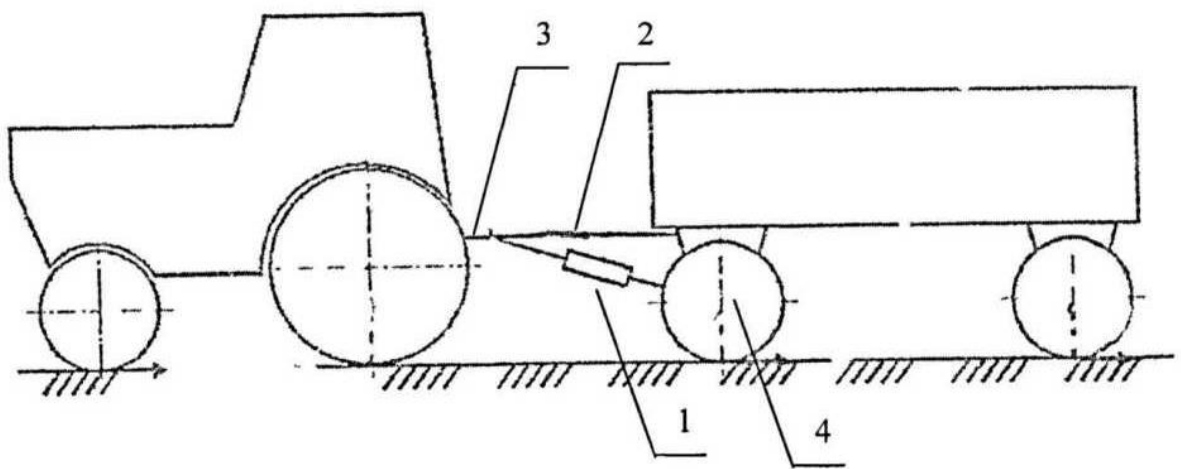
1 - дишло, 2 - причіп, 3 - гідрогак, 4 - трактор, 5 - поперечка, 6 - поздовжні тяги навішування трактора, 7 - трос, 8 - ролик, 9 - тяга, 10 - пружина, 11 - опорна шайба, 12 - гайка, 13 - 15 - силовий регулятор, 16 - гідроциліндр, 17 - ручка, 18 - датчик

Рисунок 1.4 - Загальний вигляд колісного трактора з причепом, оснащеним зчіпним пристроєм

Недоліком цього пристрою є те, що через високе розташування поперечки, до якої кріпиться траверса, відбувається різке розвантаження передніх коліс трактора.

Відомий допоміжний пристрій – автоматичний коректор зчіпної ваги колісних тракторів при їх агрегуванні з двовісними причепами [19].

Допоміжний пристрій - автоматичний коректор зчіпної ваги колісних тракторів при їх агрегуванні з двовісними причепами, що містить жорсткий силовий зв'язок, що з'єднує дишло причепа зі зчіпним пристроєм трактора, датчики буксування та розподілу зусиль і додатковий гідроциліндр, що відрізняється тим, що додатковий гідроциліндр встановлений під дишлом причепа, додатковий гідроциліндр з'єднаний з основною гідравлічною системою трактора сполучними гідравлічними шлангами, а датчики буксування та розподілу зусиль встановлені на ведучих колесах задньої осі трактора.



1 – автоматичний коректор зчіпної ваги, 2 – дишло причепа, 3 – зчіпний пристрій трактора, 4 – задня вісь причепа

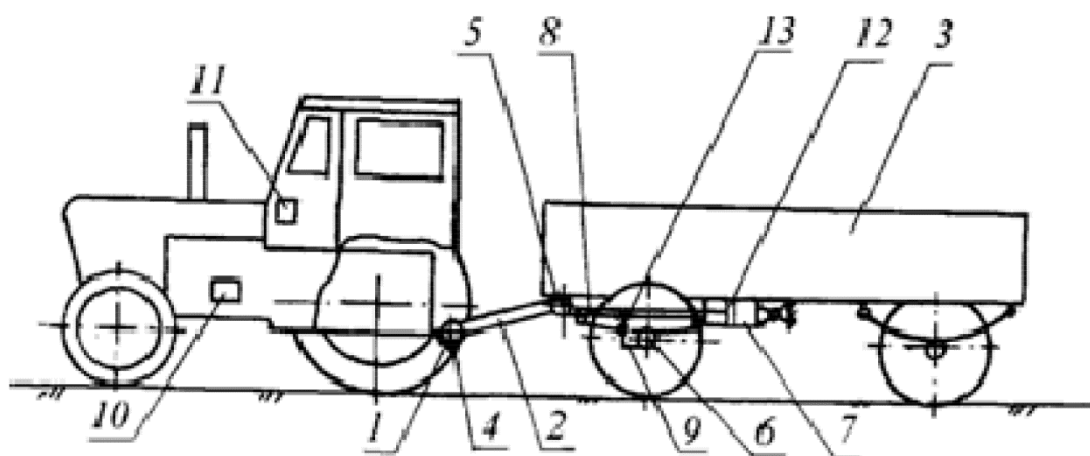
Рисунок 1.5 - Загальний вигляд колісного трактора з причепом, оснащеним автоматичним коректором зчіпної ваги

Недоліком цього пристрою є розташування запропонованого тягового елемента під гострим кутом до дишла причепа, що вимагає великих зусиль для передачі сили, що довантажує трактор, і змушує працювати гідроциліндр в нераціональному режимі.

Відомо пристрій підвищення прохідності колісного трактора з двовісним причепом [19]. Винахід відноситься до галузі транспортного машинобудування. Завдання винаходу – підвищення прохідності

транспортного агрегату за рахунок збільшення зчпної ваги ведучих коліс трактора та зменшення опору на перекочування причепа.

Пристрій містить причіпний гак 1. Дишло 2, яке шарнірно з'єднане з двовісним причепом 3 і гідронавісну систему трактора 4, за допомогою шарніра 5. Передню вісь причепа 6 з'єднана з гідроциліндром 7, який має шток 8 з'єднаний з важелем 9, Датчик буксування 10 гідронавісної системи трактора 4. Гідронавісна система трактора 4 з'єднана з гідроциліндром 7 причепа 3, що має поршень 12, який через систему важелів пов'язаний з передньою віссю причепа 13.



1 - причіпний гак , 2 - дишло , 3 - причіп , 4 - гідронавісна система трактора , 5 - шарнір , 6 - передня вісь причепа , 7 - гідроциліндр , 8 - шток , 9 - важіль , 10 - датчик буксування ведучих коліс трактора , 11 - кабіна трактора , 12 - поршень , 13 - передня вісь причепа

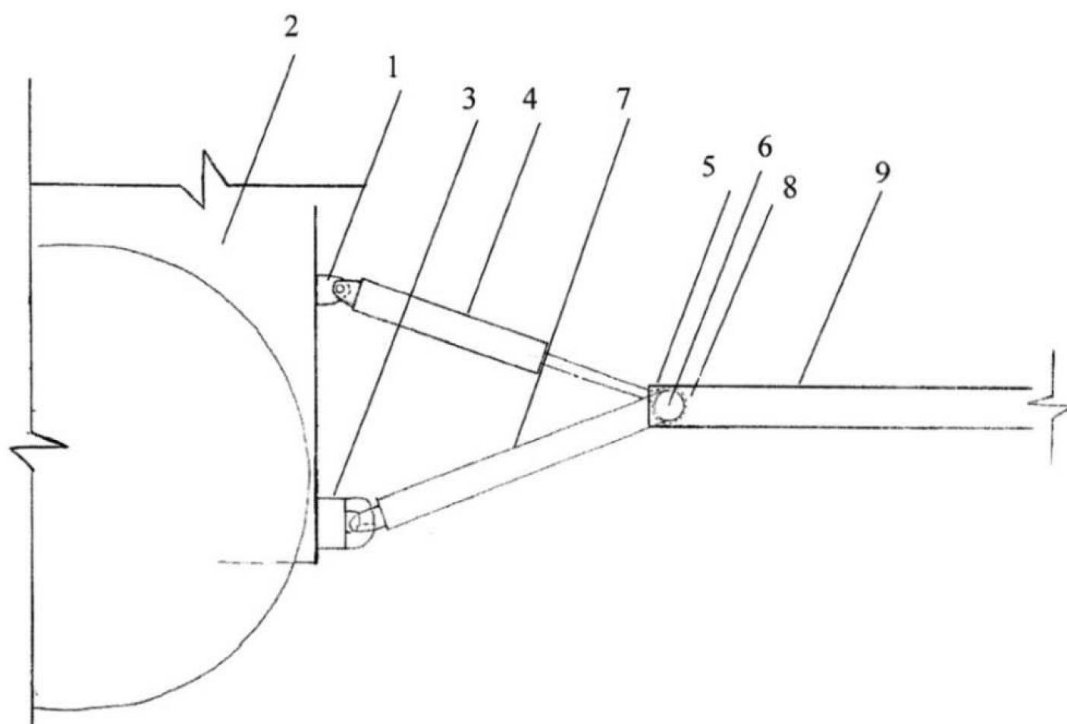
Рисунок 1.6 - Загальний вид транспортного засобу з пристроєм для підвищення прохідності колісного трактора з двоосьовим причепом

Застосування запропонованого пристрою дозволяє автоматично регулювати буксування ведучих коліс трактора, тим самим підвищувати прохідність і знижувати витрати палива ТТА.

Недоліком цього пристрою є складність руху агрегату пересіченою місцевістю і неможливість коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА. Відомий автоматичний коректор зчпної ваги для збільшення

прохідності та підвищення продуктивності колісних тракторів при їхньому агрегуванні з причепами [1]. Область техніки, до якої належить винахід

Мета винаходу - збільшення прохідності та підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з причепами в умовах руху по слизькій дорозі, бездоріжжю, малої несучої здатності ґрунтів, наявності підстилаючого мерзлотного шару при досить простій конструкції допоміжного пристрою, простоті його виготовлення, високої надійності, зручності в обслуговуванні.



1 – кронштейн, 2 – трактор, 3 – зчіпний пристрій, 4 – гідроциліндр, 5 – шток, 6 – кріпильний шарнір, 7 – рухоме зчленоване дишло, 8 – зворотна пружина, 9 – балка основного дишла

Рисунок 1.7 - Принципова схема автоматичного коректора зчіпної ваги для збільшення прохідності та підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з причепами

Пристрій містить кронштейн 1, що має вигляд карданного шарніра з хрестовиною, встановлений на корпусі трактора 2 вище його зчіпного пристрою 3, закріплений на кронштейні 1 додатковий гідроциліндр 4, робоча

частина штока 5 якого упирається в кріпильний шарнір 6 рухомого зчленованого дишла 7 основного дишла, що входить у балку, 9 агреатованого причепа. Датчики буксування та розподілу зусиль, встановлені на ведучих колесах задньої осі трактора, еластичні сполучні гідравлічні шланги подачі гідрорідини.

Недоліком цього пристрою є значне розвантаження передніх коліс трактора через збільшення плеча докладання гакового зусилля.

### 1.3 Результати досліджень розподілу ваги ТТА за опорами

Проблема підвищення вантажопідйомності причепів, що агрегуються з трактором, є основною при використанні ТТА. Одним із напрямків вирішення даної проблеми, заснованим на покращенні тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів, є перерозподіл ваги тракторного транспортного агрегату по опорах.

Робота [49] присвячена визначенню допустимих значень коефіцієнта розподілу тягового зусилля між ведучими осями трактора та причепа. Автором розроблено математичну модель руху повнопривідного ТТА, яка дозволила встановити взаємозв'язок між техніко-економічними показниками ТТА та розподілом потужності, а також з урахуванням конструктивних параметрів агрегату, визначити межі раціональних значень коефіцієнтів тягового та кінематичного неузгодженості між рушіями агрегату. Як енергетичну оцінку ефективності прийнято витрату палива та продуктивність ТТА.

Результати роботи дозволять на етапі проектування визначити раціональні параметри приводу ходових коліс причепа, обґрунтувати граничну енергонасиченість трактора у складі транспортного агрегату.

У роботі [12] порушено питання щодо підвищення прохідності універсальних просапних колісних тракторів з причепами за рахунок застосування автоматичних гідродовантажувальних пристроїв навісних систем. Крім зв'язку причепа з трактором через буксирний пристрій автор пропонує використовувати додатковий силовий зв'язок та розглядає

причіпний транспортний агрегат як напівпричіпний. Наведено теоретичні дослідження з гідравлічного коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА, уточнено рівняння тягового балансу. Обґрунтовується використання автоматичних гідродовантажувальних пристроїв навісних систем з додатковим силовим зв'язком у різних польових умовах, найбільший ефект отримано від позиційного регулювання. Встановлено, що застосування ТТА додаткового силового зв'язку, крім зв'язку трактора з причепом через дишло, забезпечує довантаження задніх коліс трактора на 55% і знижує навантаження на передні колеса до 50% по відношенню до роботи без додаткового зв'язку. Дані умови забезпечують можливість роботи ТТА у дорожніх та польових умовах з низьким коефіцієнтом зчеплення. Використання розробленого тягово-зчіпного пристрою з позиційним регулюванням навішування трактора для автоматичного коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА дозволить підвищити продуктивність в середньому на 8,5%, а питому витрату палива знизити на 13%.

Варто відзначити, що за хороших дорожніх умов значного ефекту від застосування тягово-зчіпного пристрою з універсальними регуляторами навішування трактора не отримано, а при максимальному гідродовантаженні трактора відбувається погіршення поворотності ТТА через розвантаження передніх коліс трактора.

На підставі результатів досліджень розроблено рекомендації щодо вдосконалення та найбільш ефективного використання всіх способів регулювання гідродовантаження, вони також є основою для підвищення ефективності використання ТТА.

У роботі не розглядається кінематика руху агрегату пересіченою місцевістю.

У роботі [14] автор ставить собі за мету підвищити ефективність використання колісного трактора класу 1,4 на польових транспортних роботах, збільшити продуктивність, покращити тягово-зчіпні властивості, знизити техногенний вплив ТТА на ґрунт за рахунок застосування активного

ведучого моста причепа. На підставі аналізу існуючих технічних рішень щодо підвищення тягово-зчіпних властивостей ТТА було поставлено такі завдання досліджень: теоретично обґрунтувати схему приводу активного моста причепа на підставі теорії силового потоку; виявити вплив ведучого моста причепа на тягово-зчіпні властивості ТТА; дослідити вплив ведучого моста причепа на продуктивність ТТА; дослідити техногенний вплив ходової частини ТТА на ґрунт. Для вирішення поставлених завдань пропонується включити в трансмісію причепа обгінну муфту, яка дозволить автоматизувати процес включення та вимкнення ведучого мосту причепа та виключити циркуляцію паразитної потужності між ведучими мостами трактора та причепа. Для того щоб визначити, яким чином відбувається розподіл ваги ТТА по опорах, загальну схему агрегату розчленовують і взаємний вплив трактора та причепа замінюють відповідними силами та моментами. При визначенні буксування ведучих коліс трактора за основу береться дотична сила тяги, так як вона сприяє розвантаженню ведучих коліс трактора, коли штовхає, а якщо є силою, що гальмує, то довантажує їх.

Встановлено, що застосування активного ведучого мосту причепа дозволяє підвищити тягово-зчіпні властивості, робочу швидкість на 33,1%, продуктивність на 16% та знизити витрату палива ТТА. Використання трактора МТЗ-80/82 з експериментальним причепом дозволяє зменшити техногенний вплив ТТА на ґрунт, твердість ґрунту зменшилася на 11%, щільність на 10%, глибина колії стала меншою на 48% порівняно із серійним варіантом.

Отримані результати роботи дозволять скоротити витрати часу та матеріальних засобів при конструюванні, вдосконаленні та доопрацюванні конструкції ведучих мостів транспортних засобів. Методика експериментальних досліджень знайшла своє застосування під час випробувань колісних сільськогосподарських тракторів.

Коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА, підвищення ефективності його використання метою роботи [18]. Автор ставить перед собою завдання: обґрунтувати необхідність коригування вертикальних

навантажень по опорах ТТА при його руху, що встановився, в режимі гальмування і розгону за рахунок додаткового довантажуючого зв'язку трактора з причепом; розробити спосіб визначення раціональної вантажопідйомності тракторного причепа при коригуванні вертикальних навантажень на колеса ТТА; стосовно трактора тягового класу 1,4 оцінити працездатність системи автоматичного регулювання навішування (САРН) і розробити метод прискореної оцінки її працездатності.

Для вирішення поставлених завдань дослідження пропонується використовувати тягово-довантажувальний пристрій з САРН позиційно-силового типу для з'єднання трактора з причепом, яке дозволить раціоналізувати процес довантаження задніх коліс трактора при роботі з двовісними причепами за рахунок використання гідрогака трактора, знизити розвантаження його передніх коліс та збільшити сили, що довантажують. ТДУ складається з основного (тягового) силового зв'язку, який з'єднує дишло причепа з гідрогаком трактора, додаткового (довантажуючого) силового зв'язку, який з'єднує передню вісь причепа з нижніми поздовжніми тягами механізму навішування трактора. Як критерії оцінки ефективності використання ТДП з САРН позиційно-силового типу при різних режимах руху ТТА прийнято продуктивність і шлях гальмування при різній вантажопідйомності причепа та різного ступеня довантаження.

Проведені теоретичні дослідження дозволили зробити висновок, що коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА при різних режимах його руху (установлений рух, при гальмуванні та розгоні) підвищить ефективність використання ТТА за рахунок збільшення зчпної ваги трактора, на 9-23% знизить шлях і на 11-44% зменшить час гальмування 15-24% знизить час розгону ТТА до швидкості, що встановилася.

Експериментальні дослідження показали, що застосування ТДП з САРН дозволить підвищити ефективність використання ТТА до 60% для тракторів із колісною схемою 4К2, а для тракторів із колісною схемою 4К4а до 40%. При коригуванні вертикальних навантажень на колеса трактора,

буксування його ведучих коліс знизиться до 40%, збільшиться продуктивність ТТА в середньому на 12%, знизиться питома витрата палива в середньому на 15%.

Важливо, що САРН позиційно-силового типу регулювання ступеня коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА у принципі працездатна, але малоефективна.

Результати проведених досліджень та розроблені рекомендації допоможуть конструкторам при розробці нових та модернізації старих тракторів, однак у роботі не розглянуто питання руху агрегату по пересіченій місцевості.

Робота [16] присвячена підвищенню продуктивності, поліпшенню тягово-зчіпних властивостей та зниженню техногенного впливу ТТА на ґрунт за рахунок коригування вертикальних навантажень на колеса агрегату. Автор роботи, на вирішення поставленої мети, пропонує провести модернізацію ТТА, зокрема причепа, тобто. встановити на причіп додатковий гідроциліндр (коректор зчіпної ваги) між переднім мостом причепа та причіпним пристроєм.

На підставі аналізу існуючих досліджень щодо збільшення зчіпної ваги та підвищення її тягово-зчіпних властивостей ТТА у роботі поставлені такі завдання: теоретично обґрунтувати ефективність встановлення на ТТА коректора зчіпної ваги; встановити вплив коректора зчіпної ваги на тягово-зчіпні властивості агрегату, залежно від тягово-зчіпних властивостей трактора визначити продуктивність ТТА; дослідити техногенний вплив на ґрунт від ТТА.

Завдання вирішуються за схемою: принципом можливих переміщень визначається реакція у шарнірі зчіпки, і наводяться залежності реакції від кута та точки додатку додаткового навантаження; визначається дотична сила тракторної тяги; розраховується коефіцієнт використання зчіпної ваги; величина буксування; за номограмою визначається продуктивність ТТА. Під час проведення експериментальних досліджень замірялися такі показники:

тягове зусилля; пройдений шлях; частота обертання ведучих коліс; твердість, густина, вологість, глибина колії; час досвіду.

В результаті виконаної роботи були отримані такі показники: використання трактора МТЗ-82 та модернізованого причепа 2ПТС-4 з коректором зчіпної ваги дозволило знизити на 25-30% буксування, на 6,5-6,8% витрата палива на 1 т·км, на 19,6% твердість ґрунту, на 12-30% глибину колії порівняно із серійним. З іншого боку, зросла на 11,5-12,1% тягова потужність, на 9,3-20,1% швидкість руху, на 9,9-19,9% продуктивність. Усі ці показники змінилися за рахунок перенесення частини ваги тракторного причепа через гідрозбільшувач зчіпної ваги на ведучі колеса трактора.

Варто зазначити, що дослідження щодо збільшення тягово-зчіпних властивостей колісного трактора класу 1,4 проводилися на горизонтальній ділянці з рівним мікрорельєфом.

Отримані результати досліджень дозволять скоротити витрати часу та матеріальних засобів при конструюванні, модернізації та доопрацюванні ТТА. Методика експериментальних досліджень знайшла застосування при випробуваннях сільськогосподарських тракторів.

Діяльність [26] метою дослідження є підвищення ефективності використання ТТА з допомогою підвищення тягово-зчіпних властивостей. Мета дослідження зумовила необхідність вирішення наступних завдань: розробити пристрій, що дозволяє перерозподілити частину навантаження з коліс причепа на ведучі колеса ТТА та обґрунтувати параметри його роботи; встановити вплив додаткового навантаження, прикладеного на ведучі колеса трактора, на тягово-зчіпні властивості ТТА; встановити вплив положення точки причепа транспортного агрегату з трактором; визначити залежність та закономірність зміни показників роботи ТТА.

Для розробки пристрою, що дозволяє перерозподілити частину навантаження з коліс причепа на ведучі колеса ТТА та змінювати положення точки причепа транспортного агрегату з трактором, було проведено теоретичні дослідження та встановлено математичні залежності прийнятих

показників. Отримані аналітичні вирази визначення величини дотичної сили тяги ведучих коліс ТТА дозволили зробити висновок, що буксування і продуктивність ТТА залежить від величини зміщення точки причепа транспортного агрегату і зміни додаткового навантаження в шарнірі зчіпки. Було розроблено номограму визначення продуктивності ТТА залежно від додаткового навантаження в шарнірі зчіпки. Механізм переміщення точки причепа складається з повзуна зчіпки, з'єднаного з важелем переміщення повзуна, який у свою чергу з'єднаний з гідроциліндром, який автоматично переміщує точку причепа.

Виробничі випробування показали, що використання ТТА, що складається з трактора МТЗ-80 і серійного причепа 2ПТС-4 з коректором зчіпної ваги і точкою причепа, що змінюється, дозволяє збільшити на 31% транспортну швидкість, на 30% тягову потужність при різних додаткових навантаженнях в порівнянні з використанням серійного транспортного агрегату. З іншого боку знижується на 5% буксування, на 11,67% ущільнення ґрунту, на 18% твердість ґрунту. Економія експлуатаційних витрат становитиме 37%, а повних енерговитрат 21,75 МДж/т· км.

Важливо відзначити, що дослідження проводилися в умовах перезволоженого ґрунту при слабкій несучій здатності.

Отримані результати можуть бути використані при конструюванні, вдосконаленні конструкцій ходових систем ТТА, а також при проектуванні та експлуатації ТТА.

Робота [36] присвячена підвищенню тягово-зчіпних властивостей ТТА за рахунок перерозподілу навантажень між осями в результаті дії силової гідросистеми трактора. Завдання дослідження: встановити закономірності процесу перерозподілу навантажень між осями ТТА від параметрів агрегату та системи збільшення зчіпної ваги; дослідити вплив нерівностей поверхні руху ТТА на тягово-зчіпні властивості трактора в умовах лісових ґрунтів, при перерозподілі навантажень між осями агрегату; розробити методику проведення експериментальних досліджень.

Автор пропонує збільшити зчіпну вагу шляхом впливу на підйом передньої осі причепа через подовжувачі нижніх тяг навішування та дишла причепа з використанням штатної гідросистеми трактора. Довантаження здійснюється через перенесення частини навантаження з передніх осей трактора та причепа. Отримані залежності дотичної сили зі зчеплення та приросту загальної маси причепа від величини довантаження ведучої осі трактора показують, що зі збільшенням довантаження ведучих коліс (зчіпної ваги) трактора покращуються його тягово-зчіпні властивості та підвищується тягова потужність (потужність на гаку). Також у роботі представлені дослідження впливу довжини буксирного пристрою трактора на ефективність довантаження, отримані залежності перерозподілу навантажень між осями ТТА від довжини буксирного пристрою та дії сили, що створюється на кінцях подовжувачів навісного пристрою трактора на дишло причепа. Їх аналіз допомагає зробити висновок, що максимальне довантаження задньої осі трактора досягається при одночасному збільшенні відстані до точки приєднання до розкосів і зменшенні довжини нижніх поздовжніх тяг навішування з подовжувачами. Під час проведення експериментальних досліджень була проведена оцінку дорожньої прохідності, замірялися такі показники: час досвіду, кількість обертів ведучих коліс трактора, витрата палива, тиск у гідросистемі трактора.

В результаті виконаної роботи, показники ефективності застосування системи довантаження виглядають наступним чином: знизилася на 60% буксування, на 20% витрата палива на тонно-кілометр, збільшилася на 8,8% швидкість руху ТТА, на 24% продуктивність ТТА у складі МТЗ-80+2ПТС-4, на 36. При оцінці дорожньої прохідності було зроблено висновок, що у тиск у гідросистемі трактора переважно впливає характер подолання перешкоди типу виступ.

Необхідно відзначити, що дослідження щодо підвищення тягово-зчіпних властивостей ТТА проводилися стосовно лісопаркових зон, де має

місце високий опір переміщенню транспортних засобів, а над економічними показниками переважають екологічні.

Можна зробити висновок, що перерозподіл навантажень між осями запобігає руйнуванню ґрунтового покриву в лісопаркових зонах, знижує експлуатаційні витрати на обслуговування лісопаркових зон і робить їх привабливішими для відвідування людей.

У статті [29] порушено питання підвищення ефективності використання причіпних ТТА. Для розподілу ваги ТТА по опорах та її регулювання автори пропонують конструкцію двопоточного тягово-зчіпного пристрою, який включає тягову і довантажувальні силові зв'язки. В роботі представлена схема причіпного ТТА з діючими на нього силами та обладнаного пропонованим тягово-зчіпним пристроєм. Для визначення вертикальних реакцій дороги на передні та задні колеса трактора та причепа складено математичні вирази, наведено залежність ваги трактора, його розподілу по осях та висоти осі підвісу від кута нахилу додаткового силового зв'язку. Аналіз цих залежностей показує, що чим більша сила, що довантажує, і кут нахилу до горизонту додаткового силового зв'язку, тим вище зчіпна вага трактор і тим краще його тягово-зчіпні властивості.

Проведені дорожні випробування конструкції тягово-зчіпного пристрою на трьох ґрунтових фонах (пісок, ґрунтова дорога після дощу, суха ґрунтова дорога) показали, що найбільша ефективність від його застосування досягається при русі причіпного ТТА у складних за прохідністю дорожніх та польових умовах. Застосування тягово-зчіпного пристрою, що регулює зчіпну вагу трактора, дозволить підвищити продуктивність причіпного ТТА в середньому на 15% та знизити питому витрату палива до 20%.

Дослідження щодо підвищення ефективності використання причіпних ТТА проводилися на горизонтальній ділянці з рівним мікрорельєфом.

Ефективність коригування вертикальних навантажень на колеса напівпричіпних ТТА розглянуто у статті [30]. Авторами пропонується варіант регулювання ступеня коригування вертикальних навантажень

(ступеня довантаження), що ґрунтується на зміні вертикальних реакцій на передніх колесах причепа. Розглянуто варіант причіпного агрегування з можливістю його перетворення на напівпричіпний шляхом підйому передньої осі причепа. Аналіз графічної залежності зміни вертикальних реакцій на передні та задні колеса трактора при регулюванні реакції на передні колеса причепа, яка переходить на ведучі колеса трактора у вигляді частини ваги причепа показує, що при збільшенні частини ваги причепа припадає на ведучі колеса трактора спостерігається зростання вертикальної реакції на передні та задні колеса трактора.

Для підтвердження результатів теоретичних досліджень було проведено стендові випробування, замірялися такі величини: вертикальні навантаження на передні та задні колеса трактора, а також вертикальна реакція на передні колеса напівпричепа. В результаті проведення стендових випробувань було отримано залежність вертикальних навантажень на колеса трактора від ступеня розвантаження передньої осі напівпричепа, аналіз якої показує, що зі збільшенням розвантаження передньої осі напівпричепа навантаження на передні та задні колеса трактора збільшується, що призводить до зростання експлуатаційної ваги трактора в цілому.

Таким чином, проведені дослідження підтверджують, що шляхом регульованого коригування вертикальних навантажень на колеса напівпричіпного ТТА слід очікувати зростання продуктивності та зниження витрати пального на одиницю вантажу, що перевозиться.

Необхідно уточнити, що дослідження з коригування вертикальних навантажень на напівпричіпні колеса ТТА проводилися на горизонтальній ділянці з рівним мікрорельєфом.

Таким чином аналіз робіт з дослідження впливу розподілу ваги ТТА за опорами на техніко-економічні та екологічні параметри процесу показав, що цей напрямок перспективний, т.к. відкриваються можливості підвищення продуктивності праці, зниження витрати палива, зменшення буксування, зниження ущільнення ґрунту, колії, але не вирішуються питання оптимізації

перерозподілу загальної ваги агрегату по його опорах і не визначається у зв'язку з цим раціональна вантажопідйомність причепа.

#### Висновки за розділом 1

Аналіз використання тракторних транспортних агрегатів різного компонування, вплив розподілу ваги агрегату по опорах на техніко-економічні показники транспортного процесу, а також технічних рішень, що забезпечують довантаження трактора з боку причепа, показав, що:

- пропоновані технічні рішення щодо передачі частини ваги причепа на причіпний пристрій трактора малоефективні через небезпеку погіршення керованості, необхідність зміни або включення

- додає додаткових вузлів до гідронавішування трактора або дишла причепа, відсутності можливості регулювання перерозподілу частини ваги причепа на гідронавішування трактора;

- мало повно розроблена методика оптимального розподілу загальної ваги агрегату по опорах, і навіть визначення вантажопідйомності ТТА причіпної компоновки з ТДП;

- недостатньо досліджувалась кінематика руху ТТА з ТДП по пересіченій місцевості.

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ВАГИ ПРИЧІПНОГО ТТА ЗА ЙОГО ОПОРАМИ

2.1 Визначення допустимого вертикального навантаження на гідроначіпку трактору з боку причепа

Подолання підйому та рух ТТА пересіченою місцевістю – це найбільш складні умови при взаємодії зчіпного пристрою трактора з причепом. Розглянемо елементи руху ТТА на підйомі.

У цьому випадку в поздовжній площині на агрегат у складі трактор 4X2 класу 1,4 агрегатовані з причепом за допомогою зчіпного пристрою, діють наступні сили, див. рисунок 2.1.

А. у причепі:

1. Вага завантаженого причепа  $G_{ПР}$  з координатами  $(a_{ПР}, h_{ПР})$ .
2.  $Z_{T1}, Z_{T2}$  – реакції опорної поверхні на колеса причепа.
3.  $X_{T1}, X_{T2}$  – сили опору коченню коліс причепа.
4.  $P_{iПР}$  - сила інерції поступово рухомих мас причепа з координатами  $(a_{ПР}, h_{ПР})$ .
5.  $R_{КР}$  – реакція взаємодії трактора та причепа прикладена у точці їх з'єднання, з координатами  $(L_{КР}, h_{КР})$ .

Б. у тракторі:

1. Вага трактора  $G_{ТР}$  прикладена у центрі мас з координатами  $(a_{ТР}, h_{ТР})$ .
2. Реакція опорної поверхні  $Z_K$  – на передні,  $Z_j$  – на задні колеса.
3.  $X_j$  – рушійна сила;  $X_K$  - сила опору коченню керованих коліс.
4.  $P_{КР}$  – сила взаємодії трактора та причепа прикладена у точці їх з'єднання, з координатами  $(h_{КР}, L_{КР})$ .
5.  $P_{i ТР}$  – сумарна сила інерції поступово рухомих мас трактора, з координатами  $(A_{ТР}, h_{ТР})$ .

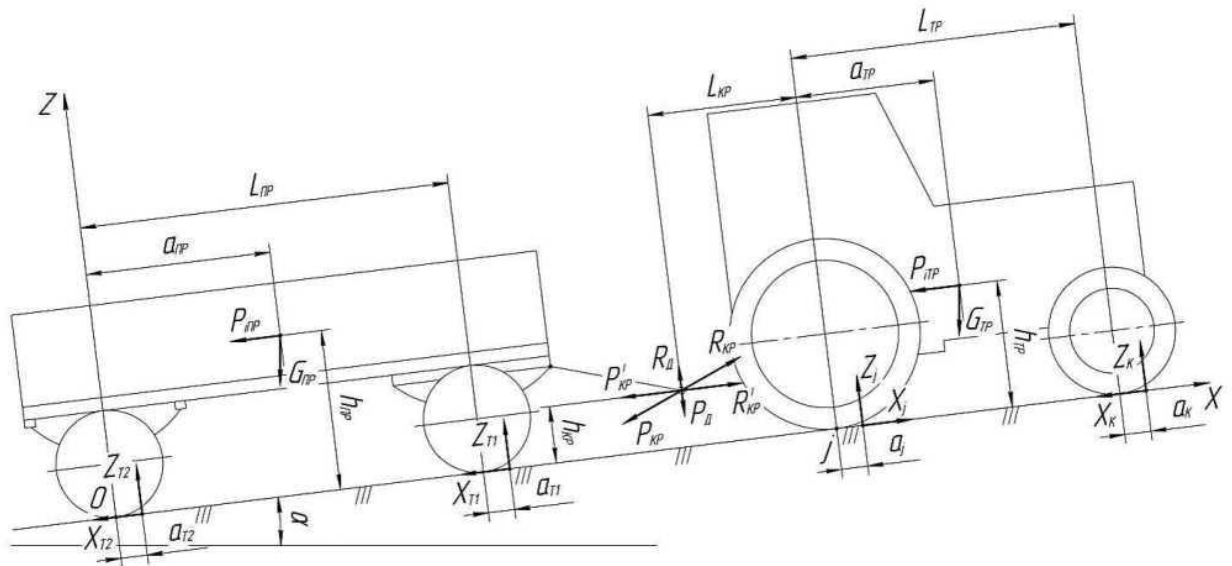


Рисунок 2.1 – Сили, що діють на тракторний транспортний причіпний агрегат у поздовжній площині

Також в поздовжній площині діють дотичні сили інерції деталей, що обертаються розміщених на поперечних валах: деталі трансмісії, колеса. Моментами, створюваними зазначеними дотичними силами інерції, і навіть опором повітря, нехтуємо через їх щодо невеликого впливу загальної динаміку агрегату [27, 33].

Сила  $R_{kp}$ , прикладена у точці з'єднання трактора з причепом, характеризує їхню взаємодію. Для визначення сили  $R_{kp}$  відкинемо зв'язок причепа з трактором, а силу  $R_{kp}$  замінимо рівною за модулем, але зворотною за реакцією  $R_{kp}^i$ . Реакцію  $R_{kp}^i$  розкладемо на дві складові:  $P_D$  – діючу вздовж осі  $Oz$  (вертикальну) і  $R_{kp}^i$  – діючу вздовж осі  $Ox$  (горизонтальну).

Для визначення реакції  $R_{kp}^i$ , запишемо рівняння проєкцій сил на вісь абсцис, що діють у причепі. Рівняння проєкція сил має вигляд:

$$R_{kp}^i - X_{T1} - T_{T2} - G_{np} \cdot \sin \alpha - P_{inp} = 0$$

де  $X_{T1} + T_{T2}$  – сила опору коченню причепа  $P_{fnp} \cdot f_{np} \cdot \cos \alpha$ ; тут  $\alpha$  – кут схилю опорної поверхні;  $f_{np}$  – коефіцієнт опору пересування причепа.

Вираз визначення реакції  $R_{kp}^i$  :

$$R_{kp}^i = G_{ПП} \cdot f_{ПП} \cdot \cos \alpha + G_{ПП} \cdot \sin \alpha + P_{ПП} \quad (2.1)$$

При встановленому режимі руху, тобто. за відсутності інерційних впливів ( $P_{ПП} = 0$ ), вираз для визначення реакції  $R_{kp}^i$  набуде вигляду:

$$R_{kp}^i = G_{ПП} \cdot f_{ПП} \cdot \cos \alpha + G_{ПП} \cdot \sin \alpha \quad (2.2)$$

З виразу 2.2 випливає, що реакція  $R_{kp}^i$  залежить від ваги причепа, коефіцієнта опору коченню причепа, кута схилу опорної поверхні. Збільшення будь-якого доданку призведе до зростання реакції  $R_{kp}^i$ . Напрямок  $R_{kp}^i$  залежить від виду руху агрегату. На спуску при гальмуванні двигуном сила спрямована до трактора, а на підйомі, при розгоні або гальмуванні робочою гальмівною системою сила спрямована від трактора.

Щоб визначити допустиме довантаження зчпного пристрою трактора з боку причепа  $P_D$  складемо рівняння моментів сил щодо точки  $j$ . Для цього, відкидаємо зв'язок трактора з причепом і прикладаємо силу взаємодії трактора і причепа  $R_{kp}^i$  рівну за модулем реакції  $R_{kp}^i$  але має протилежний напрямок. Силу  $R_{kp}$  розкладемо на дві складові:  $P_D$  - діючу вздовж осі  $Oz$  (вертикальну) і  $R_{kp}^i$  - діючу вздовж осі  $Ox$  (горизонтальну).

Складемо рівняння моментів сил при режимі руху, що встановився, щодо точки  $j$ :

$$Z_K \cdot L_{TP} - G_{TP} \cdot (a_{TP} \cdot \cos \alpha - h_{TP} \cdot \sin \alpha) + P_D \cdot L_{KP} + P_{KP}^I \cdot h_{TP} = 0 \quad (2.3)$$

де  $L_{TP}$  - поздовжня база трактора.

Знаючи, що за показниками безпеки руху агрегату [26] навантаження на передню вісь трактора  $Z_K$  під час руху на підйом становить  $0,2G_{TP}$ , а  $P_{kp}^i = R_{kp}^i = G_{ПП} \cdot f_{ПП} \cdot \cos \alpha + G_{ПП} \cdot \sin \alpha$ , вираз визначення  $P_D$  прийме вигляд:

$$P_D = \frac{G_{TP} \cdot (a_{TP} \cdot \cos \alpha - h_{TP} \cdot \sin \alpha) - 0,2G_{TP} \cdot L_{TP} - G_{ПП} \cdot h_{KP} \cdot (f_{ПП} \cdot \cos \alpha \sin \alpha)}{L_{KP}} \quad (2.4)$$

Отже, у загальному вигляді припустиме довантаження зчіпного пристрою трактора з боку причепа може бути представлене у вигляді функції:

$$P_D = F(G_{TP}; G_{PP}; f_{PP}; \alpha) \quad (2.5)$$

Якщо вага трактора і причепа можна прийняти незмінним, то коефіцієнт опору пересування причепа і кут схилу опорної поверхні величини змінні і випадкові, мабуть вони підпорядковуються певним законам розподілу, тобто:

$$f_{PP} = F(f) \text{ та } \alpha = F(\alpha)$$

Тому середнє значення припустимого довантаження зчіпного пристрою трактора з боку причепа має визначатися з урахуванням випадкового характеру зміни аргументів  $f_{PP}$  і  $\alpha$  тобто у вигляді математичного очікування функції [34]:

$$\overline{P_D} = \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} \int_{f_{PPH}}^{f_{PPK}} F(G_{TP}; G_{PP}; f_{PP}; \alpha) z(f_{PP}) z(\alpha) df_{PP} d\alpha \quad (2.6)$$

$f_{PPH}; f_{PPK}; \alpha_H; \alpha_K$  – початкове та кінцеве значення діапазонів зміни відповідно коефіцієнтів опору пересування причепа та кутів схилу опорної поверхні.

Для відомого причіпного ТТА змінними є лише коефіцієнт опору пересування та кут схилу поля, які варіюються досить у межах. Дослідженнями [39] встановлено закон щільності ймовірностей розподілу кутів схилу полів по Харківській області та визначено його основні параметри:  $\bar{\alpha} = 2,5^\circ; \vartheta = 1,65$ . Закон щільності ймовірностей коефіцієнта опору пересування транспортного агрегату не встановлено, тому провести розрахунки за залежністю (2.6) неможливо. У першому наближенні обмежуємося розрахунками за середніми значеннями змінних, а саме  $\bar{\alpha} = 2,5^\circ; \bar{f} = 0,12$  [41], тобто. допустиме вертикальне навантаження на

гідронавіжку трактора 14кН з боку причепа 2ПТС-4 при номінальній його вантажопідйомності 4 т визначимо для середніх умов:  $\alpha = 2,5^\circ$ ;  $f = 0,12$ .

Результати розрахунків представлені рисунку 2.2.

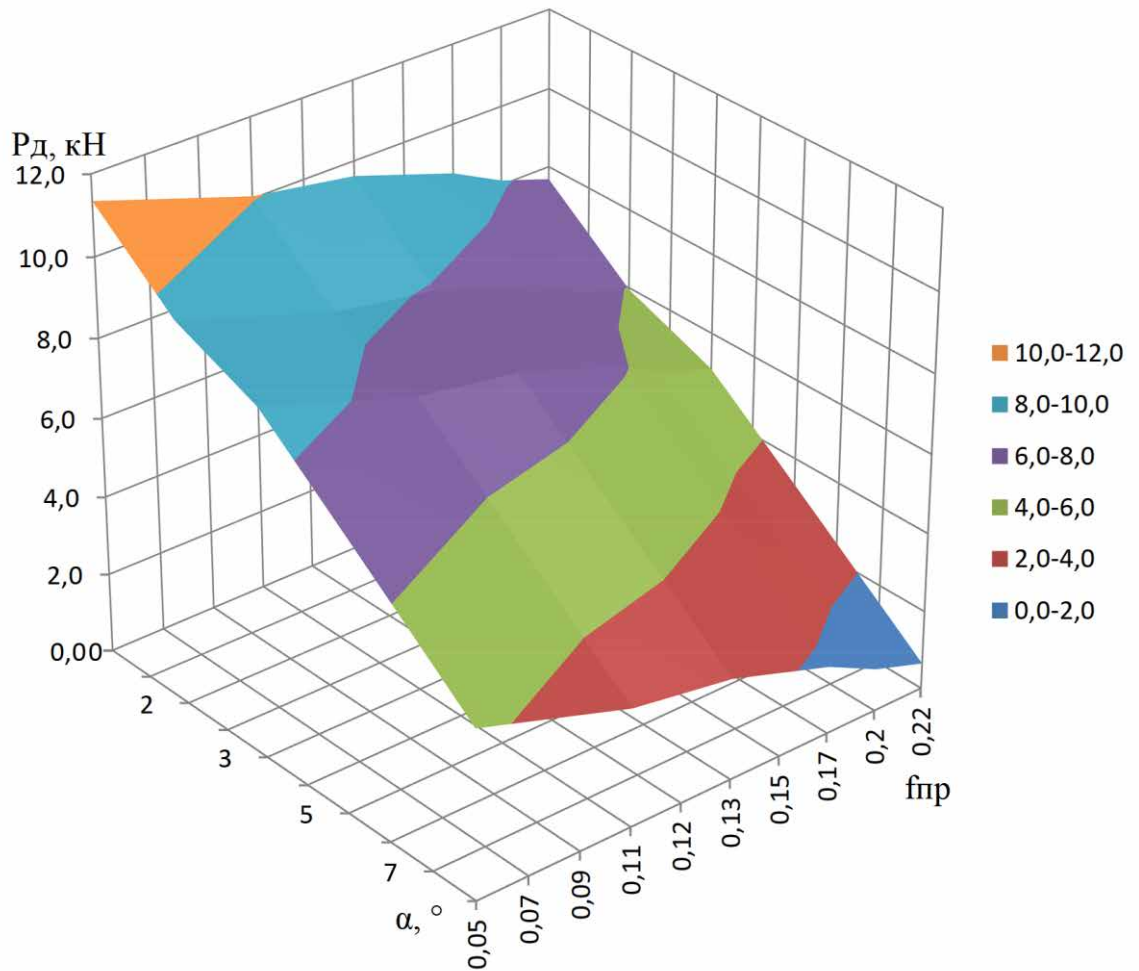


Рисунок 2.2 – Зміна довантаження трактора 14 кН з боку причепа 2ПТС-4 від кута схилу та коефіцієнта опору пересування причепа

Аналіз рисунка 2.2 показує, що зі збільшенням коефіцієнта опору пересування та кута схилу поля допустиме вертикальне навантаження  $P_d$  на гідронавіску трактора зменшується. Для середніх значень кута схилу полів та коефіцієнта опору пересування причепа вона дорівнює 7,7 кН.

Коли причіпний ТТА рухається при куті схилу близькому нулю, а коефіцієнт опору пересування причепа дорівнює 0,05, вертикальне навантаження на гідронавіску трактора дорівнює 11,2 кН. Відповідно до посібника з експлуатації вертикальне навантаження на гідронавіску

універсально-просапного трактора має перевищувати 14 кН [34]. Отримані результати розрахунку не суперечать посібнику з експлуатації трактора.

## 2.2 Розробка конструктивно-технологічної схеми ТДП до причепа

Дослідження, проведені нами у першому параграфі розділу, показали, що з дотриманні керованості трактора, коли на передні колеса припадає щонайменше 20% ваги трактора, на його гідроначіпку, для середніх коефіцієнта опору пересування причепа і кута схилу полів, можна прикладати силу до 7,7 кН. Це свідчить про те, що з агрегуванні причепа з трактором може бути також вантажонесучим, тобто необхідно використовувати ТДП до причепа. Огляд технічних рішень з довантаження трактора з боку причепа показав різноманіття конструктивних рішень, їх недоліки відзначені в першому розділі, але загальним недоліком є відсутність використання сили опору пересування причепа як навантаження гідроначіпки трактора.

Нами запропоновано ТДП до причепа, де сила опору його пересування  $P_{KP}$  довантажує трактор [13, 15, 18]. Воно складається (рисунок 2.3) з рами 1 поворотного візка причепа, до нижньої частини якої в поздовжньому напрямку по центру жорстко закріплений упор 2, а до передньої шарнірно закріплено дишло 3. До протилежного кінця дишла 3 жорстко прикріплена муфта 4, куди з можливістю жорстко з'єднаний з тяговим кільцем 6. До муфти 4 шарнірно прикріплена балка 7, поміщена під рамою 1 поворотного візка причепа, причому задній кінець балки 7 за допомогою сережки 8 шарнірно з'єднаний із серединою задньої частини рами 1 поворотного візка причепа. До балки 7 в її середній частині з можливістю поздовжнього переміщення шарнірно закріплений маятник 9, верхній кінець якого оснащений роликом 10, що контактує з упором 2, причому маятник 9 щодо упору 2 розміщений під гострим кутом. Задній кінець кронштейна 5 з'єднаний шарнірно з тягою 11, протилежний кінець якої з можливістю поздовжнього переміщення шарнірно з'єднаний з середньою частиною маятника 9.



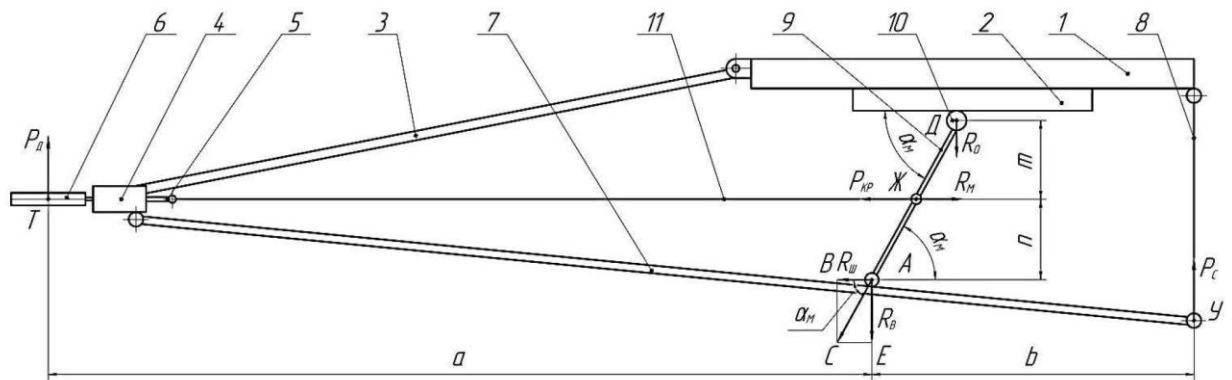
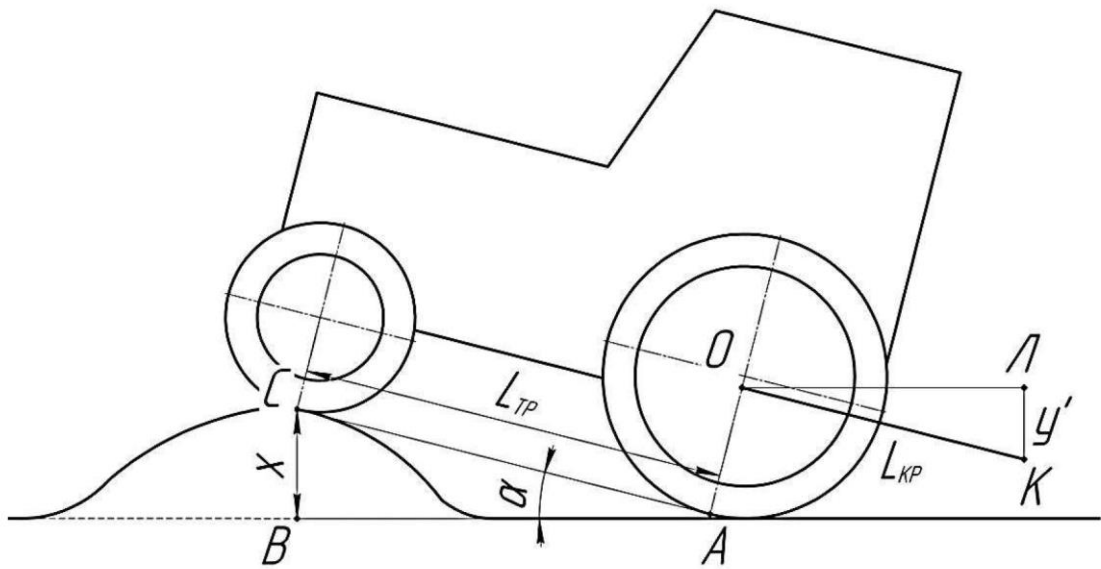


Рисунок 2.4 - Схема сил, що діють на ТДП до причепа

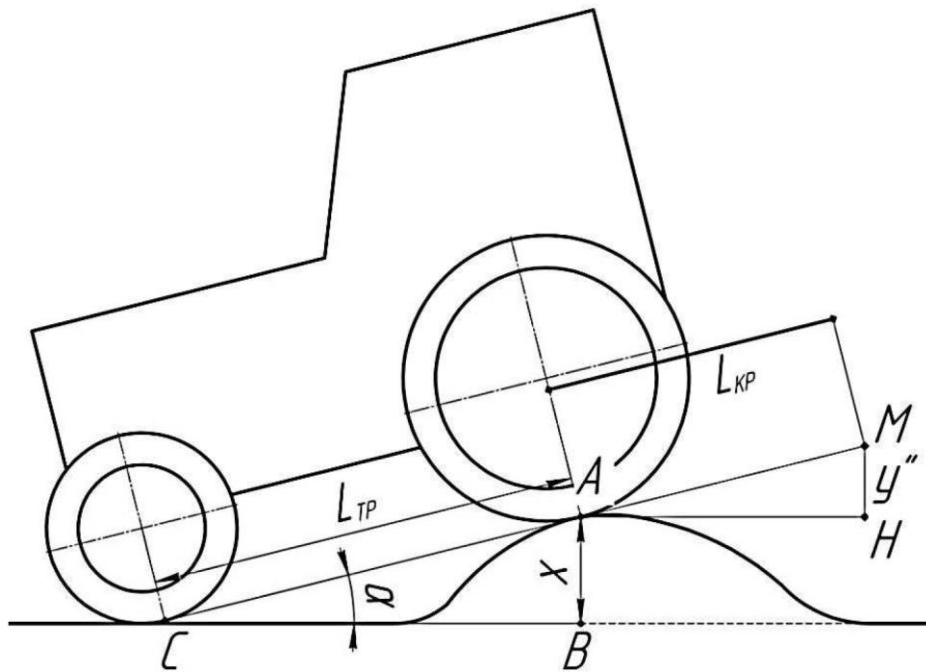
Таким чином, застосування запропонованого тягово-довантажувального пристрою до причепа дозволяє використовувати гачкову силу  $P_{KP}$  в якості довантажувальної тракторної сили  $P_D$ , але при цьому спостерігається розвантаження передньої осі причепа, що вказує на можливість коригування номінальної його вантажопідйомності.

### 2.3 Схема руху причіпного ТТА з ТДП по пересіченій місцевості

При русі причіпного тракторного транспортного агрегату по сільській дорозі, виїзді його з поля на сільську або профільовану дорогу трактор і причіп знаходяться не в одній площині, тому і конструктивні елементи тягово-довантажного пристрою також змінять своє положення відносно один одного [28].



а)



б)

Рисунок 2.5 – Схема подолання нерівності трактором

а) наїзд передніми колесами;

б) наїзд задніми колесами;

$L_{KP}$  – кінематична довжина трактора;

$L_{TP}$  – база трактора;

$x$  - висота подоланої нерівності;

$y'$  та  $y''$  – відповідно величина опускання або підйому тягового кільця причепа відносно вихідного положення над опорною поверхнею.

Гідроначіпку трактора в «заблокованому» положенні гідросистеми можна розглядати як єдине ціле з трактором, тому при наїзді трактора передніми колесами на нерівність задній кінець гідропідвіски – «гідрогак» буде опускатися вниз, а разом з ним і тягове кільце дишла причепа (див. рисунок 2.5). Коли на перешкоду наїжджають задні колеса трактора, тягове кільце дишла причепа піднімається на деяку висоту відносно вихідного положення (коли трактор і причіп знаходяться в одній площині).

Встановимо залежність зміни положення тягового кільця відносно площини, де знаходиться агрегат при переїзді нерівності трактором, а також параметри конструктивних елементів ТДП до причепа.

Схема подолання нерівності, коли трактор наїжджає на неї передніми колесами, показана на рисунку 2.5 а. Величину опускання тягового кільця дишла причепа відносно опорної поверхні визначимо з умови, що трикутник  $OLK$  подібний до трикутника  $ABC$ , оскільки вони прямокутні і кут  $\alpha$  утворений взаємно перпендикулярними сторонами.

Тоді:

$$\frac{x}{y'} = \frac{L_{TP}}{L_{KP}}, \text{ звідки } y' = \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} \quad (2.7)$$

При наїзді трактора на нерівність задніми колесами тягове кільце відносно вихідного положення піднімається на величину  $y''$  (див. рисунок 2.5 б), її значення знайдемо з умови подібності трикутників  $SAB$  і  $AMH$ :

$$\frac{x}{y''} = \frac{L_{TP}}{L_{KP}}, \text{ звідки } y'' = \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} \quad (2.8)$$

Тобто тягове кільце дишла причепа при подоланні агрегатом нерівності висотою  $x$  змінює своє початкове положення відносно опорної поверхні на величину:

$$y = y' + y'' = \frac{2x \cdot L_{KP}}{L_{TP}}. \quad (2.9)$$

Оскільки тягове кільце за допомогою кронштейна і тяги з'єднане з маятником, шарнірно закріпленим у середній частині балки, яка також шарнірно з'єднана з передньою частиною дишла причепа і заднім кінцем рами поворотного візка, то названі конструктивні елементи ТДП до причепа будуть здійснювати переміщення відносно один одного і вузлів поворотного візка [7]. Це обумовлює необхідність знаходження їх основних геометричних параметрів з метою забезпечення кінематики при русі причіпного тракторного транспортного агрегату по пересіченій місцевості.

Встановимо в першому наближенні їх геометричні параметри.

Аналіз конструктивно-технологічної схеми ТДП (рисунок 2.6) показує, що довжина балки повинна дорівнювати сумі довжин дишла і рами поворотного візка, причому, якщо виявиться, що тягове кільце дишла причепа за певних умов буде вище точки її кріплення до рами поворотного візка, то слід передбачити її вигин у вертикальній площині, тобто:

$$l_{\delta} = m_{\delta} + r \quad (2.10)$$

де  $l_{\delta}, m_{\delta}, r$  – довжина відповідно балки, дишла причепа і рами поворотного візка.

Коли передні колеса трактора знаходяться на нерівності, що долається, тягове кільце дишла розташоване в крайньому нижньому положенні, але оскільки балка розміщена між рамою поворотного візка і віссю передніх коліс причепа, виникає необхідність у визначенні довжини сережки  $l_c$ , шарнірно з'єднує задній кінець балки і рами поворотного візка, для цього необхідно знати відстані від опорної поверхні до верхньої частини осі  $l_o$  передніх коліс, до рами поворотного візка  $l_p$  і її довжину  $r$ , а також відстань від опорної поверхні до тягового кільця дишла причепа  $l_{\delta}$  (див. рисунок 2.6), коли трактор і причіп знаходяться на одній площині.

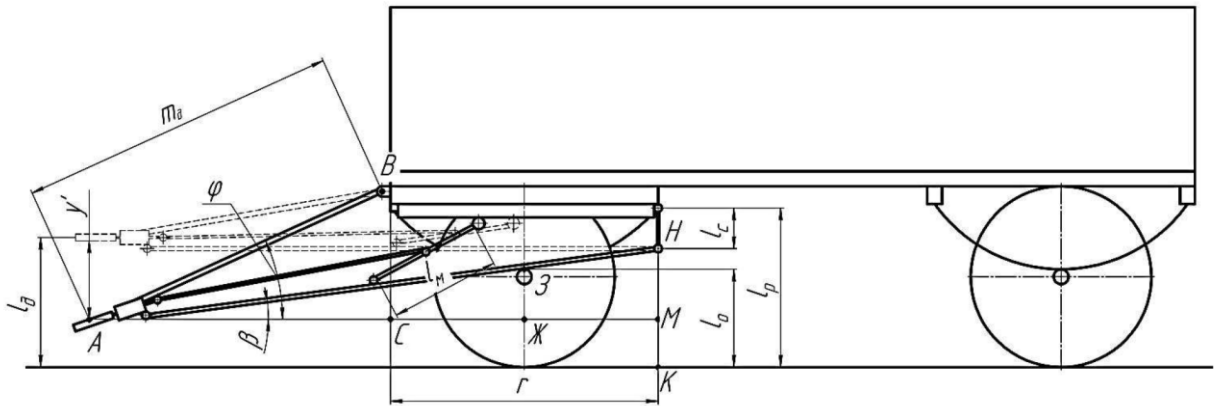


Рисунок 2.6 - Схема переміщення конструктивних елементів ТДП при подоланні нерівності агрегатом

Для знаходження величини  $l_c$  необхідно знати проекцію дишла причепа на горизонтальну вісь. Встановимо її величину з трикутника  $ABC$ , для цього треба знати кут  $CAB$ , він дорівнює:

$$\frac{BC}{AB} = \sin \varphi, \quad \varphi = \arcsin \frac{l_p + y' - l_o}{m_o}, \quad \text{тоді} \quad \frac{AC}{m_o} = \cos \varphi, \quad AC = m_o \cdot \cos \varphi. \quad (2.11)$$

Довжина сережки  $l_c$  дорівнює (див. рисунок 2.6):

$$l_c = l_p - HM - MK \quad (2.12)$$

Як видно з рисунка 2.6, величина  $MK$  дорівнює:

$$MK = l_o - y' \quad (2.13)$$

Довжину відрізка  $HM$  знаходимо з подібності трикутників  $AZJ$  і  $AHM$ :

$$\frac{HM}{ZJ} = \frac{AM}{AJ} \quad \text{або} \quad \frac{HM}{l_o - MK} = \frac{AC + r}{AC + \frac{r}{2}} \quad (2.14)$$

але  $MK$  дорівнює  $MK = l_o - y'$ , тоді:

$$\frac{HM}{l_o + y' - l_o} = \frac{m_o \cdot \cos \varphi + r}{m_o \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}}, \quad \text{звідки} \quad HM = (l_o + y' - l_o) \cdot \frac{m_o \cdot \cos \varphi + r}{m_o \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}}. \quad (2.15)$$

Отже:

$$l_c = l_p - (l_o + y' - l_\delta) \cdot \frac{m_\delta \cdot \cos \varphi + r}{m_\delta \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}} + y' - l_\delta. \quad (2.16)$$

Залежно від висоти  $x$  нерівності, що долається, вираз (2.16) матиме вигляд:

$$l_c = l_p - \left( l_o + \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} - l_\delta \right) \cdot \frac{m_\delta \cdot \cos \varphi + r}{m_\delta \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}} + \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} - L_{KP}. \quad (2.17)$$

Аналіз отриманої залежності (2.17) показує, що довжина серезки залежить від висоти  $x$  нерівності, що долається, і конструктивних параметрів причепа: довжини дишла  $m_\delta$  і рами поворотного візка причепа  $r$ , а також відстаней від опорної поверхні до верхньої частини осі передніх коліс  $l_o$  і рами поворотного візка  $l_p$ .

Одним з основних конструктивних параметрів тягово-довантажувального пристрою є довжина маятника. Її знайдемо з умови, що кут нахилу маятника до упору завжди залишається гострим, але при його розміщенні, коли балка знаходиться в нижньому положенні (передні колеса трактора на вершині нерівності), а ролик контактує з переднім кінцем упору, кут нахилу маятника близький до  $90^\circ$  (див. рисунок 2.7).

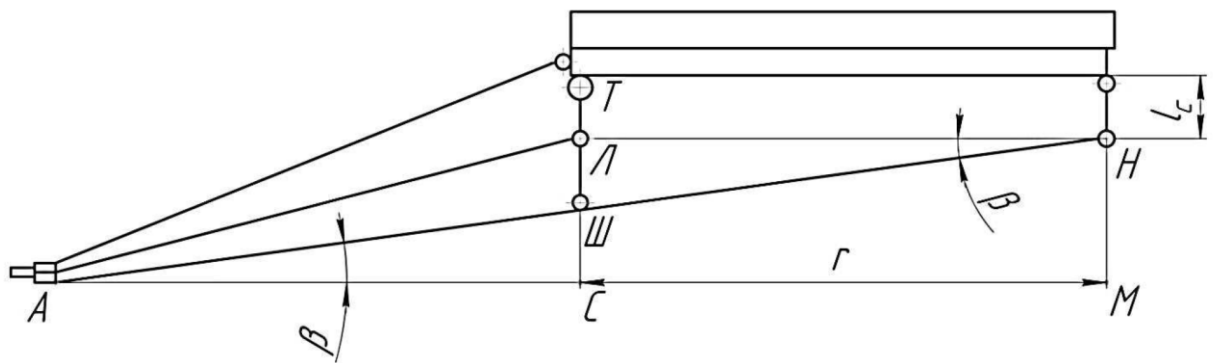


Рисунок 2.7 – Схема розташування конструктивних елементів тягово-довантажувального пристрою при переїзді через нерівність

З рисунка 2.7 видно, що мінімальна довжина маятника  $ТШ$  дорівнює  $ТШ = ТЛ + ЛШ$ , але відрізок  $ТЛ$  дорівнює довжині серезки  $ТЛ = l_c$ , а величину  $ЛШ$  знайдемо з прямокутного трикутника  $ЛШН$ , причому, його кут  $ЛНШ$

дорівнює куту  $\angle HAM$  в трикутнику  $AMH$ , як навхрест лежачі кути, але кут  $\angle HAM$  дорівнює:

$$\frac{HM}{AM} = \operatorname{tg} \beta; \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{HM}{AM}, \quad (2.18)$$

Значення відрізків  $HM$  і  $AM$  при фіксованому нижньому положенні дишла причепа легко встановлюються за допомогою тригонометричних функцій, отже, відрізок  $ЛШ$  дорівнює:

$$\frac{ЛШ}{r} = \operatorname{tg} \beta; \quad ЛШ = r \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (2.19)$$

тоді мінімальна довжина маятника складе:

$$ТШ = l_m = l_c + r \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.20)$$

Зауважимо, що місце кріплення маятника до балки визначимо після того, як буде встановлено залежність, що пов'язує гакову силу і геометричні параметри ТДП до причепа.

На рисунку 2.8 показано вплив висоти  $x$  нерівності, що долається, на довжину сержки  $l_c$  і маятника  $l_m$  ТДП до причепа 2ПТС-4.

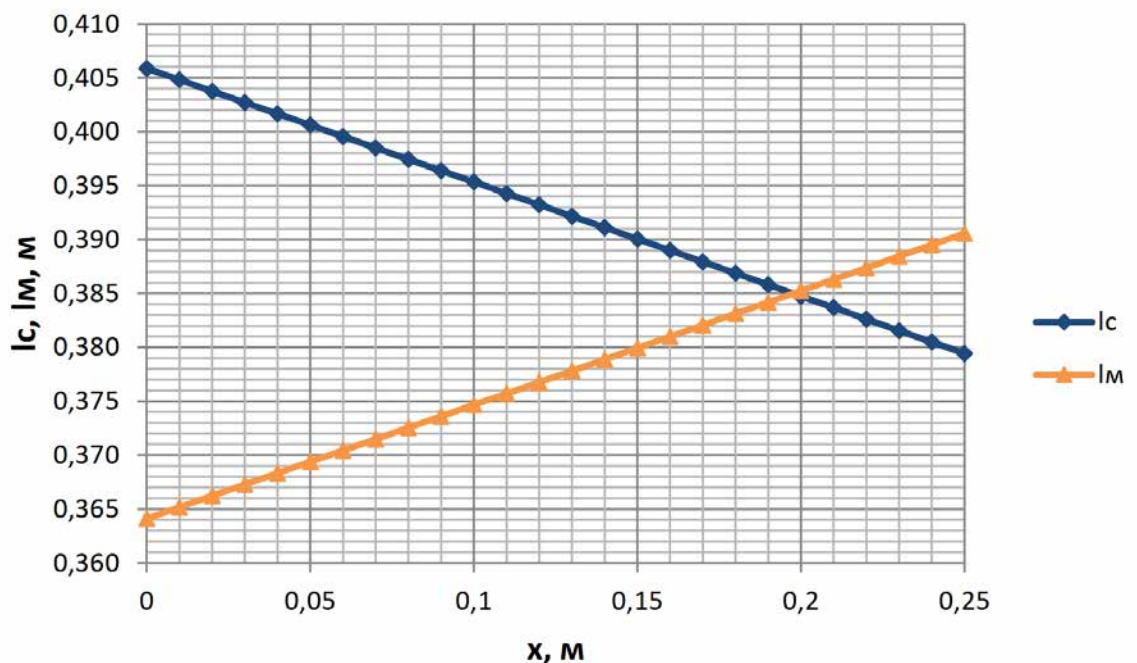


Рисунок 2.8 – Вплив висоти нерівності, що долається, на довжину підвіски та маятника ТДП до причепа

З рисунка 2.8 випливає, що при зміні висоти  $x$  нерівності, що долається, від 0 до 0,25 м довжина сережки  $l_c$  і маятника  $l_m$  зміняться лише на 0,026 м, що вказує на доцільність їх виготовлення довжиною, що відповідає найбільшому значенню висоти  $x$  долаємої нерівності.

#### 2.4 Дослідження силових параметрів ТДП до причепа

У першому підрозділі обґрунтовано допустиме вертикальне навантаження на гідронавіску трактора з боку причепа, а в другому і третьому було розроблено конструктивно-технологічну схему ТДП до причепа і розглянуто кінематику руху причіпного тракторного транспортного агрегату по пересіченій місцевості.

Необхідно визначити ряд силових і геометричних параметрів ТДП, які дозволять реалізувати допустиме вертикальне навантаження трактора з боку причепа. Визначимо вплив зусилля гака і основних конструктивних параметрів ТДП на величину вертикального навантаження гідропідвіски трактора.

Як було зазначено в підрозділі 2.1, в точці кріплення тяги 11 до маятника 9 виникає реакція сили  $R_M$ , рівна значенню  $P_{KP}$  (див. рисунок 2.4), але спрямована в протилежну сторону, яка розподіляється на дві складові сили:  $R_O$  і  $R_{III}$ . Реакція опори  $R_O$  в точці  $D$  діє перпендикулярно упору 2, а в точці  $A$ , що лежить на балці 7,  $R_{III}$  – спрямовано горизонтально. Значення реакції опори  $R_{III}$  знаходимо з рівняння моментів сил відносно точки  $D$  (рисунок 2.4).

$$R_{III} \cdot (m + n) - R_M \cdot m = 0, \quad (2.21)$$

звідки

$$R_{III} = \frac{R_M \cdot m}{(n + m)}, \quad (2.22)$$

але  $R_M = P_{KP}$ , тоді

$$R_u = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}}, \quad (2.23)$$

де  $n$  і  $m$  – проекції верхньої та нижньої частини маятника на вертикаль.

Сила  $R_{III}$  є складовою сумарної сили, що діє на балку 7.

Вертикальну складову силу  $R_B$  у точці  $A$  знаходимо з силового трикутника  $ABC$  (рисунок 2.4). У трикутнику  $ABC$  сторона  $AB=R_{III}$ , а сторона  $BC=AE=R_B$ , тоді

$$\frac{BC}{AB} = tg\alpha_M, \quad (2.24)$$

звідки

$$BC = AB \cdot tg\alpha_M \text{ або } R_B = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot tg\alpha_M, \quad (2.25)$$

де  $\alpha_M$  – кут нахилу маятника до горизонталі.

Вертикальна сила  $R_B$ , що діє на балку 7 у точці  $A$  (рисунок 2.4), врівноважується реакціями сил, що виникають у тяговому кільці 6 - сила  $P_D$  і сержці 8 - сила  $P_C$ . Реакцію сили  $P_D$  визначимо з рівняння моментів відносно точки  $U$  (див. рисунок 2.4).

$$P_D \cdot (a + b) - R_B \cdot b = 0.$$

звідки

$$P_D = R_B \frac{b}{a + b} = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \cdot tg\alpha_M. \quad (2.26)$$

У свою чергу реакція сили  $P_C$  у сержці 8 дорівнює:

$$P_C = R_B - P_D = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot tg\alpha_M - P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot tg\alpha_M \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot tg\alpha_M \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \right), \quad (2.27)$$

де  $a$  і  $b$  – довжина відповідно переднього і заднього кінців балки.

Таким чином, сила, що довантажує гідропідвіску трактора  $P_D$ , прямо пропорційна зусиллю гака  $P_{KP}$  і тангенсу кута нахилу маятника до упору і

обернено пропорційна відношенню нижньої і верхньої частин маятника, а також переднього і заднього кінців балки [10, 16].

Для умов: вантажопідйомність причепа  $Q_{\text{ПР}} = 4\text{т}$ , кут нахилу поля  $\bar{\alpha} = 2,5^\circ$ , коефіцієнт опору руху причепа  $\bar{f} = 0,12$ , тобто  $P_{\text{КР}} = 8,83\text{кН}$  побудовано графіки залежності впливу відношення переднього а і заднього b кінців балки  $a/b$ , а також нижньої n і верхньої m частин маятника  $n/m$  на величину довантаження гідроначіпки трактора  $P_{\text{Д}}$  з боку причепа при різних кутах нахилу  $\alpha_{\text{М}}$  маятника до упору (див. рисунок 2.9, 2.10, 2.11, 2.12).

Аналіз рисунків 2.9 і 2.10 показує, що допустиме довантаження трактора  $P_{\text{Д}} = 7,7\text{кН}$  при куті нахилу маятника  $\alpha_{\text{М}}$  до упору, рівному  $60^\circ$ , не забезпечується ні при яких співвідношеннях  $a/b$  і  $n/m$ .

З аналізу рисунка 2.11 видно, що при куті нахилу маятника до упору, рівному  $\alpha_{\text{М}} = 75^\circ$  зі збільшенням відношення  $a/b$  сила, що довантажує гідроначіпку трактора, знижується при значеннях відношення  $n/m$  в діапазоні від 0,1 до 1, так з ростом відношення  $a/b$  від 1 до 3 при відношенні  $n/m$ , рівному 0,1, довантаження гідронавіски трактора знижується з 15 кН до 7,5 кН.

Аналогічний вплив на довантаження гідронавіски трактора має і зміна відношення нижньої і верхньої частин маятника  $n/m$  (див. рисунок 2.12).

Так, зі збільшенням відношення  $n/m$  в діапазоні 0,1-1 при значенні  $a/b = 3$  довантаження знижується від 7,5 до 4,1 кН.

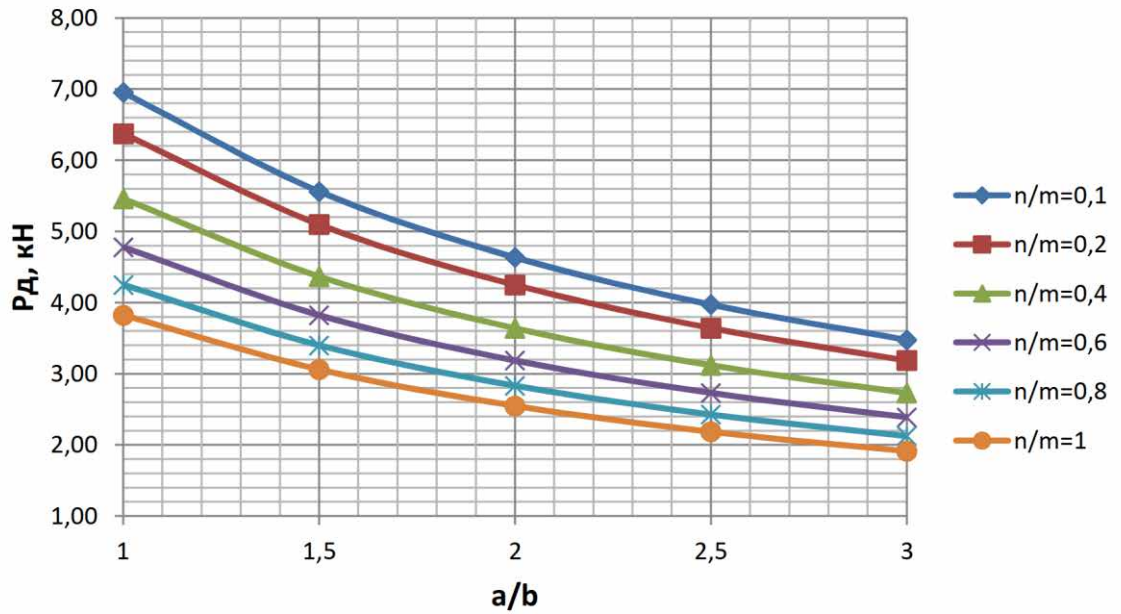


Рисунок 2.9 – Вплив співвідношення плечей балки  $a/b$  на величину довантаження гідропідвіски трактора  $P_D$  з боку причепа при куті нахилу маятника до упору  $\alpha_M = 60^\circ$

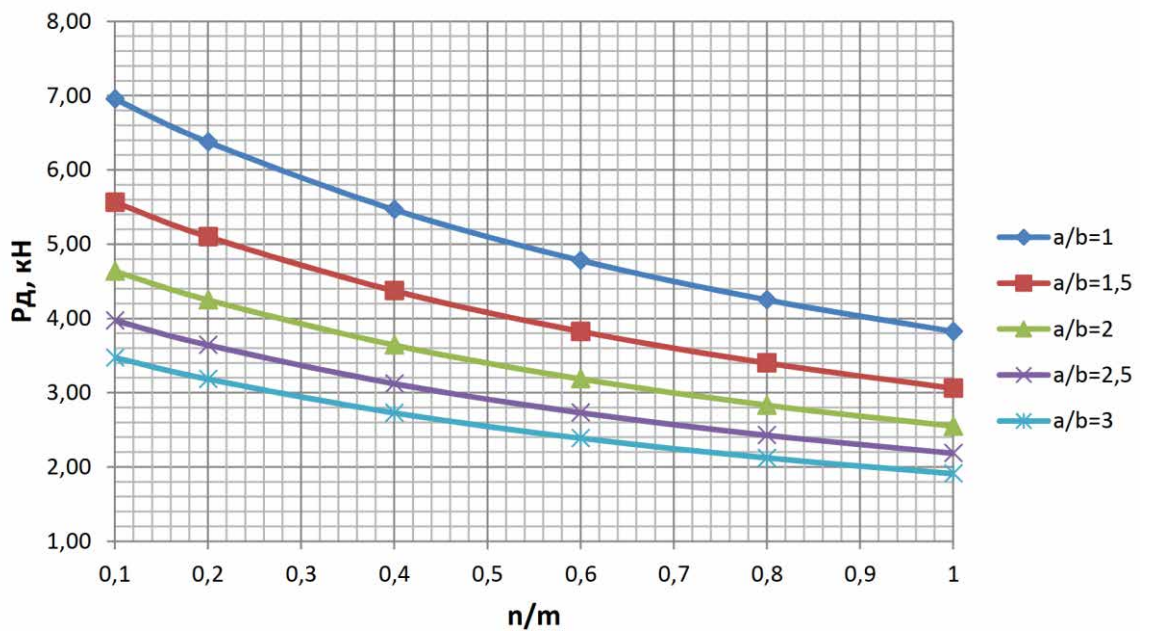


Рисунок 2.10 – Вплив співвідношення плечей маятника  $n/m$  на величину довантаження гідронавіски трактора  $P_D$  з боку причепа при куті нахилу маятника до упору  $\alpha_M = 60^\circ$

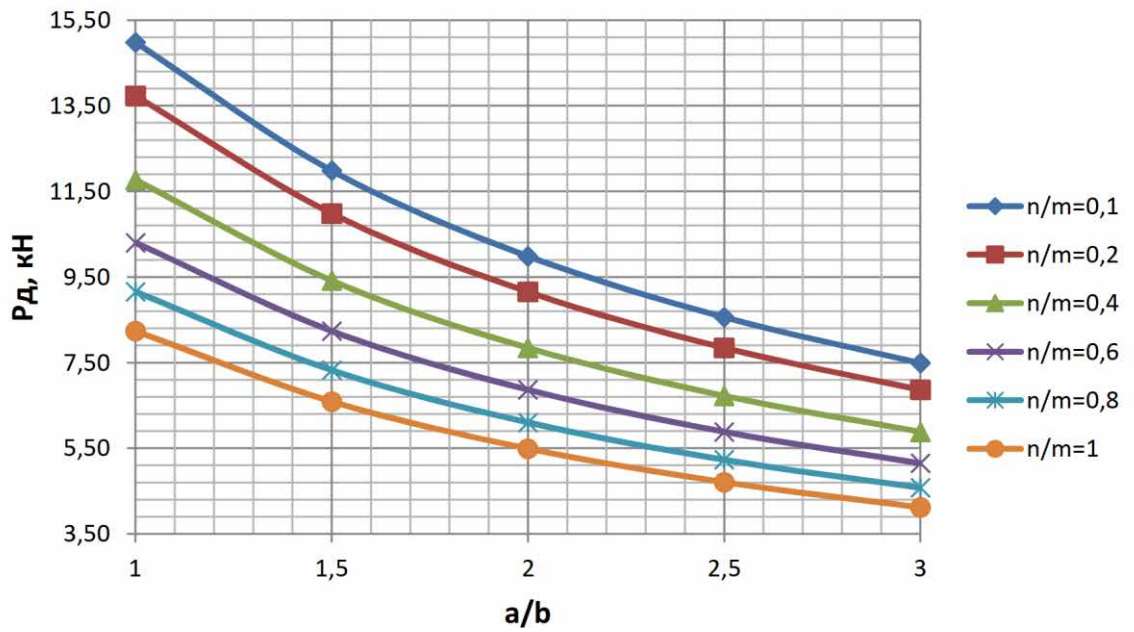


Рисунок 2.11 – Вплив співвідношення плечей балки  $a/b$  на величину довантаження гідропідвіски трактора  $P_D$  з боку причепа при куті нахилу маятника до упору  $\alpha_M = 75^\circ$

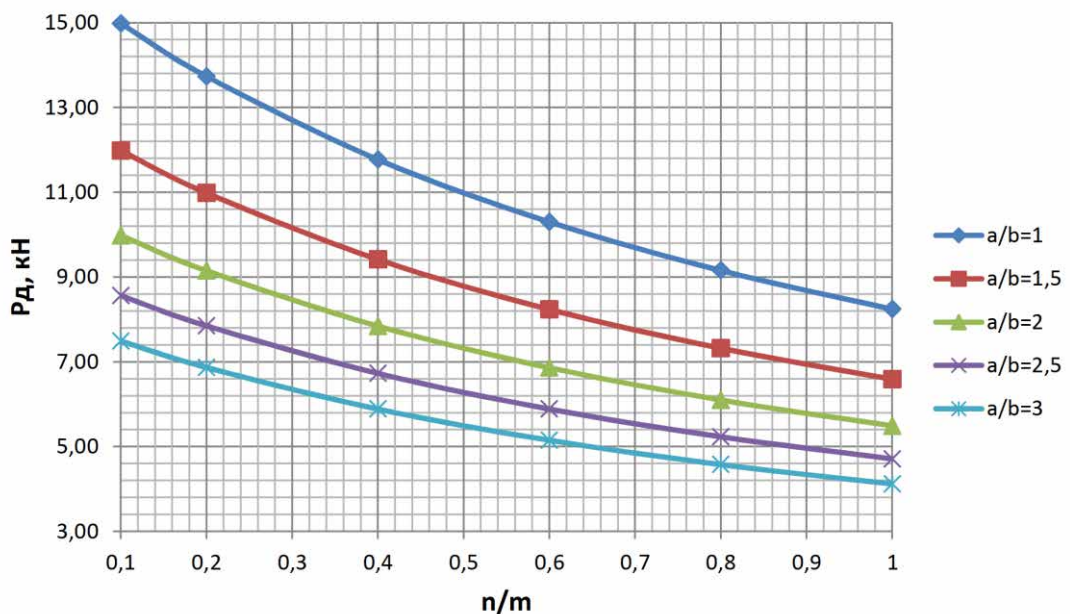


Рисунок 2.12 - Вплив співвідношення плечей маятника  $n/m$  на величину довантаження гідронавіски трактора  $P_D$  з боку причепа при куті нахилу маятника до упору  $\alpha_M = 75^\circ$

Характер спільного впливу відносин  $a/b$  і  $n/m$  на величину довантаження гідронавіски трактора видно на тривимірному графіку (рисунок 2.13).

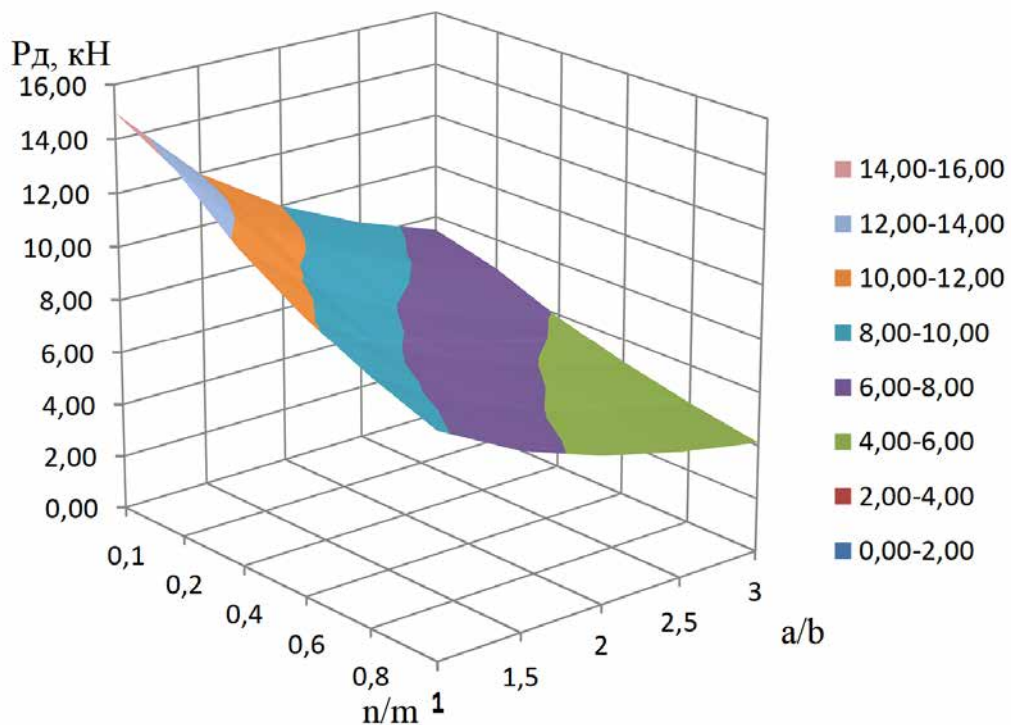


Рисунок 2.13 - Вплив співвідношення плечей балки  $a/b$  і кінців маятника  $n/m$  на величину довантаження трактора  $P_d$  з боку причепа при куті нахилу маятника до упору  $\alpha_M = 75^\circ$

Аналіз рисунків 2.9, 2.10, 2.11, 2.12 вказує на те, що:

- при зусиллі гачка, рівному 8,83 кН, зміні відносин  $a/b$  і  $n/m$  відповідно в діапазонах від 1 до 3 і від 0,1 до 1, а кута  $\alpha_M$  нахилу маятника до упору від  $60^\circ$  до  $80^\circ$  довантаження на гідронавіску трактора змінюють від 1,9 кН до 22,8 кН;

- кут нахилу маятника до упору має істотний вплив на величину довантаження гідронавіски трактора, це підтверджує рисунок 2.14, де спостерігається різке збільшення довантажувальної сили. Так, при збільшенні кута нахилу маятника до упору з  $60^\circ$  до  $65^\circ$  довантажувальна сила гідронавіски трактора зросла на 0,87 кН, але при збільшенні кута нахилу

маятника до упору від  $75^\circ$  до  $80^\circ$  збільшення довантажувальної сили становить вже 4,07 кН.

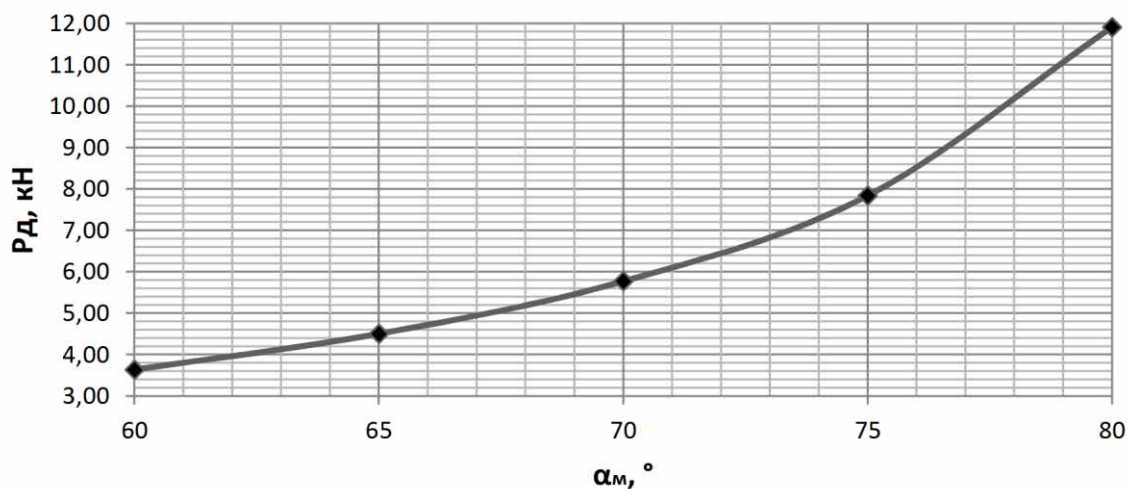


Рисунок 2.14 - Зміна довантажувального зусилля  $P_d$  від кута нахилу маятника до упору  $\alpha_M$  (при  $a/b=2,5$ ;  $n/m=0,2$ )

Проведений аналіз залежності 2.26 вказує на широкі можливості регулювання довантаження гідронавіски трактора з боку причепа в залежності від умов використання причіпного ТГА, оснащеного запропонованим ТДП.

## 2.5 Визначення раціональної вантажопідйомності тракторного причепа, оснащеного ТДП

Вище було сказано, що запропоноване ТДП до причепа забезпечує довантаження гідронавішування трактора, величина якого визначається залежністю (2.26). Іншими словами, ТДП розвантажує причіп на величину, рівну  $P_d$ , і робить трактор вантажопідйомним транспортним засобом. Отже, відкривається можливість збільшення номінальної вантажопідйомності причепа на величину  $P_d$ , тобто:

$$Q_{np}^* = Q_{np} + P_d, \quad (2.28)$$

де  $Q_{np}^*$  – значення раціональної вантажопідйомності причепа, оснащеного ТДП;

$Q_{np}$  – вантажопідйомність причепа.

У загальному вигляді з урахуванням залежності (2.26) вираз (2.28) запишеться так:

$$Q_{np}^* = Q_{np} + P_{Д} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M, \quad (2.29)$$

але значення гачкового зусилля визначається формулою (2.2).

Тоді в загальному вигляді раціональна вантажопідйомність причепа, оснащеного ТДП, буде визначатися залежністю:

$$Q_{np}^* = Q_{np} + G_{ПР} (f_{ПР} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M, \quad (2.30)$$

Тобто раціональна вантажопідйомність причепа є функцією параметрів, що характеризують умови експлуатації –  $f_{ПР}$ ,  $\alpha$  і конструкцію ТДП –  $a$ ,  $b$ ,  $n$ ,  $m$ ,  $\alpha_M$ . Для обраних значень співвідношень  $a/b=2,5$ ,  $n/m=0,2$  і  $\alpha_M=75^\circ$  зміна раціональної вантажопідйомності залежно від коефіцієнта опору пересуванню причепа і кута нахилу полів представлена на рисунку 2.15.

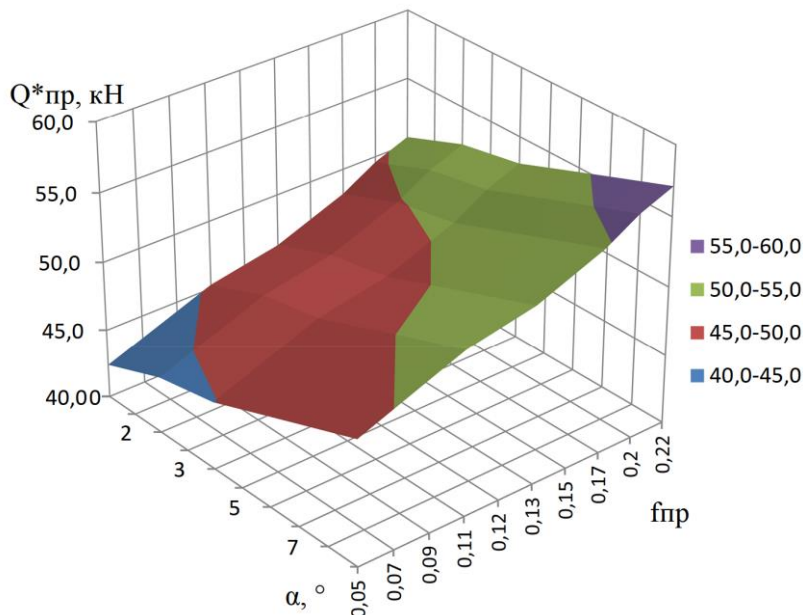


Рисунок 2.15 – Залежність вантажопідйомності причепа 2ПТС-4, оснащеного ТДУ, від коефіцієнта опору пересуванню та кута нахилу поля (при  $a/b=2,5$ ;  $n/m=0,2$ ;  $\alpha_M=75^\circ$ )

Для середніх значень кута нахилу поля  $\bar{\alpha} = 2,5^\circ$  і коефіцієнта опору руху причепа  $\bar{f} = 0,12$  раціональна вантажопідйомність причепа 2ПТС-4, оснащеного ТДП, дорівнює  $Q_{np}^* = 4,785m$ .

2.6 Дослідження впливу ТДП до причепа на розподіл його ваги по опорах

Перенесення частини ваги причепа на гідронавіську трактора дозволяє збільшити кількість вантажу, що перевозиться агрегатом, при тій же номінальній вантажопідйомності причепа.

Зауважимо, що всі пропоновані ТДП до причепа [18, 29, 33, 36, 76, 106] забезпечують розвантаження передньої осі причепа, але збільшують на деяку величину навантаження на задні колеса, а при збільшенні кількості вантажу, що перевозиться, з рівномірним його розподілом по платформі кузова, задні колеса будуть відчувати ще більше навантаження. Визначимо величину перевантаження задніх коліс.

Схема сил, що діють на причіп під час руху агрегату, показана на рисунку 2.16.

Складемо рівняння моментів сил відносно точки  $B$  (рисунок 2.17) [27]:

$$P_D \cdot AB - P_c \cdot BC + G_{ПР} \cdot BD - R_B \cdot KB - R_o \cdot B\Gamma - P_3 \cdot BE = 0 \quad (2.31)$$

Так як вертикальна складова сили  $R_B$  дорівнює за величиною силі  $R_o$  (рисунок 2.4), а відрізок  $KB + B\Gamma = Z$ , то навантаження на задню вісь причепа  $P_3$ , дорівнює:

$$P_3 = \frac{P_D \cdot AB - P_c \cdot BC + G_{ПР} \cdot BD - R_B \cdot Z}{BE}. \quad (2.32)$$

Позначимо величину  $BE$  у рівнянні (2.31) символом  $L_{ПР}$ .

Тоді значення перевантаження задніх коліс причепа запишеться так:

$$\Delta P_3 = \frac{P_D \cdot AB - P_c \cdot BC + G_{ПР} \cdot BD - R_B \cdot Z}{L_{ПР}} - \frac{G_{ПР}}{2}. \quad (2.33)$$

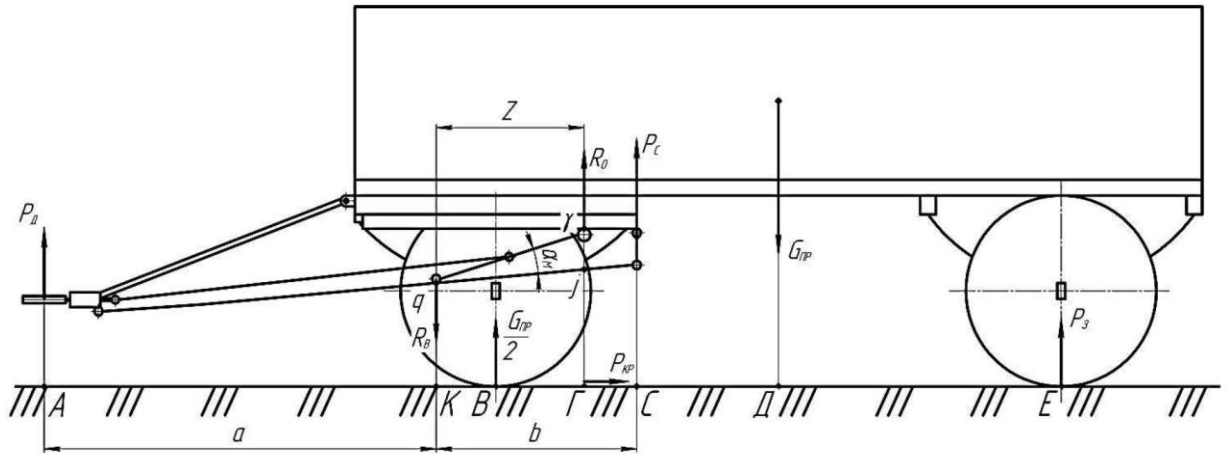
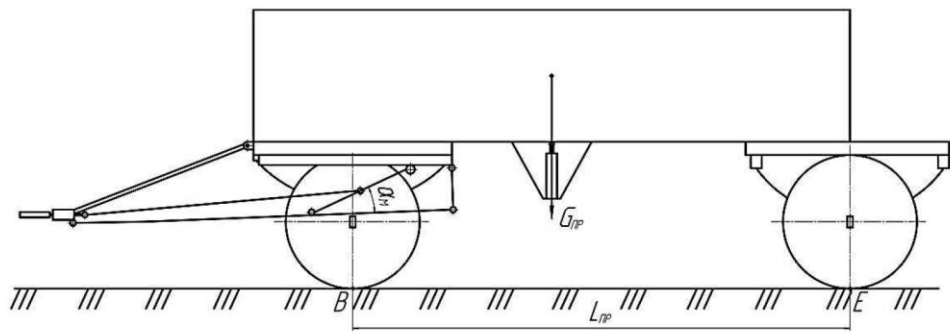


Рисунок 2.16 - Схема сил, що діють на причіп при русі агрегату

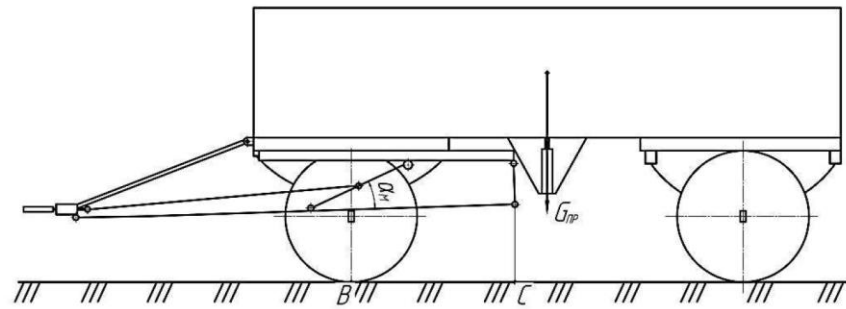
Аналіз залежності (2.33) показує, що навантаження на задні колеса причепа, що використовується з ТДП, можна знизити кількома способами:

- збільшити базу причепа, при збереженні вихідного положення кузова щодо рами (рисунок 2);
- збільшити довжину балки та упору (рисунок 2.17 б);
- змістити центр маси вантажу ближче до передньої осі причепа шляхом зміни форми кузова (рисунок 2.17 в);
- збільшити довжину маятника (рисунок 2.17 г).

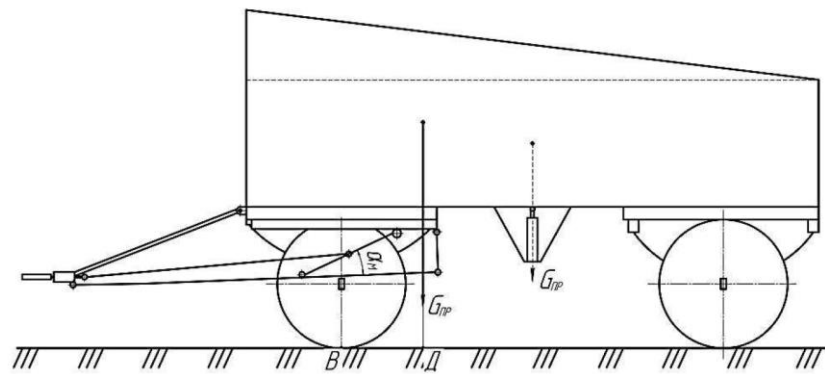
Так як значення бази причепа  $L_{ДП}$  у виразі (2.33) знаходиться в знаменнику, то найбільш ефективним способом зниження навантаження задніх коліс причепа є перший із запропонованих варіантів, за умови, що кузов залишається у вихідному положенні щодо рами.



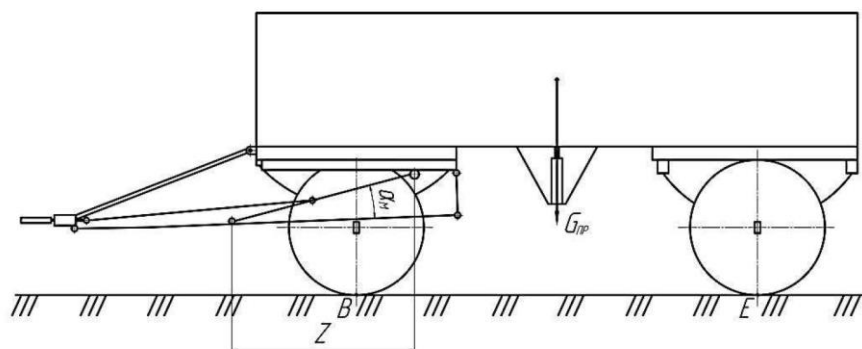
a)



б)



в)



г)

Рисунок 2.17 – Схеми способів зниження навантаження на задні колеса причепа при використанні його з тягово-довантажувальним пристроєм

Вплив бази причепа на величину навантаження задніх коліс показано на рисунку 2.18.

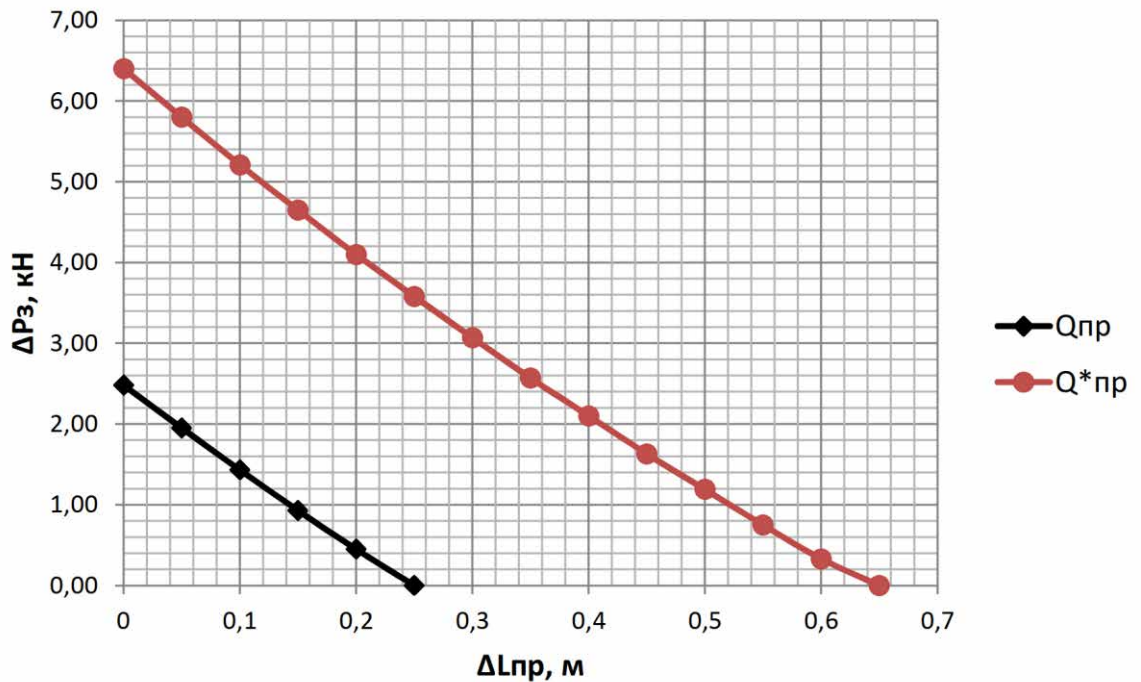


Рисунок 2.18 – Вплив збільшення бази  $L_{пр}$  причепа 2ПТС-4 на перевантаження задніх коліс при вантажопідйомності  $Q_{пр} = 4\text{ т}$  і  $Q^*_{пр} = 4,785\text{ т}$

Як видно з рисунку 2.18 перевантаження задніх коліс причепа, оснащеного ТДУ, при вихідній базі  $L_{пр}=2,7\text{ м}$  дорівнює 2,5 кН (при  $Q_{пр} = 4\text{ т}$ ) і 6,4 кН (при  $Q^*_{пр} = 4,785\text{ т}$ ), зі збільшенням бази вона знижується і досягає нульового значення при  $\Delta L_{пр}$  рівному 0,25 м (при  $Q_{пр} = 4\text{ т}$ ) та 0,65 м (при  $Q^*_{пр} = 4,785\text{ т}$ ), тобто виключити перевантаження задніх коліс причепа 2ПТС-4 можливо шляхом збільшення його бази на 0,25 м (при  $Q_{пр} = 4\text{ т}$ ) і 0,65 м (при  $Q^*_{пр} = 4,785\text{ т}$ ).

Однак слід зауважити, що збільшення бази причепа веде до втручання у конструкцію його ходової системи.

Збільшення довжини балки та упору мають обмежені можливості через наявність гідроциліндра підйому кузова, розміщеного нижче рами причепа.

Зміщення центру мас вантажу ближче до передньої осі причепа веде також до зміни конструкції причепа.

Збільшення довжини маятника і перенесення точки його кріплення на балці веде до зменшення кута його нахилу до горизонталі, а як випливає з виразу (2.26) зменшення кута нахилу маятника веде до зменшення зусилля, що довантажує, на трактор з боку причепа.

Не виключаючи можливість використання кожного із запропонованих способів зниження навантаження на задні колеса причепа та їх поєднань, вважаємо більш ефективним способом заміну шин задніх коліс на шини з більшою вантажонесучою здатністю. З метою незначного подорожчання причепа заміну шин слід проводити лише на задніх колесах.

#### Висновки за другим розділом

На підставі виконаних досліджень встановлено:

1. Граничне допустиме навантаження на гідроначипки трактора 14 кН, що виключає погіршення стійкості та керованості трактора для середніх значень коефіцієнта опору пересування 0,12 та кута схилу полів  $2,5^\circ$  дорівнює 7,7 кН.

2. При зміні висоти нерівностей від 0 до 0,25 м довжина сережки та маятника ТДП змінюються незначно – на 0,026 м.

3. Запропоноване ТДП до причепа дозволяє гакову силу використовувати як довантажувальну гідроначипки трактора, причому величина довантаження знаходиться в прямій залежності від сили опору пересування причепа, тангенса кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційна відносно переднього і заднього кінців балки  $a/b$ , а також нижньої та верхньої частин маятника  $n/m$ , так при куті нахилу маятника до упору рівному  $75^\circ$ , збільшення відношення  $a/b$  від 1 до 3 при відношенні  $n/m$  рівному 0,1 веде до зменшення довантаження гідроначипки трактора від 15 кН до 7,5 кН. Аналогічне зниження довантаження гідроначипки трактора спостерігається і зі збільшенням відношення  $n/m$ , якщо збільшити

відношення  $n/m$  від 0,1 до 1, щодо  $a/b=3$ , величина довантаження гідроначіпки трактора зменшується від 7,5 до 4,1 кН.

4. Збільшення кута нахилу маятника до упору веде до різкого підвищення довантажувальної сили, при зміні кута нахилу маятника до упору від  $60^\circ$  до  $65^\circ$  довантажувальна сила гідроначіпки трактора зросла на 0,87 кН, а при збільшенні його від  $75^\circ$  до  $80^\circ$  вже на 4,07 кН.

5. Оснащення причепа ТДП веде до навантаження його задніх коліс, величина якої залежить від конструктивних параметрів причепа та ТДП. Найбільший вплив зниження перевантаження задніх коліс надає збільшення бази причепа при вихідному розміщенні кузова. Перевантаження задніх коліс причепа 2ПТС-4 виключається, якщо збільшити базу причепа на 0,25 м (при  $Q_{ГР} = 4m$ ) і 0,65 м (при  $Q_{ГР}^* = 4,785m$ ), при вихідному положенні кузова щодо рами. Найбільш ефективний спосіб виключає перевантаження шин задніх коліс – заміна їх на шини з більшою вантажонесучою спроможністю.

### 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

З метою визначення: кінематичних параметрів тягово-довантажувального пристрою до причепа, допустимого навантаження на гідронавішування трактора, а також оцінки техніко-економічної ефективності застосування запропонованого технічного рішення необхідно провести такі експериментальні дослідження:

1. Встановити характер розподілу висоти нерівностей, що долаються причіпним ТТА, при виїзді з поля на дорогу;

2. Визначити величину буксування рушіїв трактора при роботі ТТА на ґрунтах, що деформуються без ТДП, з ТДП при порожньому причепі, при номінальній вантажопідйомності причепа, а також при збільшенні її на величину рівну довантаження трактора з боку причепа;

3. Визначити годинну витрату палива трактором для шести варіантів причіпного ТТА;

4. Визначити розподіл ваги причіпного ТТА з ТДП за його опорами;

5. Дати оцінку умовам проведення експерименту: твердість та вологість ґрунти.

#### 3.1 Вибір об'єкта дослідження

До складу причіпних транспортних агрегатів входить енергетичний засіб (трактор) та причіп.

З вітчизняних тракторів на транспортно-технологічних та транспортних роботах використовуються трактори тягових класів 9; 14; 20; 30; 50 кН. Крім того, за останнє десятиліття спостерігається надходження на ринок зарубіжних тракторів різних фірм.

Окрім вітчизняних, найбільшого поширення набули трактори закордонного виробництва фірми John Deere [21]. На рисунку 3.1 показано їх наявність.

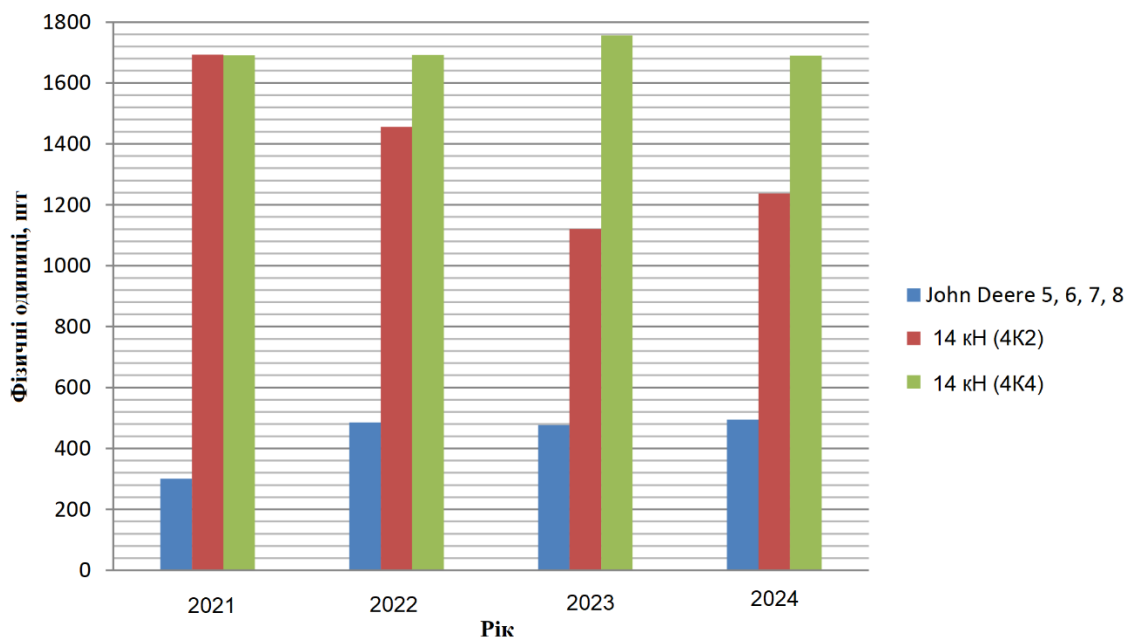


Рисунок 3.1 – Наявність техніки у сільськогосподарських підприємствах

З рисунка 3.1 видно, що кількість тракторів 4К4 і 4К2 більша за трактори марки John Deere відповідно в три і чотири рази, тому як об'єкт дослідження було обрано причіпний тракторний транспортний агрегат класу 14 кН (4К2) та 2ПТС-4.

### 3.2 Методика визначення висоти нерівностей, що долаються причіпним ТТА

Для виявлення характеру розподілу висоти нерівностей, що долаються причіпним ТТА при виїзді з поля на дорогу необхідно провести їх виміри.

Під час проведення вимірів було використано таке устаткування:

1. Металевий профіль, ПП 60x27 завдовжки 3 м;
2. Рулетка довжиною 5 м, з ціною розподілу 1 мм;
3. Лінійка за DIN 7985 – 50 см, з ціною розподілу 1мм;
4. Перманентний маркер.

Виміри проводилися таким чином:

1. На металевому профілі перманентним маркером були проведені три лінії, відстань між двома крайніми дорівнює довжині поздовжньої бази трактора 14 кН (2370 мм) [44], а центральна лінія є її серединою.

2. Металевий профіль притискають до перешкоди у точці, де проходить центральна лінія;

3. Використовуючи лінійку, проводиться вимірювання відстані від нижньої частини металевого профілю до поверхні поля у вертикальному напрямку у двох крайніх точках, зазначених на профілі (рисунок 3.2).

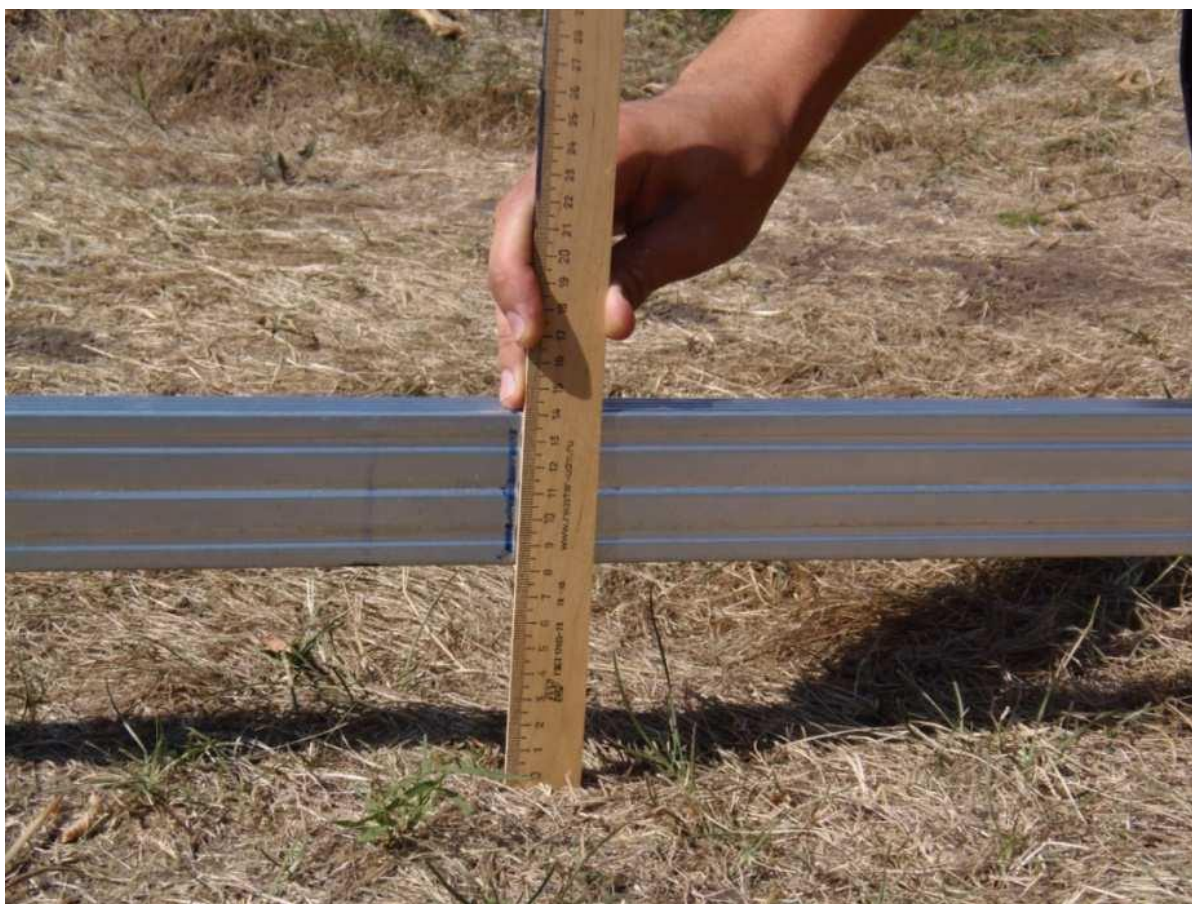


Рисунок 3.2 – Вимірювання висоти нерівностей, що долаються причіпним ТГА при виїзді з поля на дорогу

Висоту подоланої нерівності визначали як середню величину двох відстаней від лівого та правого кінців металевого профілю до поверхні дороги

### 3.3 Визначення буксування рушіїв трактора

Буксування рушіїв трактора 14 кН визначалося при роботі ТГА на деформованих ґрунтах без ТДП і з ТДП при порожньому причепі, при його номінальній вантажопідйомності, а також при збільшенні її на величину, що дорівнює довантаженню гідроначіпки трактора з боку причепа.

Вага порожнього причепа дорівнює 14 кН, номінальна вантажопідйомність – 40 кН [72], зі збільшенням на 7,85 кН вона становила 47,85 кН.

Як вантаж використовувався рослинний ґрунт вологістю 60%. Для створення ваги причепа відповідно до плану експерименту, 40 кН ґрунту розподілили рівномірно в кузові причепа, а додатковий вантаж рівний 7,85 кН завантажили в 16 мішків по 500 Н. Розфасовку проводили на платформних вагах, максимальна вантажопідйомність – 3т. Мішки використовувалися для збільшення загальної ваги причепа до 61,85 кН.

Буксування рушіїв трактора визначали за такою формулою:

$$\delta = \left( 1 - \frac{200}{n_o \cdot l} \right), \quad (3.1)$$

д  $n_o$  – кількість імпульсів датчика, шт;

$l$  – довжина дуги на обід колеса, що відповідає одному імпульсу датчика, м.

Довжина дуги на обід колеса дорівнює:

$$l = \frac{\pi \cdot D_K}{K_{\text{болтів}}} \quad (3.2)$$

де  $D_K$  – діаметр ведучого колеса трактора, м;

$K_{\text{болтів}}$  – кількість виступів (болтів) на піввісі трактора, шт.

Замір буксування рушіїв трактора проводили на ділянці довжиною 200 м в одному напрямку, потім 200 м в протилежному. Вимірювання ділянки проводилося електронним дорожнім вимірювальним колесом (курвіметром) Laserliner RollPilot S12 (рисунок 3.4). Для позначення місця початку та закінчення вимірювання використовувалася стрілка (відвіс), якою обладнано

дорожнє вимірювальне колесо Laserliner RollPilot S12. Результати вимірювання фіксувалися на дисплеї.

Вимірювання ґрунтовою дорогою проводили на заліковій ділянці 2000 м, замір ділянки проводили за допомогою навігатора.

Для ведучого колеса трактора на ділянці 400 м по полю і 2000 м ґрунтовою дорогою визначали середню кількість обертів, потім обчислювали буксування за формулою (3.1).

Під час проведення експерименту контролювали такі параметри:

1.  $n_{ДВ}$  - частоту обертання колінчастого валу двигуна, об/хв;
2.  $n_{О}$  - число обертів ведучого колеса трактора, прим;
3.  $t$  – час руху агрегату на заліковій ділянці, с.



Рисунок 3.4 - Електронне дорожнє вимірювальне колесо (курвіметр) Laserliner RollPilot S12

Частоту обертання колінчастого валу двигуна контролювали тракторним тахоспідометром. Керуючи рукояткою подачі палива, утримували частоту обертання колінчастого валу приблизно 2200 об/хв. Частота обертання колінчастого валу, що задається, на п'ятій передачі забезпечує швидкість руху рівну 10 км/год, що відповідає агротехнологічним вимогам.

### 3.4 Визначення годинної витрати пального трактора

З метою визначення годинної витрати палива в паливну систему двигуна трактора 14 кН було встановлено витратомір DFM 50C (рисунок 3.7).



Рисунок 3.7 – Витратомір DFM 50C

Принцип дії витратоміра полягає в перетворенні обсягу палива, що протікає, в кількість електричних імпульсів. Живлення DFM 50C здійснюється від вбудованої батареї.

Установка DFM включала такі основні елементи:

1. Оцінка стану трактора.
2. Монтаж.
3. Перевірка працездатності.

Перед початком установки DFM 50C було оцінено стан трактора, зроблено висновок щодо можливості проведення такої установки.

Огляд трактора включав такі перевірки:

а) Заведення двигуна та перевірку його роботи протягом 5...10 хвилин на холостому ході та 5...10 хвилин у русі під навантаженням. Двигун повинен працювати рівномірно, не глохнути, під навантаженням не повинна відчуватись втрата потужності.

б) Огляд усіх паливопроводів на наявність пошкоджень та підтікання палива.

Недоліків виявлено не було.

Монтаж. Загальні вказівки щодо монтажу.

Під час монтажу DFM 50C виконувались такі правила:

1. Паливопроводи на тракторі повинні бути надійно захищені від зовнішніх руйнівних дій.

2. Не допускається зменшення внутрішнього перерізу паливопроводів при їх згинання.

3. Кріплення паливопроводів на трактор має проводитися стяжками кожні 0,5м.

4. Паливопроводи по довжині повинні мати невеликий запас для компенсації температурних змін довжини.

5. Не рекомендується встановлювати DFM 50C на елементах, схильних до сильної вібрації та нагрівання.

6. При з'єднанні паливопроводів необхідно стежити за чистотою фланців та різьбових з'єднань.

7. Для всіх ущільнень обов'язково використовувати тільки нові мідні шайби з монтажного комплекту.

8. Гумові паливопроводи слід підключати до елементів паливної системи за допомогою поворотних косинців та закріплювати хомутами необхідного діаметра.

9. Після встановлення DFM необхідно видалити повітря з паливної системи.

Для вимірювання витрати пального трактора необхідно забезпечити, щоб через DFM 50С протікало тільки паливо, яке споживається двигуном.

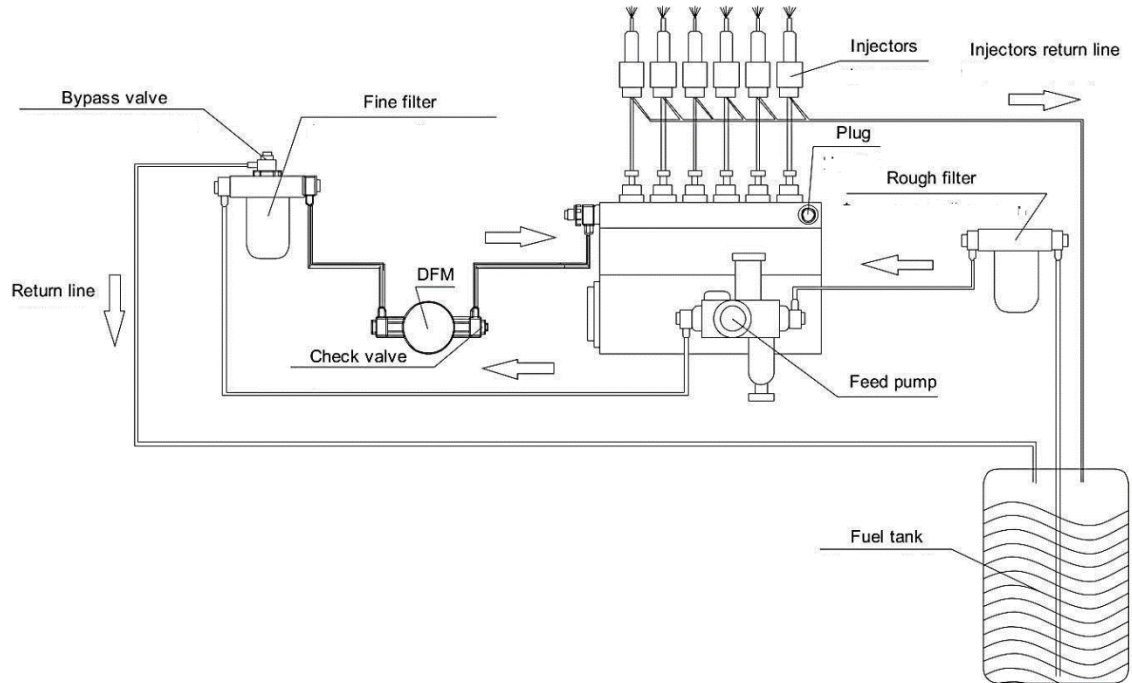


Рисунок 3.8 – Схема установки DFM 50С на тиск

На виході DFM 50С встановлюється зворотний клапан. Схема скидання звороту форсунок не змінюється і не враховується.

Фактичну витрату палива розраховують за спостереженнями за агрегатом.

Справа в тому, що в різних кліматичних та фізичних умовах трактор використовує різну кількість дизельного палива [30, 39, 47].

Годинний витрата палива  $G_{год}$ , л/год, визначають за формулою [44]:

$$G_{год} = 0,7 \cdot R \cdot N, \quad (3.3)$$

де  $R$  – питома витрата палива, гкВт/год;

$N$  – потужність двигуна, к.с.

Витрата палива залежить від ступеня завантаження двигуна, від якості доріг та вантажопідйомності тракторного причепа. При перевезеннях зазвичай витрачається 8,5-13 л/год [40, 44].

Для початку, за допомогою курвіметра Laserliner RollPilot S12, був зроблений замір ділянки поля довжиною 400 м, 200 м в одному напрямку, потім 200 м у протилежному. Потім за допомогою навігатора здійснили замір ділянки ґрунтової дороги довжиною 2000 м. На двох залікових ділянках фіксувалося по шість значень годинної витрати палива ( $G_{год}$ , л/год):

1. Для причіпного ТТА без ТДП. Загальна вага причепа 54 кН;
2. Для причіпного ТТА із ТДП. Загальна вага причепа 54 кН;
3. Для причіпного ТТА без ТДП. Загальна вага причепа 61,85 кН;
4. Для причіпного ТТА із ТДП. Загальна вага причепа 61,85 кН;
5. Для причіпного ТТА без ТДП, без вантажу. Вага причепа 14 кН;
6. Для причіпного ТТА з ТДП, без вантажу. Вага причепа 14 кН.

## 4 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНОГО ТТА З ТДП

### 4.1 Визначення кінематичних параметрів ТДП до причепа

При виїзді з поля на путівець або профільовану дорогу трактор і причіп виявляються на різних опорних площинах, в результаті чого причіпне кільце дишла причепа здійснює переміщення у вертикальному напрямку, але так як до муфти дишла шарнірно прикріплена. з'єднаний із заднім кінцем рами поворотного візка, то маятник, шарнірно прикріплений до верхньої частини балки, до середини якого прикріплена тяга, також шарнірно з'єднана з тяговим кільцем дишла причепа, змінюватиме кут нахилу до упору, жорстко з'єданого з рамою поворотного візка. Аналіз взаємодії конструктивних елементів ТДП до причепа вказує на необхідність визначення конструктивних розмірів з урахуванням технічних параметрів причепа та характеристики дорожніх умов.

Залежно (2.7), (2.8), (2.9), (2.10), (2.16), (2.17), (2.20) показують, що для визначення конструктивних розмірів тягово-довантажувального пристрою необхідно знати такі величини:

- кінематичну довжину трактора  $L_{KP}=1,2$  м;
- базу трактора  $L_{TP}=2,37$  м;
- довжину дишла причепа  $m_0= 2,105$  м;
- довжину рами поворотного візка причепа  $r=1,1$  м;
- відстань від поверхні опори до верхньої частини передньої осі причепа  $l_0=0,38$  м;
- висоту розташування причіпного пристрою трактора над опорною поверхнею  $l_0=0,48$  м;
- висоту розташування нижньої площини рами поворотного візка над поверхнею опори  $l_p=0,765$  м.

А також встановити максимальну висоту подоланої нерівності.

За 50 вимірами висоти нерівностей при виїзді причіпного ТТА побудовано гістограму їх розподілу (рисунок 4.1) та встановлено закон

нормального розподілу випадкової величини  $x$  - висоти нерівностей [47, 50] з наступними параметрами: мінімальне значення висоти нерівностей  $x_{\min} = 0,01\text{м}$ , середнє  $\bar{x} = 0,05\text{м}$ , максимальне  $x_{\max} = 0,12\text{м}$ .

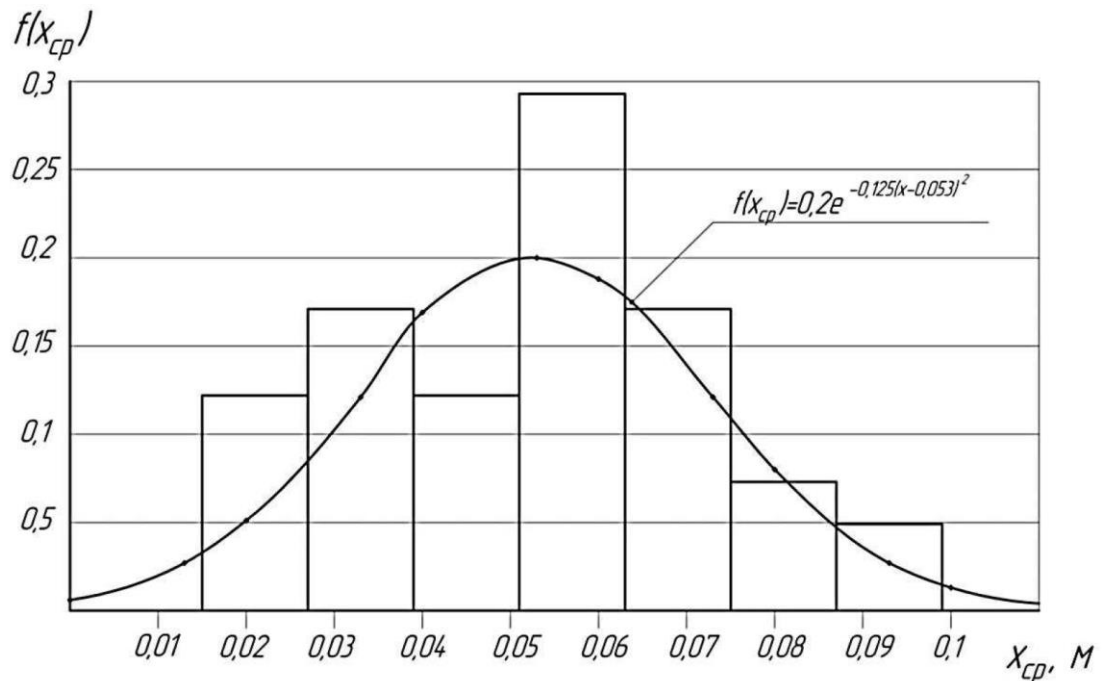


Рисунок 4.1 - Гістограма та крива розподілу висоти долаються нерівностей при русі причіпного ТГА

На підставі отриманих залежностей та геометричних параметрів причепа 2ПТС-4 визначено основні конструктивні параметри ТДП, а саме:

– зміна висоти розташування тягового кільця дишла причепа при подоланні нерівності над опорною поверхнею (2.8), коли дишло опущено

$$\text{вниз } y' = x \cdot \frac{L_{KP}}{L_{TP}} = 0,0607\text{м};$$

– довжина балки (2.10)  $l_o = m_o + r = 3,205\text{м}$ ;

– довжина довжина сережки (2.16)

$$l_c = l_p - (l_o + y' - l_o) \cdot \frac{m_o \cdot \cos \varphi + r}{m_o \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}} + y' - l_o = 0,393\text{м};$$

– мінімальна довжина маятника  $l_m = l_c + r \cdot \text{tg} \beta = 0,377\text{м}$ , тут  $\beta$  – кут нахилу балки до поверхні опори.

На рисунку 4.2 показано зміну висоти розташування тягового кільця дишла причепа над опорною поверхнею  $y'$ , коли його опущено вниз, тобто. коли передні колеса трактора знаходяться на нерівності, а також довжини сережки  $l_c$  і мінімального розміру маятника  $l_m$ , від висоти нерівності, що долається  $x$ .

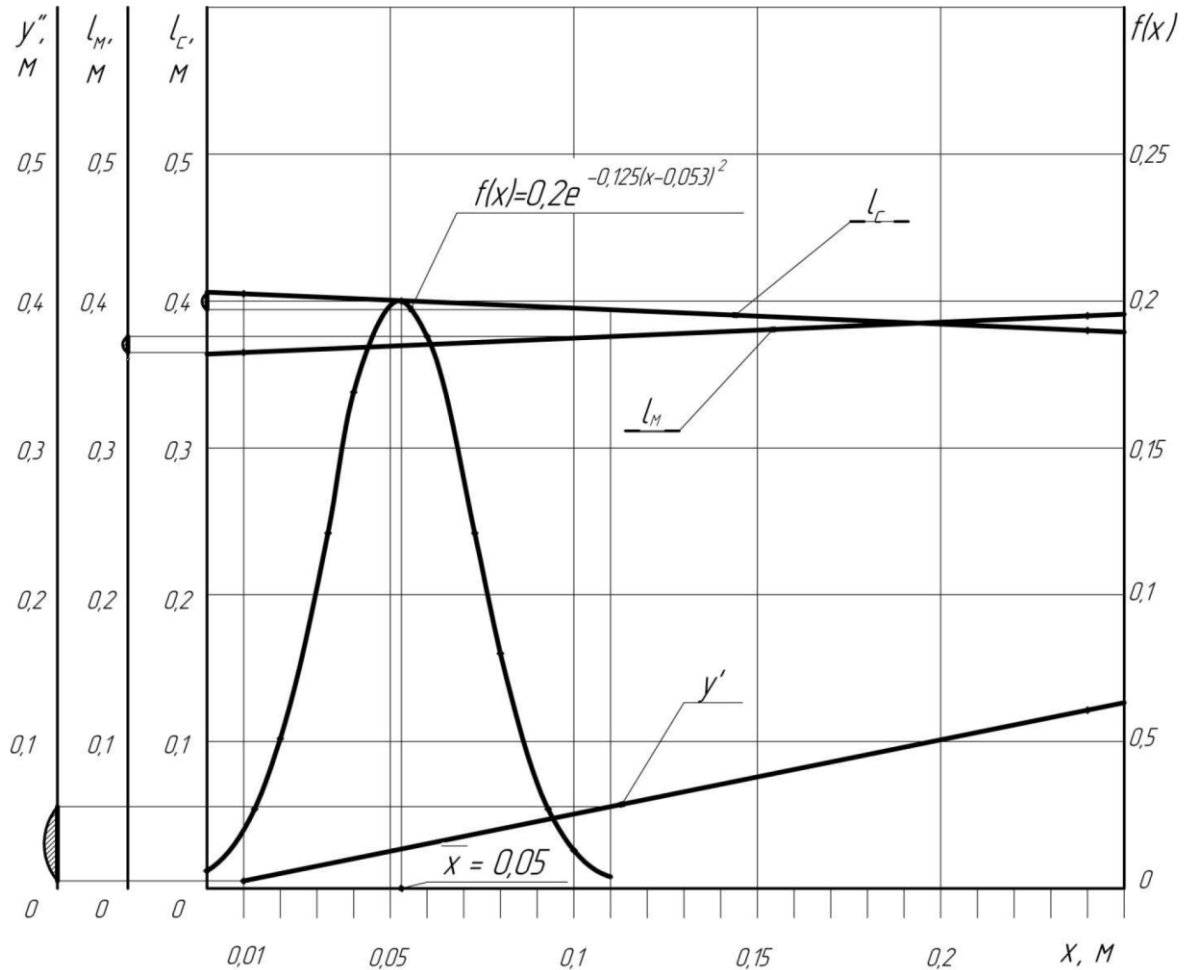


Рисунок 4.2 - Зміна діапазону вертикального коливання тягового кільця дишла  $y'$ , довжини маятника  $l_m$  та довжини сережки  $l_c$  залежно від висоти долається нерівності  $x$

Бачимо, що при розмаху варіювання висоти долаються нерівностей рівному 0,11 м зміна довжини сережки  $l_c$  і мінімального значення довжини маятника  $l_m$  не перевищують 0,012 м. Це вказує на можливість виготовлення сережки і маятника за їх розмірами, відповідним максимальному значенню  $l_c=0,393$ , довжина маятника  $l_m=0,377$  м.

## 4.2 Вибір параметрів ТДП, що забезпечують допустиме довантаження трактора

У підрозділі 2.4 на підставі дослідження функціонування ТДП до причепа, що перетворює силу на гаку в довантажувальну гідроначіпку трактора, було встановлено, що довантажувальна сила  $P_D$  (2.26) пропорційна гаковому зусиллю  $P_{KP}$  пропорційна відносинам переднього та заднього кінців балки, а також нижній та верхній частин маятника.

Встановимо кількісну оцінку впливу кожного параметра на величину сили, що довантажує гідроначіпку трактора.

Як зазначалося вище, об'єктом досліджень є причіпний тракторний транспортний агрегат у складі: трактор 14 кН, причіп 2ПТС-4.

При номінальній вантажопідйомності причепа 4 т, коефіцієнта опору пересування  $f=0,12$  кут схилу поля  $\alpha=2,5^\circ$  гаковий зусилля трактора

дорівнює  $P_{KP}=8,83$  кН.

З рисунків 2.9, 2.10, 2.11, 2.12 та впливає, що допустиме довантаження трактора  $P_{Df}=7,7$  кН при вугіллі нахилу маятника  $\alpha_M$  до упору рівному  $60^\circ$ , не забезпечується ні за яких співвідношень  $(a/b)$  і  $(n/m)$ . Коли кут нахилу маятника дорівнює  $65^\circ$ , допустиме довантаження досягається за умови  $(a/b=1)$  та  $(n/m=0,2)$ . Зі збільшенням кута до  $70^\circ$ , допустиме довантаження можна забезпечити при значеннях  $(a/b=1)$ , а  $(n/m=0,6)$ . Якщо встановити кут нахилу маятника рівним  $75^\circ$ , то довантаження на трактор 7,7 кН буде досягнуто при двох поєднаннях  $(a/b)$  та  $(n/m)$ , а саме:  $(a/b=2)$ ;  $(n/m=0,4)$  та  $(a/b=2,5)$ ;  $(n/m=0,2)$ . Аналогічний результат досягається і за вугілля  $\pm M = 80^\circ$  тобто. довантаження трактора в 7,7кН досягається при  $(a/b=2,5)$ ;  $(n/m=0,6)$  та  $(a/b=2)$ ;  $(n/m=0,8)$ .

З метою забезпечення більш рівномірного розподілу сумарного навантаження по кінцях балки та маятника, та враховуючи особливості конструктивно-технологічної схеми тягово-двантажувального пристрою, вибираємо раціональні співвідношення  $a/b=2,5$ , а  $n/m=0,2$ .

### 4.3 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

#### 4.3.1 Лабораторні дослідження впливу ТДП на розподіл ваги причепа по опорах

З урахуванням встановлених раціональних параметрів ТДП до причепа було виготовлено його дослідний зразок та змонтовано на причепі 2ПТС-4.

Дослідження проводилися відповідно до методики, викладеної у третьому розділі.

Мета експерименту – показати адекватність аналітичних залежностей, що описують розподіл ваги причепа за його опорами, з фактичними даними.

Результати експерименту наведено на рисунку 4.3.

Зауважимо, що показання ваг щодо навантаження на осі збільшувалися вдвічі, оскільки на платформу містилося одне колесо причепа.

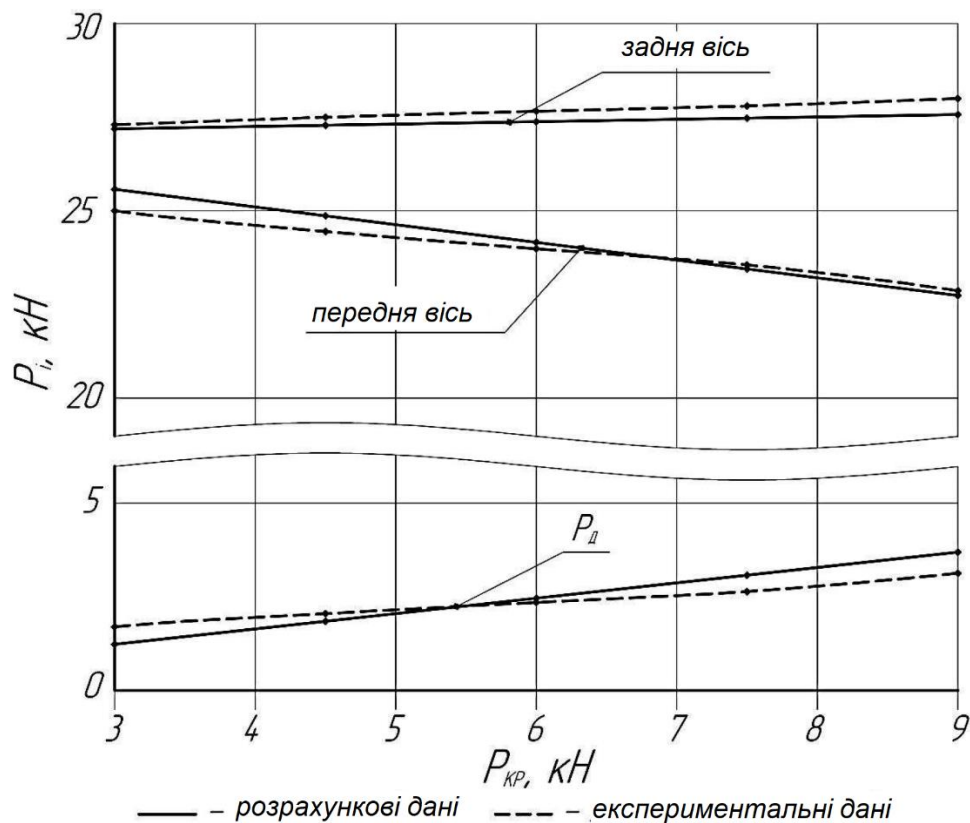


Рисунок 4.3 – Зміна значення довантажувального зусилля  $P_{д}$ , з боку причепа на гідроначіпку трактора, навантаження на передні  $P_{п}$  і задні колеса  $P_{з}$  причепа, залежно від гакового зусилля  $P_{кр}$  (при  $a/b=2,5$ ;  $n/m=0,2$ ;  $\alpha_M = 60^\circ$ )

Аналіз рисунка 4.3 показує, що збіжність розрахункових значень навантаження з фактичною за всіма трьома досліджуваними точками висока. При силі опору на гаку 9 кН довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа, для прийнятих параметрів ТДП, становить 3,13 кН, а перевантаження задньої вісі причепа не перевищує 1 кН, що становить 3,7 %, крім того отримані дані вказують на високу точність вагів, тому що сума навантажень на осі причепа і гідронавічіпки трактора дорівнює його загальній вазі 54 кН.

Слід зазначити, що для умов ( $a/b=2,5$ ;  $n/m=0,2$ ;  $\alpha_M = 75^\circ$ ) при вазі причепа дорівнює 61,85 кН, навантаження задньої осі становить 6,4 кН, тобто. 23,7%.

#### 4.3.2 Оцінка буксування та паливної економічності базового та запропонованого варіантів ТТА

Оцінка буксування ведучих коліс трактора 14 кН та паливна економічність його двигуна проводилася паралельно відповідно до викладеної методики у третьому розділі, результати досліджень наведені на рисунках 4.4, 4.5.

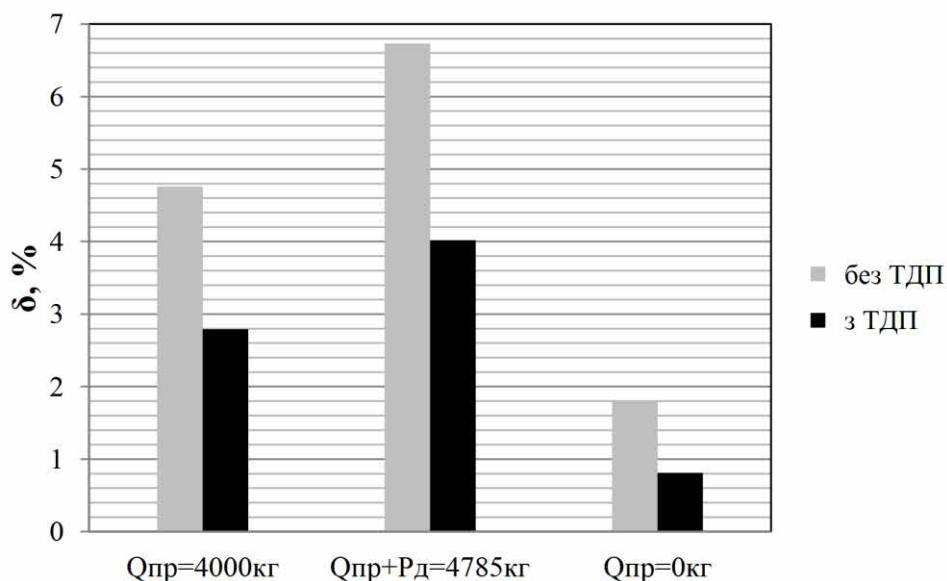


Рисунок 4.4 – Порівняльна оцінка буксування ведучих коліс трактора за базовим та запропонованим варіантами

З рисунка 4.4 випливає, що при русі базового та запропонованого варіантів ТТА по полю, підготовленому під посів, буксування провідних коліс трактора за запропонованим варіантом, коли причіп 2ПТС-4 оснащений ТДП, нижче як з вантажем, так і в холосту, як з номінальною вантажопідйомністю – 4 т, і зі збільшеною – 4,785 т.

Якщо буксування коліс трактора у базовому варіанті (вантажопідйомність причепа 4 т) дорівнює 4,76 %, то запропонованому воно становить лише 2,79%, аналогічно і за вантажопідйомності причепа 4,785 т - у базовому варіанті буксування дорівнює 6,73 %, а запропонованому 4,02 %. Деяке зниження буксування спостерігається у запропонованого варіанта ТТА, коли він рухається по полю в холосту.

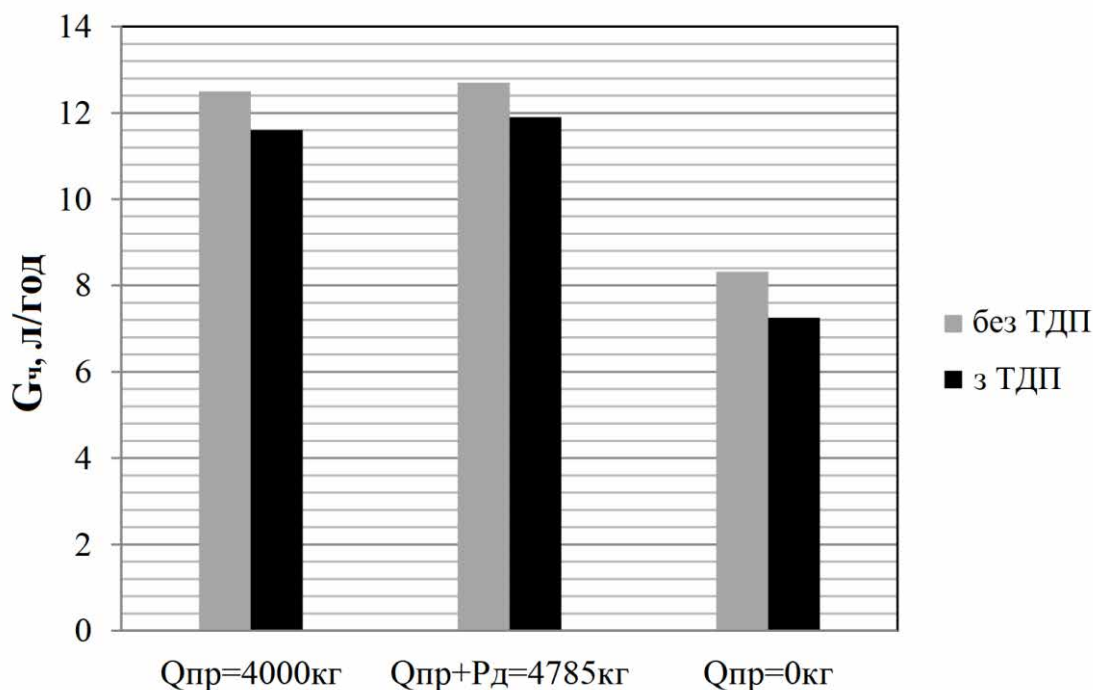


Рисунок 4.5 – Порівняльна оцінка годинної витрати палива двигуном трактора за базовим та запропонованим варіантами

З рисунка 4.5 видно, що тенденція до зниження годинної витрати палива аналогічна до буксування. Годинна витрата палива в базовому варіанті вище, ніж у запропонованому під час руху по полю підготовленому

під посів, коли вантажопідйомності ТТА 4 і 4, 785 т, відповідно на 0,9 л/год та 0,8 л/год.

Питома паливна економічність причіпного ТТА на одиницю вантажу, що перевозиться, буде показана в п'ятому розділі поряд з визначенням продуктивності агрегатів.

#### Висновки за розділом 4

1. Розрахунками встановлено, що з середніх значень кута схилу полів, рівного  $2,5^\circ$  і коефіцієнта опору пересування причепа – 0,12, припустиме довантаження на гідроначіпку трактора має перевищувати 7,7кН.

2. Для забезпечення встановленого довантаження трактора з боку тягово-довантажувального пристрою до причепа його кінематичні параметри повинні бути рівними: довжина балки – 3,205м, серезки – 0,393м, маятника – 0,377м; співвідношення переднього і заднього кінців балки – 2,5, співвідношення нижньої та верхньої частин маятника – 0,2, а його кут нахилу до упору –  $75^\circ$ .

3. Порівняльна оцінка базового та запропонованого ТТА показала, що буксування рушіїв трактора та годинна витрати палива двигуна у запропонованого варіанта ТТА в абсолютних величинах нижче відповідно при вантажопідйомності агрегату 4 т на 1,97 % та 0,9 л/год, а при вантажопідйомності – 4,785 т на 2,71% та 0,8 л/год.

## 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРИЧІПНОГО ТТА

В основу визначення економічної ефективності відповідно до методики [28] покладемо наведені витрати коштів, при цьому базовим варіантом буде агрегат: трактор 14 кН (4К2)+2ПТС-4.

Річний економічний ефект від експлуатації модернізованого причепа ЕР, грн, визначають за таким виразом:

$$E_p = M(P_{\text{б}} - P_{\text{сп}}), \quad (5.1)$$

де  $P_{\text{б}}$  і  $P_{\text{сп}}$  – наведені витрати відповідно за базовим та спроектованим варіантами, грн/т;

$M$  – запланований річний обсяг вантажу, що перевозиться, т.

Наведені витрати на одиницю напрацювання  $\Pi$ , грн, визначають за формулою:

$$\Pi = Y + K \cdot E, \quad (5.2)$$

де  $Y$  – прямі експлуатаційні витрати, грн/т;

$K$  - капіталовкладення (балансова вартість причепа) на одну тонну, грн/т;

$E$  - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ( $E=0,15$ ).

$Y$  свою чергу прямі експлуатаційні витрати  $Y$ , грн/т, визначимо по формулі:

$$Y = Z + \Gamma + P + A \quad (5.3)$$

де  $Z$  – заробітна плата тракториста, грн/т;

$\Gamma$  – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/т;

$P$  – витрати на технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт, грн/т;

$A$  – витрати на реновацію, грн/т.

Заробітна плата тракториста  $Z$ , грн/т, знаходиться за формулою:

$$Z = \frac{T \cdot K_T}{W_{\text{ч}}^T} \quad (5.4)$$

де  $T$  – тарифна ставка тракториста за 1 годину змінного часу, грн/год;  
 $K_T$  – коефіцієнт, що враховує доплати.

Витрати на паливно-мастильні матеріали  $\Gamma$ , грн/т, визначимо з виразу:

$$\Gamma = g \cdot \Pi_{TMM}, \quad (5.5)$$

де  $g$  – витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/т;

$\Pi_{TMM}$  – ціна одного кг палива (включаючи вартість мастильних матеріалів, що припадають на 1 кг основного палива), грн/кг.

Витрата паливно-мастильних матеріалів  $g$ , кг/т:

$$g = g_T + g_{MM}, \quad (5.6)$$

$g_T$  – витрата палива за рейс, кг/т;

$g_{MM}$  – витрата мастильних матеріалів за рейс (приймається 3% витрат палива за рейс), кг/т.

Витрата палива за рейс  $g_T$ , кг:

$$g_T = \frac{g_{pвд} \cdot t_{pвд} + g_{pвп} \cdot t_{pвп} + g_{pхд} \cdot t_{pхд} + g_{pхп} \cdot t_{pхп} + g_o \cdot (t_z + t_p)}{Q_{ПР}}, \quad (5.7)$$

$g_{pвд}; g_{pвп}$  – відповідно витрата палива при русі транспортного засобу з вантажем по дорозі та по полю, кг/год;

$g_{pхд}; g_{pхп}$  – відповідно витрата палива при русі транспортного засобу в холосту по дорозі та по полю, кг/год;

$g_o$  – витрата палива при зупинці транспортного засобу для навантаження та розвантаження (приймаємо 1,4), кг / год.

Витрати технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт  $P$ , грн/т, знайдемо по формулі:

$$P = \frac{B(r_T + r_K)}{W_u^T \cdot T_P}, \quad (5.8)$$

де  $r_T; r_K$  – відповідно коефіцієнти відрахувань на поточний ремонт, технічне обслуговування та капітальний ремонт;

$T_P$  – річне нормативне завантаження (трактора, причепа), год;

$B$  – балансова вартість машини (трактора, причепа), грн.

Витрати на реновацію  $A$ , грн/т:

$$A = \frac{B \cdot a}{W_q^T \cdot T_p}, \quad (5.9)$$

де  $a$  – коефіцієнт відрахувань на реновацію машини (трактора, причепа).

Капіталовкладення (балансова вартість причепа) на одну тону  $K$ , грн/т:

$$K = \frac{B}{W_q^T \cdot T_p}, \quad (5.10)$$

Запланований обсяг вантажу, що перевозиться за рік  $M$ , т, визначимо за формулою:

$$M = W_q^T \cdot T_p. \quad (5.11)$$

Вихідна інформація щодо визначення економічної ефективності використання причіпного тракторного транспортного агрегату представлена в таблиці 5.1.

Базовий варіант: Заробітна плата тракториста:

$$z = \frac{19,06 \cdot 2,2}{2,85} = 14,71 \text{ грн / т.}$$

Таблиця 5.2 - Вихідна інформація щодо визначення економічної ефективності використання тягово-довантажувального пристрою до причепа.

№ п/п	Показники	Значення показників за варіантами		Відхилення, (%)
		Базовий	Спроектований	
1	$B_T$ , грн	645000	645000	–
2	$B_P$ , грн	200000	207500	+3,05
3	$W_q^T$ , т/ГОД	2,85	3,39	+18,95
4	$T_{прп}$ , ГОД	1350	1350	–
5	$T_{рпр}$ , ГОД	800	800	–
6	$r_{ТТР}$ , %	9,9	9,9	–
7	$r_{КТР}$ , %	5	5	–

8	$a_{TP}, \%$	10	10	–
9	$r_{ППР}, \%$	13	13	–
10	$r_{КППР}, \%$	–	–	–
11	$a_{ПР}, \%$	14,2	14,2	–
12	$g_T, \text{кг/т}$	1,63	1,29	- 20,86

Тоді питома витрата палива  $g_T$  на тону перевезеного вантажу дорівнюватиме:

$$g_T = \frac{6,23 \cdot 0,468 + 10,75 \cdot 0,042 + 5,51 \cdot 0,475 + 7,16 \cdot 0,0421 + 1,4 \cdot (0,05 + 0,1)}{4} = 1,63 \text{ кг} / \text{т}$$

Ціна одного кг палива (включаючи вартість мастильних матеріалів, що припадають на 1 кг основного палива) дорівнює 57,5 грн.

$$G = 1,63 \cdot 57,5 = 93,725 \text{ грн} / \text{т}$$

Витрати на технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт:

$$P_{TP} = \frac{645000 \cdot (0,99 + 0,05)}{2,85 \cdot 1350} = 24,98 \text{ грн, т};$$

$$P_{ПР} = \frac{200000 \cdot 0,13}{2,85 \cdot 800} = 11,4 \text{ грн} / \text{т};$$

$$P = 24,98 + 11,4 = 36,38 \text{ грн} / \text{т}.$$

Витрати на реновацію:

$$A_{TP} = \frac{645000 \cdot 0,1}{2,85 \cdot 1350} = 16,76 \text{ грн} / \text{т}$$

$$A_{ПР} = \frac{200000 \cdot 0,142}{2,85 \cdot 800} = 12,46 \text{ грн} / \text{т}$$

$$A = 16,76 + 12,46 = 29,22 \text{ грн} / \text{т}$$

Прямі експлуатаційні витрати:

$$У = 14,71 + 93,725 + 36,38 + 29,22 = 174,035 \text{ грн} / \text{т}.$$

Капіталовкладення (балансова вартість причепа) на одну тону:

$$K = \frac{200000}{2,85 \cdot 800} = 87,72 \text{ грн} / \text{т}.$$

Наведені витрати на одиницю напрацювання:

$$P_{\text{б}} = 139,11 + 87,72 \cdot 0,15 = 152,27 \text{ грн} / \text{т}.$$

$$P_{\text{м}} = 114,82 + 76,51 \cdot 0,15 = 123,3 \text{ грн} / \text{т}$$

Проводячи порівняння наведених витрат коштів і витрати палива на тонну вантажу, що перевозиться (гною) за базовим і запропонованим варіантами бачимо, що і наведені витрати і витрата палива на тонну вантажу, що перевозиться, у запропонованого варіанта ТТА нижче відповідно на 17,06 % і 20,86 %.

Запланований обсяг вантажу, що перевозиться за рік:

$$M = 2,85 \cdot 800 = 2280 \text{ т}.$$

Річний економічний ефект при експлуатації модернізованого причепа складе:

$$E_p = 2280(152,27 - 126,3) = 59211,6 \text{ грн}.$$

## ВИСНОВОК

1. Результатом аналізу використання причіпних ТТА з ТДП стала конструктивно-технологічна схема ТДП до причепа, що дозволяє використовувати гакову силу як трактор, що довантажує гідроначіпку.

2. Розроблено аналітичні залежності розподілу ваги причепа, оснащеного ТДП, за його опорами, що враховують її конструктивні параметри та величину гакової сили, що дозволяють визначити допустиме навантаження на гідроначіпку трактора, що виключає порушення його стійкості та керованості.

3. Отримано залежність, що дозволяє з урахуванням умов використання причіпного ТТА, оснащеного ТДП, (кут схилу полів, коефіцієнт опору пересування) визначатиме його раціональну вантажопідйомність, що забезпечує підвищення техніко-економічної ефективності.

4. Встановлено закономірності, що враховують висоту нерівностей, що долаються причіпним ТТА, при виїзді його з поля на дорогу, що дозволяють знайти основні параметри конструктивних елементів ТДП. З урахуванням закону розподілу висоти подоланих нерівностей з характеристиками: максимальне значення висоти – 0,12 м, середнє – 0,05 м, що залежить від бази трактора, визначено довжини: балки – 3,205м, сережки – 0,393м, маятника – 0,377м.

5. Встановлено, що довантаження з боку причепа, оснащеного ТДП, на гідроначіпку трактора пропорційне гаковому зусиллю, тангенсу кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційне відносинам переднього і заднього кінців балки і нижньої і верхньої частин маятника, відповідно в діапазонах від 1 до 3 і від 0,1 до 1, а кута нахилу маятника до упору від 60 до 80 довантаження на гідронавішування трактора змінюють від 1,9 кН до 22,8 кН. Для середніх значень кута схилу полів  $2,5^\circ$ , коефіцієнта опору пересування причепа 2ПТС-4 рівного 0,12 довантаження гідронавішування трактора становить 7,7 кН, при цьому колеса передньої осі розвантажуються на 103 кН, а задні перевантажуються на 247 кН.

6. Визначено раціональну вантажопідйомність причепа 2ПТС-4, оснащеного ТДУ, що дорівнює 4,785 т, у цьому випадку перевантаження задніх коліс причепа становить 6,4 кН, яка виключається шляхом збільшення його бази на 0,65 м, за умови збереження вихідного положення кузова відносно рами, або здатністю.

7. Експериментально встановлено, що застосування запропонованого ТДП в ТТА трактор 14 кН (4К2)+2ПТС-4 забезпечує зниження буксування провідних коліс трактора і підвищує паливну економічність, якщо у базового варіанта при вантажопідйомності 4 т буксування дорівнює 4,76 %, то у запропонованого – 2,79 %, при раціональній бази 6,73%, а у запропонованого – 4,02%.

8. Застосування ТДП в агрегаті трактор 14 кН (4К2)+2ПТС-4 забезпечує підвищення вантажопідйомності на 19,63%. Питома витрата палива на тону вантажу, що перевозиться, на відстані транспортування  $L=3,56$  км і вантажопідйомності 4,785 т скорочується на 20,86 %. Розрахунковий річний економічний ефект становить 59,2 тис. грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Коваль В. Р. Довантажувальні пристрої для випробувальних стендів тракторів : стаття / В. Р. Коваль // Агротехніка. — 2020. — № 4. — С. 34–42.
2. Іванов П. І. Обґрунтування геометричних параметрів дишла причепа : дис. канд. техн. наук / П. І. Іванов. — Харків, 2018. — 162 с.
3. R. Kumar, S. et al. Design and development of a variable hitching system for improving stability of tractor-trailer combination : conference paper / R. Kumar // Procedia Engineering. — 2015. — Vol. 120. — P. 123–130.
4. Литвиненко М. Г. Вплив місця приєднання причепа на стійкість трактора : стаття / М. Г. Литвиненко // Трактори і сільське господарство. — 2019. — № 2. — С. 18–26.
5. Experimental research on coupling devices : article / (Collective) // International Journal of Agricultural Engineering. — 2018. — P. 1–9.
6. Novak P., Sidorov I. Adaptive coupling design for agricultural trailers : article / P. Novak, I. Sidorov // Biosystems Engineering. — 2020. — Vol. 193. — P. 45–58.
7. World Bank. The Use of Agricultural Tractor/Trailer Combinations : report / World Bank. — Washington, D.C., 2017. — 78 p.
8. Шевченко Ю. М. Методика розрахунку довантаження заднього мосту трактора при роботі з причепом : методичні вказівки / Ю. М. Шевченко. — Львів : ЛНАУ, 2021. — 36 с.
9. Development and Validation of a Tractor Drawbar Force Measurement and Data Acquisition System (DAQ) : tech. report / (authors) — 2017. — (ResearchGate).
10. Бондаренко А. П. Розробка гідравлічних систем регулювання зусилля причепа : дис. канд. техн. наук / А. П. Бондаренко. — Київ, 2016. — 178 с.
11. UNECE — Extract of chapter coupling devices (regulations on coupling) : official document / UNECE. — 2013. — (online).

12. Рудницький О. Д. Вимірювання тягового зусилля трактора: методи та прилади : стаття / О. Д. Рудницький // *Агроінженерія*. — 2018. — № 3. — С. 55–63.
13. H. S. Lee, M. et al. Effect of hitch height and drawbar length on tractor stability and draft force : Journal article / H. S. Lee // *Journal of Terramechanics*. — 2019. — Vol. 82. — P. 40–51.
14. Гребенюк В. О. Патент України на конструкцію тягово-зчіпного пристрою : патент UA № 123456. — Опубл. 2017.
15. Тестування експлуатаційних властивостей машин і агрегатів : збірник / за ред. М. О. Павленко. — Ніжин : НУБіП, 2023. — 312 с. (містить розділ про довантажувальні пристрої).
16. Zhang L., et al. Influence of drawbar geometry on soil compaction and fuel consumption : article / L. Zhang // *Agricultural Systems*. — 2021. — Vol. 187. — 102977.
17. Оприско М. Практичні рекомендації з підбору причепів до тракторів : технічний посібник / М. Оприско. — Київ : Аграрний видавець, 2020. — 88 с.
18. S. Y. Gong et al. Prediction of tractor drawbar pull under different tillage tools using machine learning : *Scientific Reports*. — 2025. — Article 24974.
19. Воронін І. С. Розрахунок навантажень на кріпильні елементи причепа : стаття / І. С. Воронін // *Машинознавство*. — 2017. — № 1. — С. 77–86.
20. Rosiński A., et al. Wheel-soil interaction and its effect on trailer drawbar loads : *Biosystems Engineering*. — 2016. — Vol. 149. — P. 78–89.
21. Патент України «Корегований тягово-зчіпний пристрій трактора» : UA 2017xxxx. — Опубл. 2018.
22. Петренко О. Параметри та конструкція тягово-довантажувального пристрою причепа : монографія / О. Петренко. — Київ : НУБіП, 2022. — 224 с.

23. Novak P. Finite element analysis of drawbar and hitch components : conference proceedings / P. Novak // Int. Conf. Agricultural Engineering, 2019. — P. 210–218.
24. Savenkov Y. Sensors and feedback for adaptive tractor systems : Sensors. — 2022. — Vol. 22. — P. 445.
25. Лупаренко Г. В. Тягово-енергетичні показники тракторів при буксируванні причепів : монографія / Г. В. Лупаренко. — Київ : КПІ, 2014.
26. D. Henze, B. et al. Adaptive tillage tools and trailer coupling loads : Journal of Field Robotics. — 2021. — Vol. 38. — P. 512–526.
27. Степаненко М. П. Вплив параметрів дишла на величину буксирного моменту : стаття / М. П. Степаненко // Ґрунтознавство. — 2015. — № 6. — С. 12–20.
28. Krawczyk J., et al. Tractor-implement energy balance and drawbar load under varying load conditions : Agricultural Systems. — 2019. — Vol. 173. — P. 45–59.
29. Методичні рекомендації з випробувань тягових характеристик тракторів : держ. стандарт / Мінагрополітики України. — Київ, 2018. — 44 с.
30. Роровуш Р. Аналіз питомих паливних витрат агрегатів при буксируванні : звіт НДІ / Р. Попович. — 2018. — 56 с.
31. Boysen J., et al. AI-assisted tractor control and its effect on drawbar dynamics : Computers and Electronics in Agriculture. — 2025. — Vol. 213.
32. R. Kumar — thesis: Variable hitching and its effect on trailer stability : M.Sc. thesis. — 2014. — Univ. of Agricultural Eng.
33. Sharovalov D. Динаміка питомих опорів ґрунту при роботі агрегатів : дис. канд. техн. наук / Д. Шаповалов. — 2016. — 192 с.
34. International standards on towing couplings and safety : technical brochure / ISO/TC 23. — Geneva, 2019. — 52 p.
35. GOST/DSTU guidance on bibliographic referencing (examples) : online resource — 2021. (доступ 01.11.2025).

36. Демченко П. Р. Аналіз напружень у вузлах зчеплення при різних режимах буксирування : стаття / П. Р. Демченко // *Механіка машин.* — 2018. — № 2. — С. 90–99.
37. Varga L., et al. Machine-learning drawbar prediction models for variable soil conditions : *Int. J. Agricultural Research.* — 2024. — Vol. 9. — P. 112–128.
38. Олексієнко С. Практика випробувань причепів в польових умовах : звіт/досвід господарства. — 2019. — 34 с.
39. Grafati / онлайн-генератор посилань (приклад оформлення за ДСТУ 8302:2015) : веб-ресурс (дата доступу 01.11.2025).
40. Tkachenko I. Influence of wheel drive on soil compaction and trailer drawbar loads : *Agricultural Engineering.* — 2020. — Vol. 12. — P. 33–44.
41. Orlov A. Техніка і технологія зчпних пристроїв : навч. посібник / А. Орлов. — Харків : ХНТУ, 2015. — 168 с.
42. S. G. Malik et al. Experimental and numerical study of coupling stresses in agricultural trailer hitches : *J. Agricultural Eng.* — 2017. — Vol. 120. — P. 99–110.
43. Рыбак А. Взаємодія колісного рушія та причепа: польові дослідження : стаття / А. Рыбак // *Тракторобудування.* — 2017. — № 5. — С. 14–23.
44. Petrova L. Hydraulic and mechanical load transfer in trailer hitches : *Journal of Agricultural Machinery.* — 2021. — Vol. 45. — P. 200–214.
45. Zhuravsky M. Моделювання напружено-деформованого стану дишла причепа : монографія / М. Журавський. — Львів : ЛТД, 2016. — 240 с.
46. Damanau skas V., et al. Effect of implement on drawbar load distribution : *Journal of Agricultural Engineering.* — 2022. — Vol. 51. — P. 88–101.
47. Safety guidance: Connecting implements to the tractor (extension publication) : technical leaflet. — 2013. — (online).
48. Novikov P. Field performance and stability of tractor-trailer combinations : *Agricultural Engineering Int.* — 2019. — Vol. 21. — P. 77–92.

49. Kovalchuk V. Енергозбереження та оптимізація буксирних режимів : оглядова стаття / В. Ковальчук // Енергетика сільського господарства. — 2022. — № 2. — С. 5–19.

50. Методичні рекомендації з перевірки та сертифікації зчіпних пристроїв: збірник нормативних актів / Державний науково-дослідний інститут, 2020. — 96 с.

51. Марченко С. В. Вплив довжини дишля та кута нахилу на розподіл вертикального навантаження між осями трактора і причепа : стаття / С. В. Марченко // Техніка та агротехніка. — 2021. — № 3. — С. 29–37.

52. Almeida J., Silva P. Design optimization of trailer hitch to improve load transfer and stability : article / J. Almeida, P. Silva // Journal of Agricultural Engineering Research. — 2020. — Vol. 45. — P. 101–112.

53. Патент України «Регульований дишель для сільськогосподарського причепа» : патент України № UA123789. — Опубл. 2019.

54. Müller F., Hansen L. Experimental evaluation of drawbar load sensors for trailer coupling systems : conference paper / F. Müller, L. Hansen // Proc. Int. Conf. Agricultural Sensors and Instrumentation. — 2019. — P. 68–75.

## ДОДАТКИ