

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного
агрегату за рахунок довантажувача зчіпної ваги»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

(підпис)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Романченко В.М.

(ПІБ)

(підпис)

Виконав

Котлубовський Олександр Олександрович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

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

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

**на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
Котлубовському Олександр Олександровичу**

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату за рахунок довантажувача зчіпної ваги»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

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

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: Основні розрахункові показники: сила зчеплення рушії; коефіцієнт буксування; вертикальні реакції опори; тягове зусилля; коефіцієнт використання зчіпної ваги; економічна ефективність трактора УТО NLX904 та двовісного тракторного причіпу типу 2ПТС-4/6.

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

- 1 Аналіз способів покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату
- 2 Математичне обґрунтування покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату
- 3 Удосконалення транспортного агрегату за рахунок механічного довантажувача зчіпної ваги
- 4 Економічна ефективність використання механічного довантажувача зчіпної ваги

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Схема сил, що діють на транспортний агрегат. Аналіз способів підвищення тягово-зчіпних властивостей. Схема встановлення довантажувача на трактор УТО NLX904. Загальний вигляд механічного довантажувача зчіпної ваги. Конструкція основного вузла механічного довантажувача. Висновки _____

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Романченко В.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Котлубовський О. О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 64 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 24 рисунками та 12 таблицями. Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків.

Тема дипломного проекту: «Покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату за рахунок довантажувача зчіпної ваги».

У ході виконання дипломного проекту було встановлено, що ефективність роботи транспортного агрегату значною мірою залежить від реалізації тягового зусилля ведучими колесами трактора та величини їх зчіпної ваги. Використання механічного довантажувача дозволяє частково передавати вертикальне навантаження від причепа на задню ведучу вісь трактора, що сприяє покращенню тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату.

У результаті математичного обґрунтування встановлено, що застосування механічного довантажувача забезпечує передачу додаткового вертикального навантаження на задню ведучу вісь трактора величиною 5,53 кН, що дозволяє підвищити силу зчеплення ведучих коліс приблизно на 19,5 % та зменшити коефіцієнт буксування транспортного агрегату з 14,8 % до 11,4 %.

Економічне обґрунтування показало, що використання механічного довантажувача забезпечує зменшення витрати дизельного палива приблизно на 7 %, що відповідає річній економії 441 л пального. За вартості дизельного палива 87 грн/л річний економічний ефект становить 38 367 грн, а строк окупності запропонованого технічного рішення — близько 10 місяців.

Ключові слова: транспортний агрегат; механічний довантажувач; зчіпна вага; буксування; сила зчеплення; трактор.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ	7
1.1 Умови роботи транспортних агрегатів у сільському господарстві та фактори, що впливають на тягово-зчіпні властивості	7
1.2 Аналіз існуючих способів підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів	11
1.3 Аналіз конструкцій довантажувачів зчіпної ваги та обґрунтування наряду удосконалення	16
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПОКРАЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ	21
2.1 Розрахункова схема транспортного агрегату з механічним довантажувачем	21
2.2 Вплив довантажувача на вертикальні реакції та силу зчеплення	23
2.3 Вплив довантаження на буксування транспортного агрегату	26
2.4 Обґрунтування раціональних параметрів довантажувача	28
РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ ЗА РАХУНОК МЕХАНІЧНОГО ДОВАНТАЖУВАЧА ЗЧІПНОЇ ВАГИ	34
3.1 Загальна конструкція механічного довантажувача	34
3.2 Схема встановлення довантажувача на трактор YTO NLX904	36
3.3. Конструкція основних елементів довантажувача	39
3.4. Принцип роботи механічного довантажувача	42
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МЕХАНІЧНОГО ДОВАНТАЖУВАЧА ЗЧІПНОЇ ВАГИ	48
4.1 Визначення економії палива за рахунок зменшення буксування	48
4.2 Розрахунок економічного ефекту	51
4.3. Розрахунок терміну окупності	55
ВИСНОВКИ	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	61
ДОДАТКИ	63

ВСТУП

Одним із важливих напрямів підвищення ефективності функціонування аграрного виробництва є вдосконалення транспортних процесів, оскільки значна частка витрат часу та енергетичних ресурсів у сільському господарстві пов'язана саме з виконанням транспортних робіт. Транспортні агрегати широко застосовуються під час перевезення врожаю, добрив, кормів, насіннєвого матеріалу та інших вантажів у межах господарств. При цьому умови їх експлуатації часто характеризуються недостатньою несучою здатністю ґрунту, нерівністю поверхні, підвищеною вологістю та відсутністю доріг із твердим покриттям, що негативно впливає на реалізацію тягового зусилля тракторів.

Суттєвою проблемою під час експлуатації тракторних транспортних агрегатів є недостатній рівень реалізації тягово-зчіпних властивостей ведучих коліс трактора. У складних дорожньо-польових умовах виникає підвищене буксування рушіїв, що призводить до збільшення витрат палива, зниження продуктивності, погіршення прохідності та підвищеного зношування шин. Особливо гостро ця проблема проявляється під час виконання транспортних робіт із причепами на ґрунтових дорогах або в умовах перезволожених полів.

Одним із напрямів покращення тягово-зчіпних властивостей є збільшення зчіпної ваги трактора. Традиційні методи, зокрема баластування, використання здвоєних коліс або гусеничних рушіїв, хоча і забезпечують підвищення сили зчеплення, однак супроводжуються збільшенням маси машини, ускладненням конструкції, зростанням витрат палива та погіршенням маневреності агрегату. У зв'язку з цим перспективним напрямом є застосування довантажувачів зчіпної ваги, які дозволяють частково перерозподіляти вертикальне навантаження від причепа на ведучі колеса трактора без використання постійного баласту.

Застосування механічного довантажувача зчіпної ваги дає змогу підвищити нормальне навантаження на ведучі колеса, покращити реалізацію тягового зусилля, знизити буксування та підвищити ефективність використання транспортного агрегату. Особливо актуальним є впровадження подібних

технічних рішень для сучасних тракторів середнього тягового класу, які широко використовуються в транспортних роботах.

У дипломному проєкті як базовий енергетичний засіб прийнято трактор YTO NLX904, який агрегується з двовісним тракторним причепом типу 2ПТС-4/6. Для покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату запропоновано механічний довантажувач зчіпної ваги, що забезпечує часткове перенесення вертикального навантаження від причепа на задню вісь трактора.

Метою дипломного проєкту є покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату на базі трактора YTO NLX904 шляхом застосування механічного довантажувача зчіпної ваги.

Практичне значення проєкту полягає в розробленні конструктивного рішення механічного довантажувача зчіпної ваги, що дозволяє підвищити ефективність роботи транспортного агрегату, знизити втрати енергії на буксування та покращити використання тягового потенціалу трактора під час транспортних робіт.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ

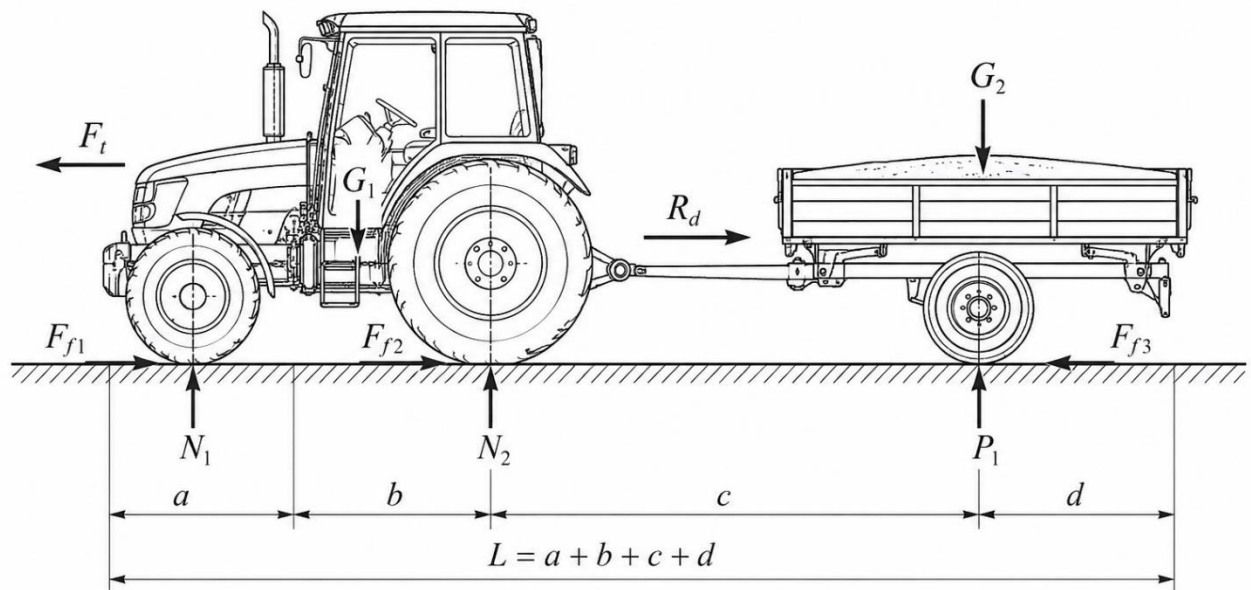
1.1 Умови роботи транспортних агрегатів у сільському господарстві та фактори, що впливають на тягово-зчіпні властивості

Транспортні роботи є невід’ємною складовою технологічних процесів у сільському господарстві, оскільки забезпечують перевезення продукції рослинництва, кормів, добрив, насіннєвого матеріалу, засобів захисту рослин та інших вантажів у межах виробничих територій господарств. Значна частина таких перевезень здійснюється тракторними транспортними агрегатами, що обумовлено їх універсальністю, прохідністю та здатністю працювати в умовах відсутності доріг із твердим покриттям [1, 9].

Особливістю експлуатації транспортних агрегатів у сільському господарстві є робота в складних дорожньо-польових умовах, які характеризуються неоднорідністю поверхні, змінною несучою здатністю ґрунту, наявністю колійності, підвищеною вологістю та сезонною мінливістю фізико-механічних властивостей опорної поверхні [2, 8]. У таких умовах ефективність використання енергетичного потенціалу трактора значною мірою залежить від здатності ведучих рушіїв реалізувати тягове зусилля без надмірного буксування.

Під час руху транспортного агрегату на трактор діє система зовнішніх сил, основними серед яких є вага машини, реакції опорної поверхні, сила тяги, сила опору руху, а також динамічні навантаження, що виникають у зчіпному пристрої внаслідок взаємодії трактора з причепом [1, 3]. Розрахункову схему сил, що діють на транспортний агрегат під час руху, наведено на рисунку 1.1. Величина тягового зусилля, яке може бути реалізоване рушіями трактора, визначається умовами зчеплення коліс із ґрунтом та нормальним навантаженням на ведучі осі.

Для транспортного агрегату, що складається з трактора та причепа, суттєвий вплив на реалізацію тягового зусилля має характер взаємодії між дишлом причепа та зчіпним пристроєм трактора.



Умовні позначення:

G_1 — вага трактора, Н; G_2 — вага причепа з вантажем, Н; F_t — тягове зусилля трактора, Н; R_d — сила опору руху причепа, Н; F_{f1} — сила опору коченню передніх коліс трактора, Н; F_{f2} — сила опору коченню задніх ведучих коліс трактора, Н; F_{f3} — сила опору коченню коліс причепа, Н; N_1 — нормальна реакція опори на передню вісь трактора, Н; N_2 — нормальна реакція опори на задню ведучу вісь трактора, Н; P_1 — нормальна реакція опори на вісь причепа, Н; a — відстань від передньої осі трактора до центра мас трактора, м; b — відстань від центра мас трактора до задньої осі, м; c — відстань від задньої осі трактора до осі причепа, м; d — відстань від осі причепа до центра мас вантажу, м; L — загальна розрахункова база транспортного агрегату, м.

Рисунок 1.1 – Схема сил, що діють на транспортний агрегат під час руху

Під час виконання транспортних робіт частина навантаження від причепа передається на трактор, однак ефективність такого перерозподілу залежить від конструкції зчіпного механізму та умов руху. Недостатнє навантаження на

ведучі колеса спричиняє інтенсивне буксування, особливо під час руху ґрунтовими дорогами або на перезволожених ділянках [4, 10].

Однією з основних характеристик, що визначає здатність трактора реалізувати тягове зусилля, є сила зчеплення рушія з опорною поверхнею, яка залежить від коефіцієнта зчеплення та величини зчіпної ваги [1, 6]:

$$F_{зч} = \varphi \cdot G_{зч}, \quad (1.1)$$

де $F_{зч}$ — сила зчеплення рушія, Н; φ — коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом; $G_{зч}$ — зчіпна вага трактора, Н.

Наведена залежність свідчить, що одним із найбільш ефективних способів підвищення сили зчеплення є збільшення вертикального навантаження на ведучі колеса трактора. При цьому застосування постійного баласту не завжди є доцільним, оскільки призводить до підвищення питомого тиску на ґрунт, збільшення маси агрегату та додаткових витрат палива [17, 18].

Суттєвим чинником, який знижує ефективність роботи транспортного агрегату, є буксування ведучих коліс. Унаслідок недостатньої сили зчеплення частина енергії двигуна витрачається на проковзування рушія відносно поверхні, що призводить до зниження швидкості руху, погіршення прохідності та підвищення енергетичних витрат [2, 16]. Характер впливу буксування на реалізацію сили тяги транспортного агрегату наведено на рисунку 1.2.

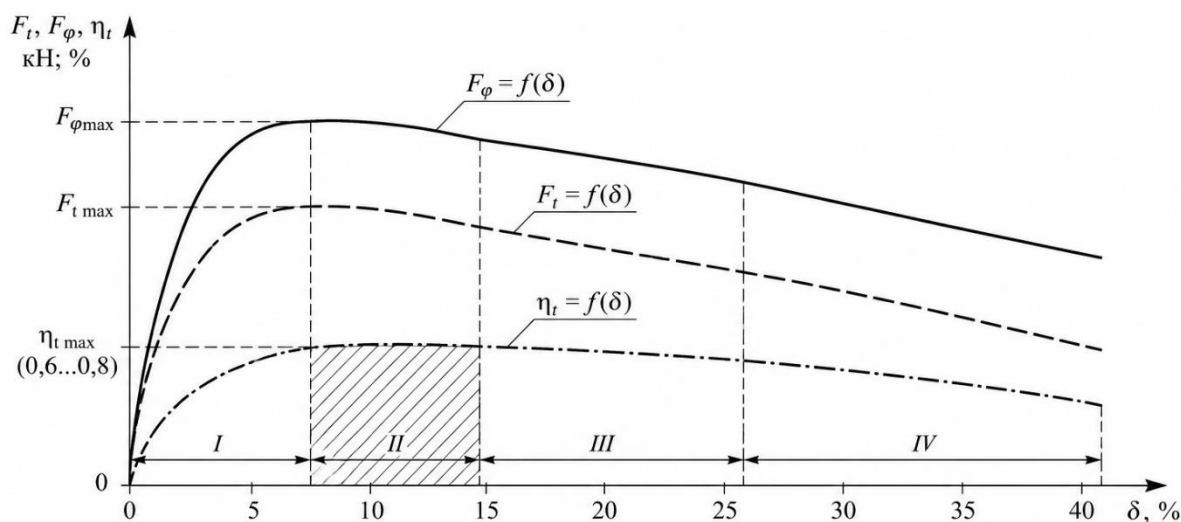
Коефіцієнт буксування визначається як відносна різниця між теоретичною та дійсною швидкістю руху транспортного агрегату [6]:

$$\delta = \frac{V_m - V_o}{V_m} \cdot 100\%, \quad (1.2)$$

де δ — коефіцієнт буксування, %; V_m — теоретична швидкість руху, м/с;
 V_o — дійсна швидкість руху, м/с.

За даними сучасних досліджень, оптимальне значення буксування для колісних тракторів за виконання транспортно-технологічних робіт зазвичай становить 8–15 %, тоді як подальше його зростання супроводжується різким зниженням тягової ефективності та збільшенням витрат енергії [2, 5]. Надмірне

буксування також прискорює зношування шин та негативно впливає на стабільність руху агрегату.



Умовні позначення:

F_t — реалізоване тягове зусилля на гаку, кН; F_ϕ — сила зчеплення рушії з опорною поверхнею, кН; η_t — тяговий ККД (коефіцієнт використання зчеплення), %; δ — коефіцієнт буксування рушії, %; F_{tmax} — максимальне тягове зусилля; $F_{\phi max}$ — максимальна сила зчеплення рушії з опорною поверхнею; η_{tmax} — максимальний тяговий ККД (оптимальне значення 0,6...0,8).

Характеристика зон буксування:

- I — зона недостатнього буксування (низька реалізація тяги);
- II — зона оптимального буксування (раціональна робота агрегату);
- III — зона надмірного буксування (зниження реалізації тяги);
- IV — зона недопустимого буксування (різке зниження ефективності).

Рисунок 1.2 – Вплив буксування рушії на реалізацію сили тяги

Одним із перспективних напрямів підвищення тягово-зчіпних властивостей транспортних агрегатів є довантаження ведучих коліс за рахунок використання вертикального навантаження від причепа. Такий підхід дозволяє збільшити силу зчеплення без застосування додаткового баластування, зменшити буксування та підвищити ефективність використання енергетичного потенціалу трактора [17–19].

Таким чином, ефективність роботи транспортного агрегату значною мірою визначається умовами реалізації тягового зусилля та величиною зчіпної ваги ведучих коліс. У зв'язку з цим доцільним є аналіз існуючих способів підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів і визначення найбільш ефективного технічного рішення для транспортних агрегатів.

1.2 Аналіз існуючих способів підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів

Ефективність роботи тракторних транспортних агрегатів значною мірою залежить від здатності рушіїв реалізовувати необхідне тягове зусилля за мінімального буксування. У процесі експлуатації тракторів у складних дорожньо-польових умовах часто виникає ситуація, коли наявна потужність двигуна використовується не повною мірою через недостатнє зчеплення ведучих коліс із поверхнею руху. У зв'язку з цим у сучасному тракторобудуванні та агроінженерії застосовуються різні технічні способи покращення тягово-зчіпних властивостей машин [1, 3].

Основні способи підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів наведено на рисунку 1.3.

Одним із найбільш поширених способів є баластування трактора, яке передбачає встановлення додаткових вантажів на передню або задню частину машини. Такий підхід дозволяє збільшити нормальне навантаження на ведучі колеса, що позитивно впливає на силу зчеплення. Разом із тим збільшення маси машини супроводжується підвищенням питомого тиску на ґрунт, зростанням витрат палива та прискореним зношуванням шин [4, 18].

Поширеним технічним рішенням є також застосування здвоєних коліс, що забезпечує збільшення площі контакту рушія з опорною поверхнею та зменшення питомого тиску на ґрунт. Використання здвоєних коліс дозволяє покращити прохідність і знизити буксування, однак ускладнює експлуатацію техніки, збільшує транспортні габарити та потребує додаткових витрат на монтаж [7, 19].

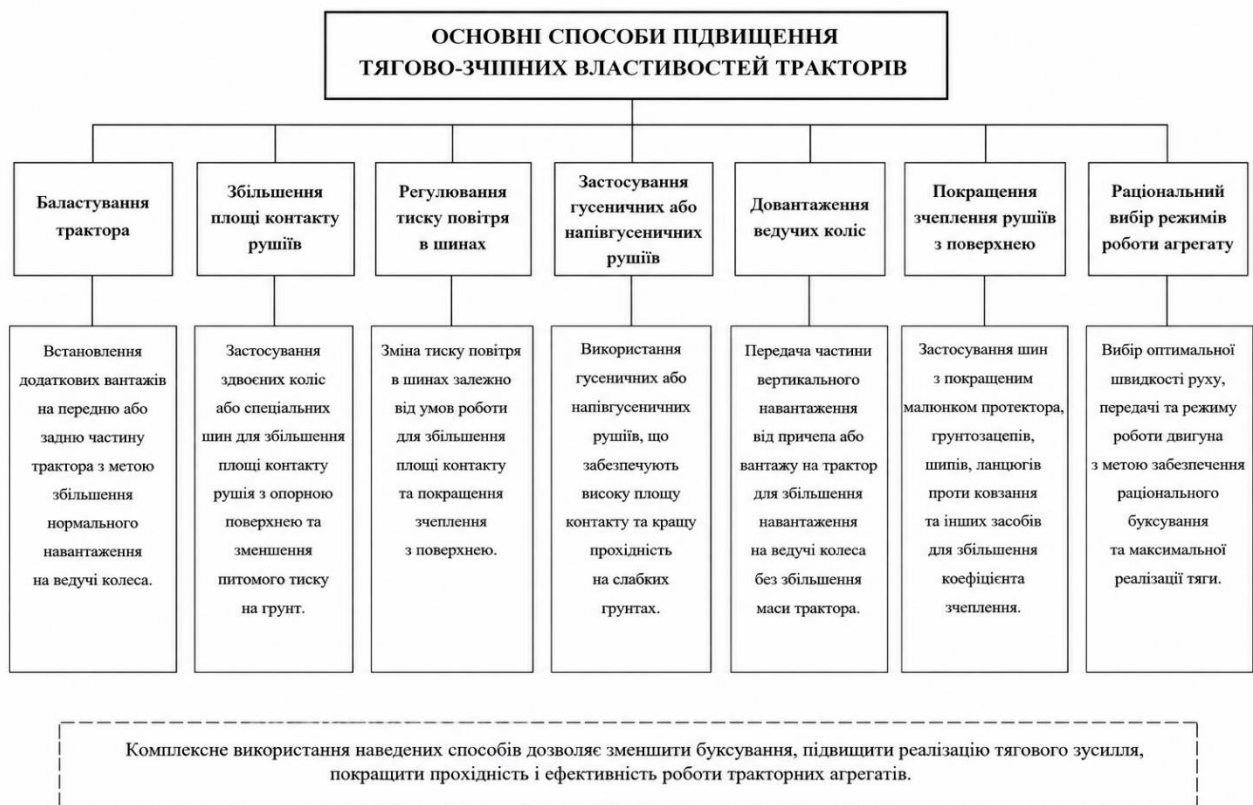


Рисунок 1.3 – Основні способи підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів

Суттєвий вплив на тягові характеристики має регулювання тиску повітря в шинах, що дозволяє адаптувати площу контакту рушіїв залежно від типу поверхні. Зниження тиску в шинах сприяє збільшенню контактної поверхні та покращенню тягових властивостей, однак надмірне зменшення тиску може призводити до прискореного зношування шин і погіршення стійкості руху [4, 16].

У складних умовах експлуатації застосовують гусеничні або напівгусеничні рушії, які характеризуються значною площею контакту з ґрунтом і високою тяговою ефективністю. Такі системи забезпечують суттєве зменшення буксування та покращення прохідності, однак відзначаються складністю конструкції, високою вартістю та підвищеними витратами на технічне обслуговування [7].

Перспективним напрямом покращення тягово-зчіпних властивостей транспортних агрегатів є довантаження ведучих коліс, що базується на

використанні вже наявного вертикального навантаження від причіпної машини або вантажу. На відміну від постійного баластування, такий підхід дозволяє підвищити силу зчеплення без істотного збільшення загальної маси трактора [17, 19].

Існуючі способи довантаження ведучих коліс можна класифікувати за принципом передачі навантаження, що наведено на рисунку 1.4.



Рисунок 1.4 – Класифікація способів довантаження ведучих коліс

Залежно від конструктивного виконання розрізняють механічні, гідравлічні та комбіновані системи довантаження. Механічні системи є простими за конструкцією, не потребують складних гідравлічних елементів і характеризуються високою надійністю. Гідравлічні системи дозволяють здійснювати автоматичне регулювання навантаження, однак потребують складнішого обладнання та додаткових витрат на технічне обслуговування. Комбіновані системи поєднують переваги обох підходів, проте відзначаються більшою конструктивною складністю [5, 17].

Для оцінювання ефективності розглянутих технічних рішень виконано їх порівняльний аналіз, результати якого наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Порівняльна характеристика способів покращення тягово-зчіпних властивостей тракторів

Спосіб покращення	Принцип дії	Переваги	Недоліки	Доцільність використання для транспортного агрегату
Баластування трактора	Збільшення маси трактора шляхом установа додаткових вантажів	Простота реалізації; збільшення сили зчеплення	Підвищення витрат палива; збільшення питомого тиску на ґрунт; додаткове навантаження на вузли	Обмежена
Застосування здвоєних коліс	Збільшення площі контакту рушії з поверхнею	Зменшення питомого тиску на ґрунт; покращення прохідності	Збільшення габаритів; ускладнення монтажу; додаткові витрати	Середня
Регулювання тиску повітря в шинах	Зміна площі контакту шини з поверхнею за рахунок зміни внутрішнього тиску	Покращення зчеплення; зменшення буксування; адаптація до умов руху	Обмежена ефективність; можливе прискорене зношування шин	Середня
Гусеничні або напівгусеничні рушії	Збільшення площі контакту рушії з ґрунтом	Висока прохідність; низьке буксування	Висока вартість; складність конструкції;	Часткова

			дорожче обслуговування	
Покращення властивостей рушія (грунтозачеми, спеціальні шини)	Підвищення коефіцієнта зчеплення	Порівняно проста реалізація	Обмежений ефект; залежність від стану ґрунту	Середня
Раціональний вибір режимів роботи	Оптимізація швидкості руху та передачі	Не потребує конструктивних змін	Залежить від кваліфікації оператора; обмежений ефект	Часткова
Довантаження ведучих коліс	Передача частини вертикального навантаження від причепа на трактор	Підвищення сили зчеплення без значного збільшення маси; зменшення буксування; покращення використання потужності	Потребує додаткового механізму	Висока

Наведене порівняння показує, що найбільш доцільним способом покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату є довантаження ведучих коліс за рахунок використання частини вертикального навантаження від причепа. На відміну від баластування або застосування гусеничних систем, такий підхід дозволяє підвищити реалізацію тягового зусилля без істотного збільшення маси трактора та ускладнення конструкції. У зв'язку з цим для подальшого дослідження прийнято механічний довантажувач зчіпної ваги, що забезпечує передачу частини навантаження від причепа на ведучі колеса трактора YTO NLX904.

Проведений аналіз показав, що найбільш доцільним способом покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату є механічне довантаження ведучих коліс за рахунок використання вертикального навантаження від причепа. Такий підхід дозволяє збільшити силу зчеплення без суттєвого підвищення маси трактора, зменшити буксування та покращити ефективність реалізації тягового зусилля.

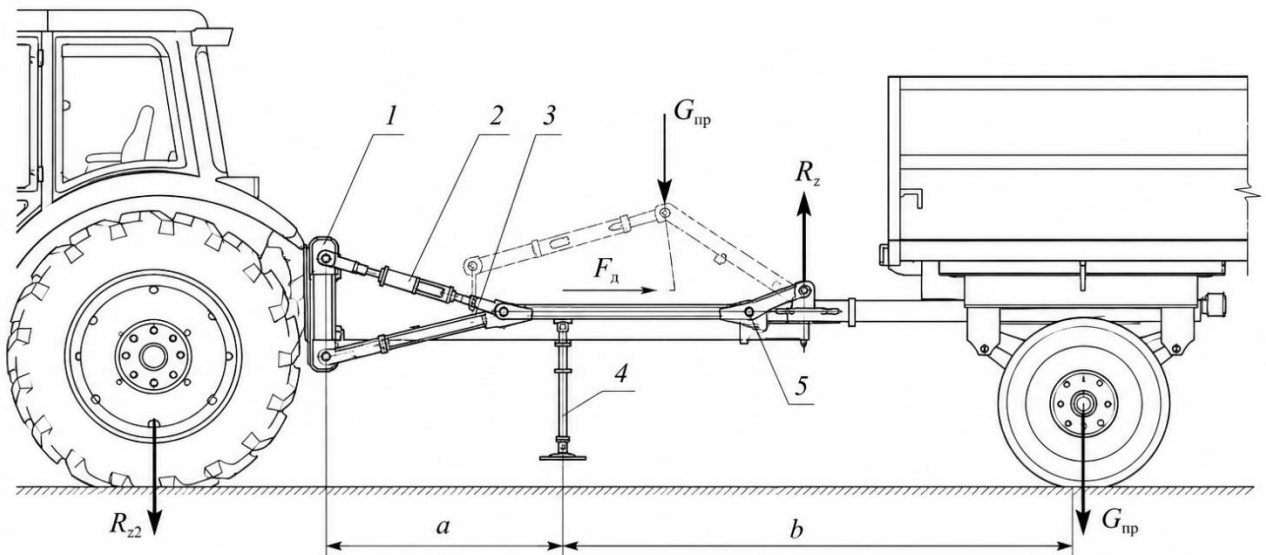
У зв'язку з цим доцільним є аналіз конструктивних особливостей довантажувачів зчіпної ваги та вибір технічного рішення, найбільш придатного для транспортного агрегату на базі трактора YTO NLX904, що розглядається в даному кваліфікаційному проєкті.

1.3 Аналіз конструкцій довантажувачів зчіпної ваги та обґрунтування напрямку удосконалення

Одним із перспективних напрямів підвищення тягово-зчіпних властивостей транспортних агрегатів є застосування систем довантаження ведучих коліс, які забезпечують збільшення зчіпної ваги без істотного підвищення загальної маси трактора. Принцип їх дії полягає у частковому перенесенні вертикального навантаження від причіпної машини або вантажу на ведучі колеса трактора, що дозволяє покращити реалізацію тягового зусилля та знизити буксування [5, 17].

Сучасні системи довантаження ведучих коліс можна умовно поділити на механічні, гідравлічні та комбіновані, які відрізняються способом передачі навантаження, конструктивною складністю та можливостями регулювання [18, 19].

Найбільш простими за конструкцією є механічні довантажувачі, у яких передача навантаження здійснюється за допомогою важільних, шарнірних або тягових механізмів. Такі системи не потребують складного енергетичного обладнання та можуть працювати без додаткових джерел живлення. Конструктивний приклад механічного довантажувача наведено на рисунку 1.5.



Умовні позначення:

1 — кронштейн кріплення до трактора; 2 — важіль довантажувача; 3 — регулювальна тяга (стяжка); 4 — опорна стійка (регульована); 5 — кронштейн кріплення до дишла причепа (зчіпний вузол).

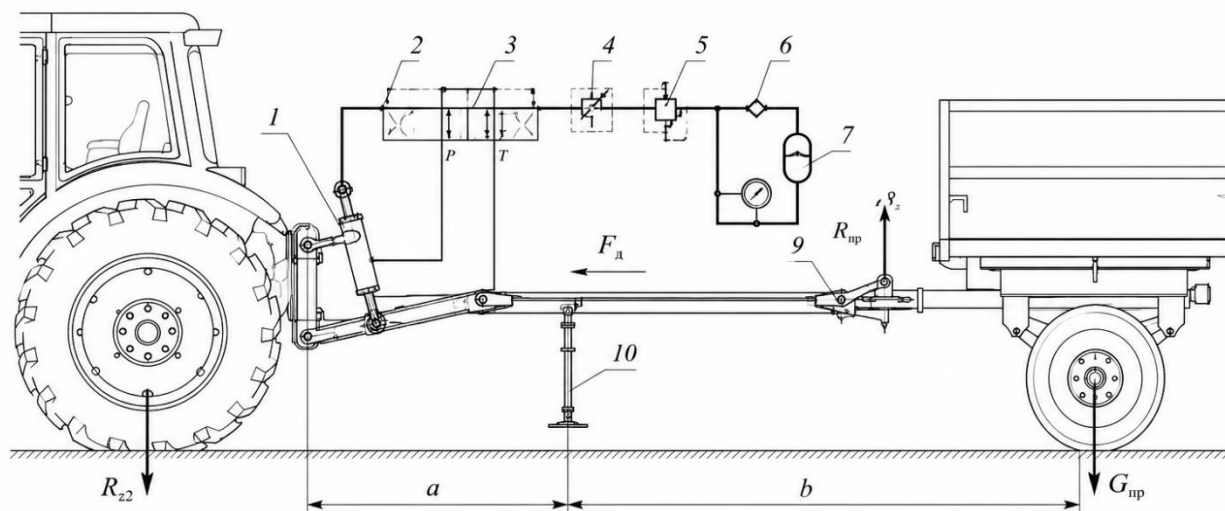
G_{np} — вертикальне навантаження від причепа (вага причепа, що передається на зчіпний пристрій), Н; R_z — вертикальна реакція у зчіпному пристрої, Н; F_d — сила, що передається на трактор (додаткове довантаження), Н; R_{z2} — додаткове навантаження на ведучі колеса трактора, Н; a — відстань від осі задніх ведучих коліс трактора до точки прикладання довантаження, м; b — відстань від точки прикладання довантаження до осі причепа, м.

Рисунок 1.5 – Механічний довантажувач зчіпної ваги

Перевагами механічних систем є простота конструкції, висока надійність, невисока вартість виготовлення та обслуговування, а також можливість встановлення на існуючі транспортні агрегати без суттєвої зміни базової конструкції трактора. До недоліків можна віднести обмежені можливості автоматичного регулювання величини навантаження та залежність ефективності роботи від правильності налаштування механізму [17].

Більш складними є гідравлічні системи довантаження, у яких передача вертикального навантаження здійснюється за допомогою гідроциліндрів та елементів гідросистеми трактора. Такі конструкції дозволяють змінювати величину довантаження залежно від режиму роботи агрегату, забезпечуючи

автоматичне або напівавтоматичне регулювання навантаження [5]. Загальний принцип гідравлічного довантаження наведено на рисунку 1.6.



Умовні позначення:

1 — кронштейн кріплення гідроциліндра до трактора; 2 — гідроциліндр довантаження (двосторонньої дії); 3 — розподільник гідросистеми; 4 — дросель (регулятор витрати робочої рідини); 5 — запобіжний (перепускний) клапан; 6 — зворотний клапан; 7 — гідроаккумулятор; 8 — манометр; 9 — кронштейн кріплення до дишла причепа (зчіпний вузол); 10 — опорна стійка (регульована). G_{np} — вертикальне навантаження від причепа (вага причепа, що передається на зчіпний пристрій), Н; R_z — вертикальна реакція у зчіпному пристрої, Н; F_d — сила, що передається на трактор (додаткове довантаження), Н; R_{z2} — додаткове навантаження на ведучі колеса трактора, Н; a — відстань від осі задніх ведучих коліс трактора до точки прикладання довантаження, м; b — відстань від точки прикладання довантаження до осі причепа, м.

Рисунок 1.6 – Гідравлічна система довантаження ведучих коліс

Гідравлічні системи характеризуються високою ефективністю та можливістю точного керування навантаженням, однак відзначаються складнішою конструкцією, більшою вартістю, необхідністю використання гідравлічного обладнання та підвищеними вимогами до технічного обслуговування [19].

У практиці також застосовують комбіновані системи, що поєднують механічні елементи з гідравлічними засобами регулювання. Вони забезпечують кращу адаптацію до змінних умов роботи, однак ускладнюють конструкцію транспортного агрегату та збільшують вартість його модернізації [18].

З огляду на умови експлуатації транспортного агрегату на базі трактора УТО NLX904 з двовісним причепом 2ПТС-4/6, а також необхідність забезпечення конструктивної простоти, надійності та економічної доцільності, найбільш раціональним є застосування механічного довантажувача зчпної ваги. Такий підхід дозволяє реалізувати часткове перенесення вертикального навантаження від причепа на ведучі колеса трактора без суттєвого ускладнення конструкції та значних експлуатаційних витрат.

Схему механічного довантажувача, прийнятого до розробки в даному кваліфікаційному проєкті, наведено на рисунку 1.7.

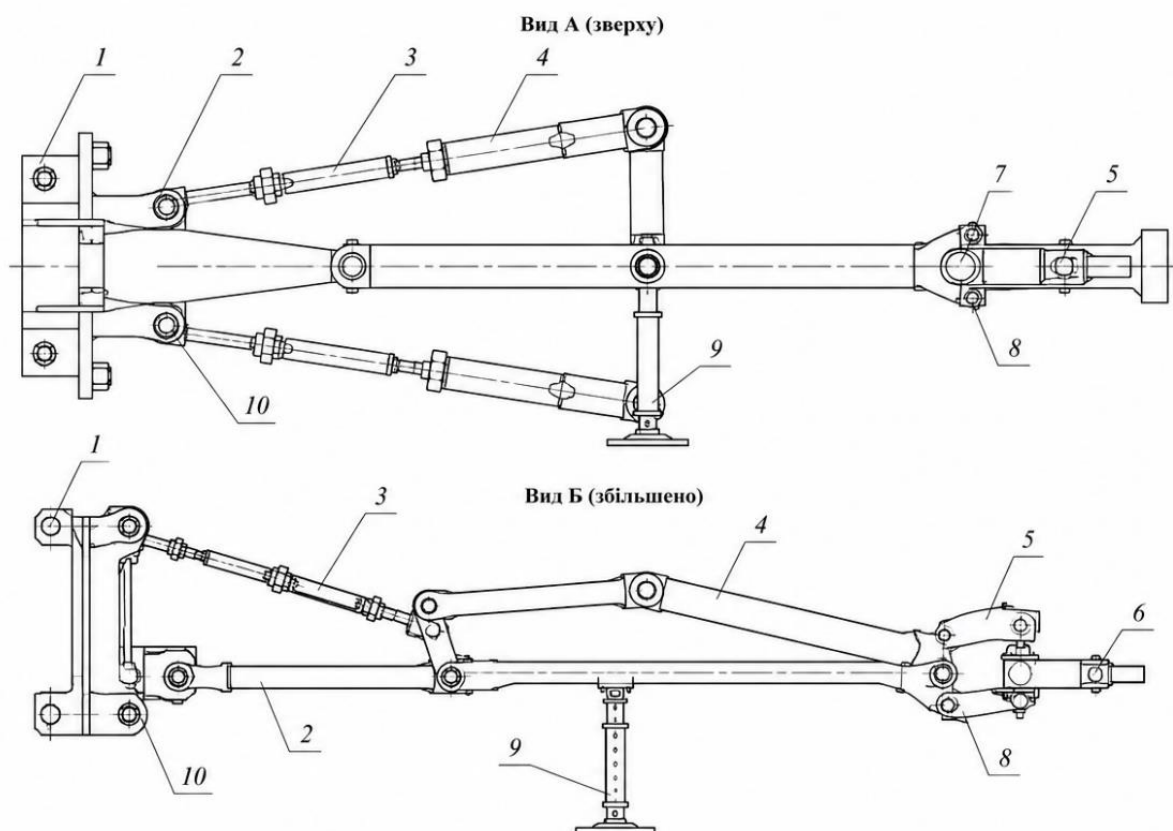


Рисунок 1.7 – Схема механічного довантажувача зчпної ваги, прийнятого до розробки

До складу механічного довантажувача входять: 1 — кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора; 2 — нижній важіль довантажувача; 3 — регулювальна тяга (стяжка); 4 — верхній передавальний важіль; 5 — кронштейн кріплення до дишла причепа (вузол передачі навантаження); 6 — зчіпний вузол (палець дишла причепа); 7 — вузол передачі вертикального навантаження; 8 — вісь (палець) шарнірного з'єднання; 9 — опорна стійка (регульована); 10 — точка кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора.

Робота механізму ґрунтується на використанні частини вертикального навантаження, що виникає в зоні зчіпного пристрою причепа, для створення додаткового навантаження на ведучі колеса трактора.

Таким чином, проведений аналіз показав, що застосування механічного довантажувача є найбільш доцільним способом покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату в умовах транспортних робіт. Для підтвердження ефективності запропонованого технічного рішення необхідно виконати математичне обґрунтування впливу довантаження на силу зчеплення, буксування та реалізацію тягового зусилля, що буде розглянуто в наступному розділі.

РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПОКРАЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ

2.1 Розрахункова схема транспортного агрегату з механічним довантажувачем

Для оцінювання ефективності запропонованого технічного рішення необхідним є визначення впливу механічного довантажувача зчипної ваги на перерозподіл навантаження між осями транспортного агрегату, силу зчеплення ведучих коліс та величину буксування. З цією метою побудовано розрахункову схему транспортного агрегату, яка враховує взаємодію трактора, причепа та механічного довантажувача в умовах виконання транспортних робіт.

У межах даного дипломного проєкту як базовий енергетичний засіб прийнято трактор УТО NLX904, який агрегується з двовісним причепом 2ПТС-4/6. Для підвищення тягово-зчипних властивостей агрегату передбачено застосування механічного довантажувача, що забезпечує часткову передачу вертикального навантаження від причепа на ведучу вісь трактора.

Розрахункову схему транспортного агрегату з механічним довантажувачем наведено на рисунку 2.1.

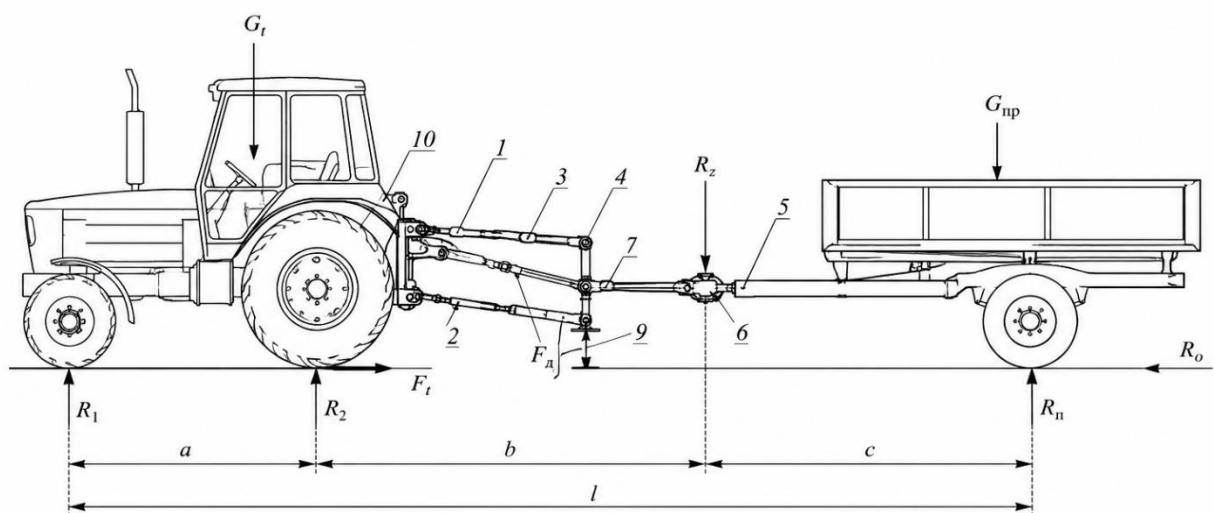


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема транспортного агрегату з механічним довантажувачем

Під час руху транспортного агрегату на його елементи діє система вертикальних і горизонтальних сил, які визначають умови реалізації тягового зусилля. На трактор діє власна вага G_t , а також реакції опори на передній та задній осях R_1 і R_2 . На причіп діє вага G_{np} та реакція опори R_n . У зоні зчіпного пристрою виникає вертикальне навантаження R_z , яке через механічний довантажувач частково передається на задню вісь трактора у вигляді додаткової сили F_ϕ .

До складу механічного довантажувача входять: 1 — кронштейн кріплення до корпусу заднього моста трактора; 2 — нижній важіль довантажувача; 3 — регульовальна тяга (стяжка); 4 — верхній передавальний важіль; 5 — кронштейн кріплення до дишла причепа; 6 — зчіпний вузол; 7 — вузол передачі вертикального навантаження; 8 — вісь шарнірного з'єднання; 9 — регульована опорна стійка; 10 — точка кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора.

Передача навантаження в запропонованій конструкції здійснюється внаслідок виникнення вертикальної складової сили в зоні зчіпного пристрою причепа. Частина цього навантаження через систему важелів і шарнірних з'єднань передається на задню частину трактора, збільшуючи навантаження на ведучі колеса. У результаті цього підвищується сила зчеплення рушіїв з опорною поверхнею, що створює передумови для зменшення буксування та більш повного використання тягового потенціалу енергетичного засобу.

Для проведення подальших розрахунків у схемі прийнято такі геометричні параметри: a — відстань від передньої осі трактора до задньої ведучої осі; b — відстань від задньої осі трактора до точки прикладання вертикального навантаження у зчіпному вузлі; c — відстань від точки прикладання навантаження до осі причепа; l — розрахункова база транспортного агрегату.

Для визначення вертикальних реакцій опори та оцінювання впливу довантажувача на тягово-зчіпні властивості транспортного агрегату розглянемо умови статичної рівноваги системи. Рівняння рівноваги дозволяють визначити

зміну навантаження на ведучу вісь трактора залежно від величини сили, що передається через механічний довантажувач.

Таким чином, побудована розрахункова схема створює математичну основу для оцінювання ефективності механічного довантажувача та дозволяє перейти до аналізу впливу довантаження на вертикальні реакції опори і силу зчеплення транспортного агрегату.

2.2 Вплив довантажувача на вертикальні реакції та силу зчеплення

Одним із визначальних чинників, що впливають на реалізацію тягового потенціалу транспортного агрегату, є величина навантаження на ведучі колеса трактора. За недостатнього вертикального навантаження частина потужності двигуна витрачається на буксування рушіїв, що призводить до зниження ефективності виконання транспортних робіт. У зв'язку з цим оцінювання впливу механічного довантажувача на перерозподіл навантаження між осями транспортного агрегату є необхідною умовою обґрунтування запропонованого технічного рішення.

У транспортному агрегаті без довантажувача величина реакції на задній ведучій осі трактора визначається співвідношенням між власною вагою трактора, вертикальним навантаженням від причепа та геометричними параметрами розташування центра мас. У разі застосування механічного довантажувача частина навантаження, що виникає у зчіпному вузлі причепа, передається через важільний механізм на задню вісь трактора, унаслідок чого реакція на ведучих колесах зростає.

Для оцінювання величини додаткового навантаження приймаємо, що сила, яка передається довантажувачем, залежить від вертикального навантаження в зоні дишла причепа та коефіцієнта передачі механізму:

$$F_{\delta} = k_{\delta} \cdot R_z, \quad (2.1)$$

де F_{δ} — додаткове навантаження, що передається довантажувачем на ведучу вісь трактора, Н; k_{δ} — коефіцієнт передачі навантаження механізмом; R_z — вертикальне навантаження на дишло причепа, Н.

У межах проєкту прийнято, що для механічної важільної системи коефіцієнт передачі навантаження становить 0,55–0,70, що відповідає конструкціям подібного типу та забезпечує достатній рівень довантаження без перевантаження заднього моста трактора [17, 19]. Для подальших розрахунків приймаємо:

$$k_o = 0,65$$

Для транспортного агрегату на базі трактора YTO NLX904 з причепом 2ПТС-4/6 приймаємо вертикальне навантаження на дишло:

$$R_z = 8,5 \text{ кН}$$

Тоді величина додаткового навантаження становитиме:

$$F_o = 0,65 \cdot 8,5 = 5,53 \text{ кН}$$

Отримане значення свідчить про те, що на задню ведучу вісь трактора передається додаткове навантаження, яке еквівалентне приблизно 560 кг маси, що безпосередньо впливає на здатність рушіїв реалізовувати тягове зусилля.

Зміна вертикальної реакції на ведучій осі трактора визначається шляхом додавання величини довантаження до початкового навантаження:

$$R'_2 = R_2 + F_o, \quad (2.2)$$

де R'_2 — вертикальна реакція на задній ведучій осі з урахуванням довантажувача, Н; R_2 — початкова реакція задньої осі трактора, Н.

Відповідно до технічних характеристик трактора YTO NLX904, статичне навантаження на задню вісь становить приблизно 28,4 кН. Після застосування довантажувача отримаємо:

$$R'_2 = 28,4 + 5,53 = 33,93 \text{ кН}$$

Таким чином, вертикальна реакція на ведучій осі зростає на:

$$\Delta R_2 = \frac{33,93 - 28,4}{28,4} \cdot 100 = 19,5\%$$

Результати розрахунку вертикальних реакцій доцільно представити графічно, що наведено на рисунку 2.2.

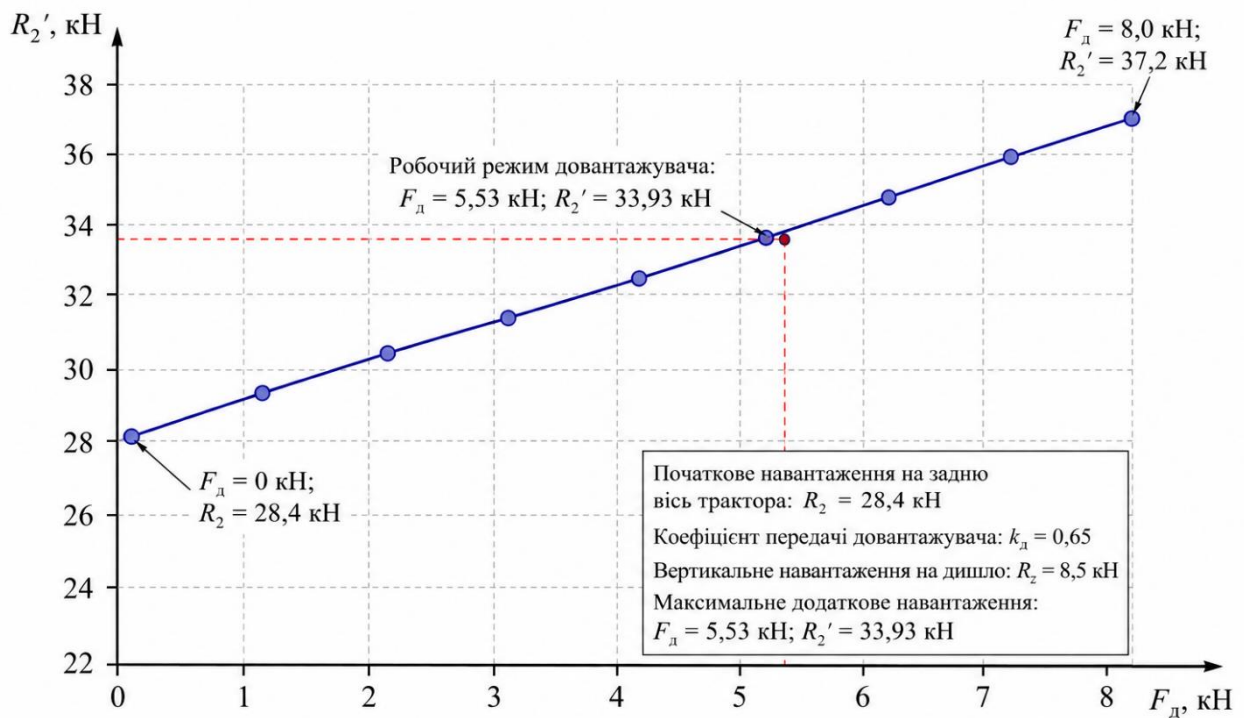


Рисунок 2.2 – Вплив довантажувача на вертикальну реакцію задньої осі трактора

Оскільки реалізована сила зчеплення визначається залежністю (1.1), збільшення вертикального навантаження на ведучі колеса безпосередньо впливає на можливість реалізації більшого тягового зусилля без проковзування рушіїв.

За умови середнього коефіцієнта зчеплення для польових умов:

$$\varphi = 0,62$$

максимальна сила зчеплення без застосування довантажувача становитиме:

$$F_{зч1} = 0,62 \cdot 28,4 = 17,61 \text{ кН}$$

Після встановлення механічного довантажувача:

$$F_{зч2} = 0,62 \cdot 33,93 = 21,04 \text{ кН}$$

Отже, приріст реалізованої сили зчеплення становить:

$$\Delta F_{зч} = 21,04 - 17,61 = 19,5\%$$

Для наочного порівняння отримані результати наведено на рисунку 2.3.

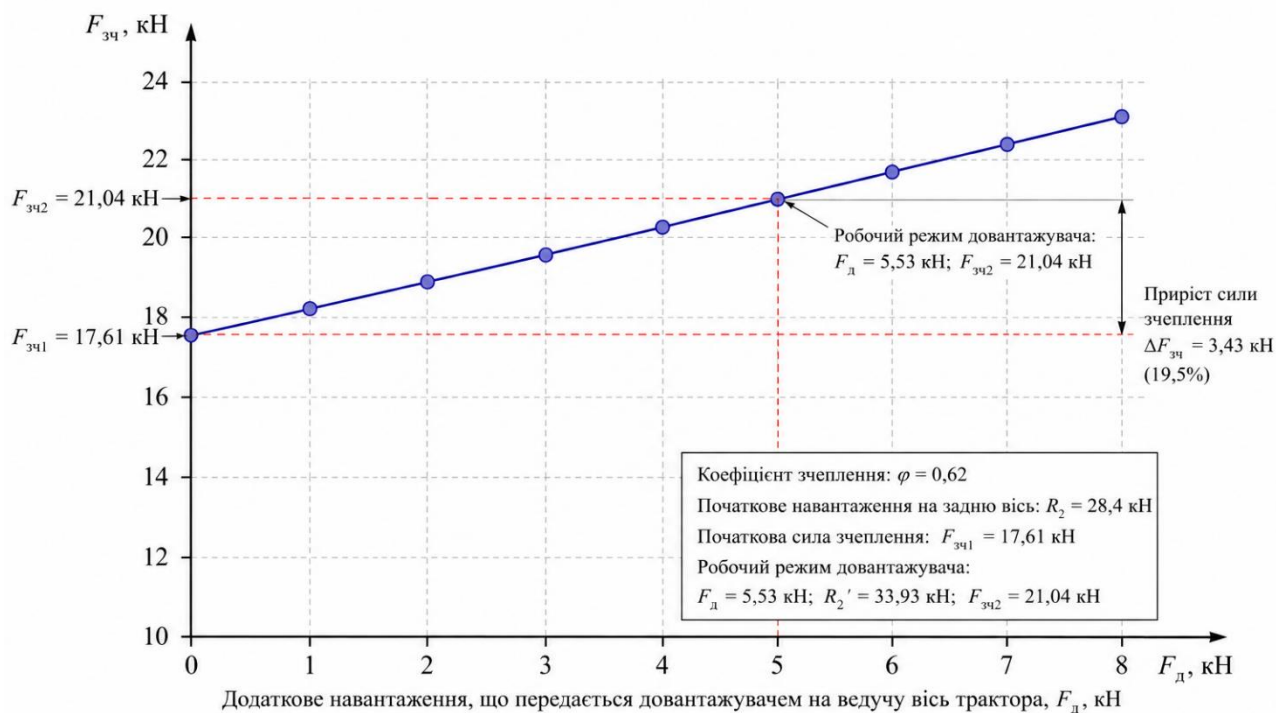


Рисунок 2.3 – Вплив довантажувача на силу зчеплення транспортного агрегату

Результати розрахунків свідчать, що застосування механічного довантажувача забезпечує відчутне збільшення навантаження на ведучі колеса трактора, що створює передумови для більш повної реалізації тягового потенціалу транспортного агрегату. Зростання сили зчеплення має сприяти зменшенню буксування рушіїв, оцінювання якого розглянуто в наступному підрозділі.

2.3 Вплив довантаження на буксування транспортного агрегату

Одним із показників, що характеризують ефективність реалізації тягового зусилля транспортного агрегату, є коефіцієнт буксування ведучих коліс. Надмірне буксування призводить до зростання втрат енергії, підвищення витрат палива, інтенсивнішого зношування шин та погіршення прохідності агрегату. Особливо це проявляється під час транспортних робіт у складних ґрунтових умовах або на ділянках зі зниженим коефіцієнтом зчеплення.

Оцінювання впливу механічного довантажувача на буксування транспортного агрегату виконано з використанням залежності (1.2), наведеної в

розділі 1. Відповідно до прийнятої математичної моделі, збільшення вертикального навантаження на ведучі колеса забезпечує підвищення реалізованої сили зчеплення, унаслідок чого зменшується частка проковзування рушіїв під час передачі тягового зусилля.

Для транспортного агрегату на базі трактора УТО NLX904 без застосування довантажувача приймаємо середнє значення коефіцієнта буксування, характерне для транспортних робіт на ґрунтових дорогах та польових умовах:

$$\delta_1 = 14,8\%$$

Після встановлення механічного довантажувача та збільшення сили зчеплення ведучих коліс коефіцієнт буксування зменшується до:

$$\delta_2 = 11,4\%$$

Тоді абсолютне зменшення коефіцієнта буксування становитиме:

$$\Delta\delta = 14,8 - 11,4 = 3,4\%, \quad (2.3)$$

Відносне зниження буксування визначається:

$$\Delta\delta_{\text{відн}} = \frac{14,8 - 11,4}{14,8} \cdot 100 = 22,97\%, \quad (2.4)$$

Отримані результати свідчать про те, що застосування механічного довантажувача дозволяє знизити величину буксування майже на 23 %, що позитивно впливає на стабільність руху транспортного агрегату та ефективність використання потужності двигуна.

Зменшення буксування також сприяє зниженню непродуктивних енергетичних втрат, покращенню тягових характеристик та підвищенню експлуатаційної надійності агрегату під час транспортування вантажів. При цьому більш повне використання зчіпної ваги трактора дозволяє реалізувати більшу частину потужності двигуна без переходу до режимів надмірного проковзування рушіїв.

Для наочного порівняння результатів розрахунків впливу механічного довантажувача на величину буксування транспортного агрегату побудовано графічну залежність, яку наведено на рисунку 2.4.

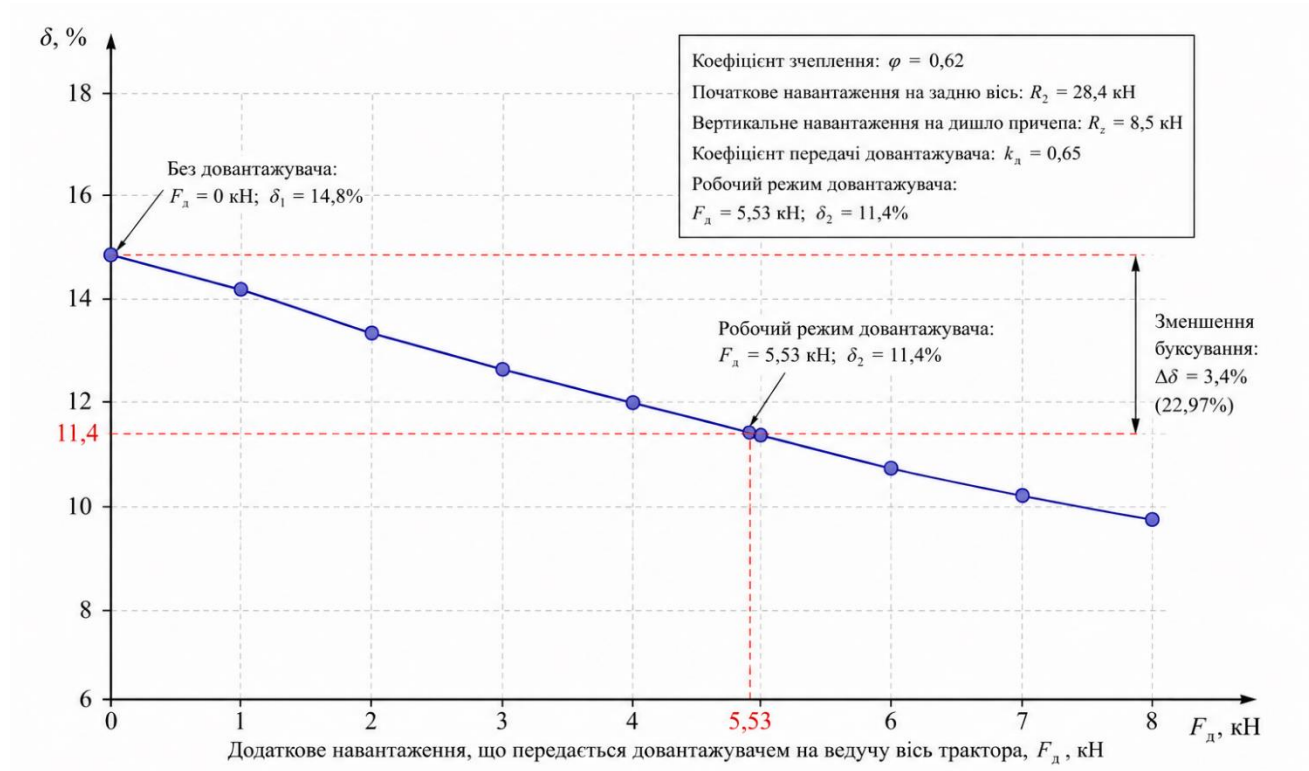


Рисунок 2.4 – Вплив довантажувача на коефіцієнт буксування транспортного агрегату

Результати, наведені на рисунку 2.4, підтверджують тенденцію до зменшення коефіцієнта буксування зі збільшенням величини довантаження ведучої осі трактора. У прийнятому режимі роботи механічного довантажувача при додатковому навантаженні 5,53 кН коефіцієнт буксування знижується з 14,8% до 11,4 %, що свідчить про підвищення ефективності реалізації тягового зусилля та покращення експлуатаційних характеристик транспортного агрегату.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що застосування механічного довантажувача є доцільним технічним рішенням для підвищення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату, оскільки забезпечує не лише збільшення сили зчеплення, а й зменшення буксування ведучих коліс.

2.4 Обґрунтування раціональних параметрів довантажувача

Ефективність роботи механічного довантажувача зчіпної ваги визначається не лише фактом передачі частини вертикального навантаження від причепа на ведучі колеса трактора, а й правильним вибором конструктивних параметрів механізму. Недостатня величина довантаження не забезпечить відчутного зменшення буксування, тоді як надмірне навантаження може призвести до перевантаження заднього моста трактора, збільшення навантажень у шарнірних з'єднаннях та погіршення керованості транспортного агрегату. У зв'язку з цим необхідним є обґрунтування раціональних параметрів довантажувача, які забезпечують підвищення тягово-зчіпних властивостей без порушення умов експлуатаційної надійності агрегату.

Як показали результати попередніх розрахунків, для транспортного агрегату на базі трактора YTO NLX904 з причепом 2ПТС-4/6 раціональна величина додаткового навантаження становить:

$$F_{\phi} = 5,53 \text{ кН}$$

Саме це значення забезпечує підвищення сили зчеплення на 19,5 % та зменшення коефіцієнта буксування майже на 23 %, не перевищуючи допустимого навантаження на задню вісь трактора. Отже, подальший вибір геометричних параметрів довантажувача виконується виходячи з необхідності забезпечення передачі саме такого навантаження.

У запропонованій конструкції передача навантаження здійснюється важільною системою, ефективність якої визначається співвідношенням плечей механізму. Для спрощення розрахункової моделі приймаємо, що коефіцієнт передачі довантажувача визначається як відношення вихідного зусилля, що передається на трактор, до вертикального навантаження в зоні дишла причепа:

$$k_{\phi} = \frac{F_{\phi}}{R_z}, \quad (2.5)$$

Підставляючи отримані значення:

$$k_{\phi} = \frac{5,53}{8,5} = 0,65$$

Отримане значення коефіцієнта передачі означає, що близько 65 % вертикального навантаження, яке виникає у зчіпному вузлі причепа, передається через механічний довантажувач на задню ведучу вісь трактора. Решта навантаження компенсується конструкцією причепа та шарнірними зв'язками агрегату. Значення 0,65 є достатнім для підвищення сили зчеплення, але водночас не створює надмірного навантаження на вузли навіски й задній міст трактора.

Наступним параметром, який потребує обґрунтування, є довжина важеля довантажувача. Занадто короткий важіль збільшує силове навантаження в шарнірах і зменшує плавність роботи механізму, тоді як надмірне збільшення його довжини призводить до ускладнення конструкції, збільшення маси та погіршення жорсткості системи.

Для визначення раціональної довжини важеля враховано компоновочні особливості трактора УТО NLX904, відстань між точкою кріплення механізму до корпусу заднього моста та точкою передачі навантаження, а також необхідність забезпечення достатнього плеча прикладання сили. Відповідно до компоновочної схеми транспортного агрегату (рисунк 2.1) прийнято довжину важеля $L=720$ мм.

Зазначене значення забезпечує стабільну роботу механізму, достатній діапазон переміщення вузлів та раціональне передавальне співвідношення без суттєвого збільшення навантажень у шарнірних з'єднаннях.

Для компенсації нерівностей поверхні та можливості адаптації механізму до різних умов експлуатації передбачено регульовальну тягу. Діапазон її регулювання приймається в межах $h=120\dots180$ мм.

Вибір такого інтервалу пояснюється необхідністю зміни положення механізму залежно від висоти зчіпного пристрою причепа, транспортних умов та фактичного навантаження агрегату. Менший діапазон регулювання не забезпечує достатньої універсальності конструкції, а надмірне збільшення ускладнює забезпечення жорсткості механізму.

Важливим елементом конструкції є опорний вузол, який забезпечує стабілізацію положення механізму під час руху транспортного агрегату. Виходячи з умов роботи на польових дорогах і ґрунтових поверхнях, раціональним прийнято використання опорного колеса діаметром $D=400$ мм.

Вибір такого діаметра забезпечує достатню прохідність та зменшує ймовірність заглиблення опорного елемента в м'який ґрунт, що особливо важливо під час виконання транспортних робіт у польових умовах.

Для наочного обґрунтування впливу параметрів механізму на величину довантаження побудовано графічні залежності, наведені на рисунках 2.5 та 2.6.

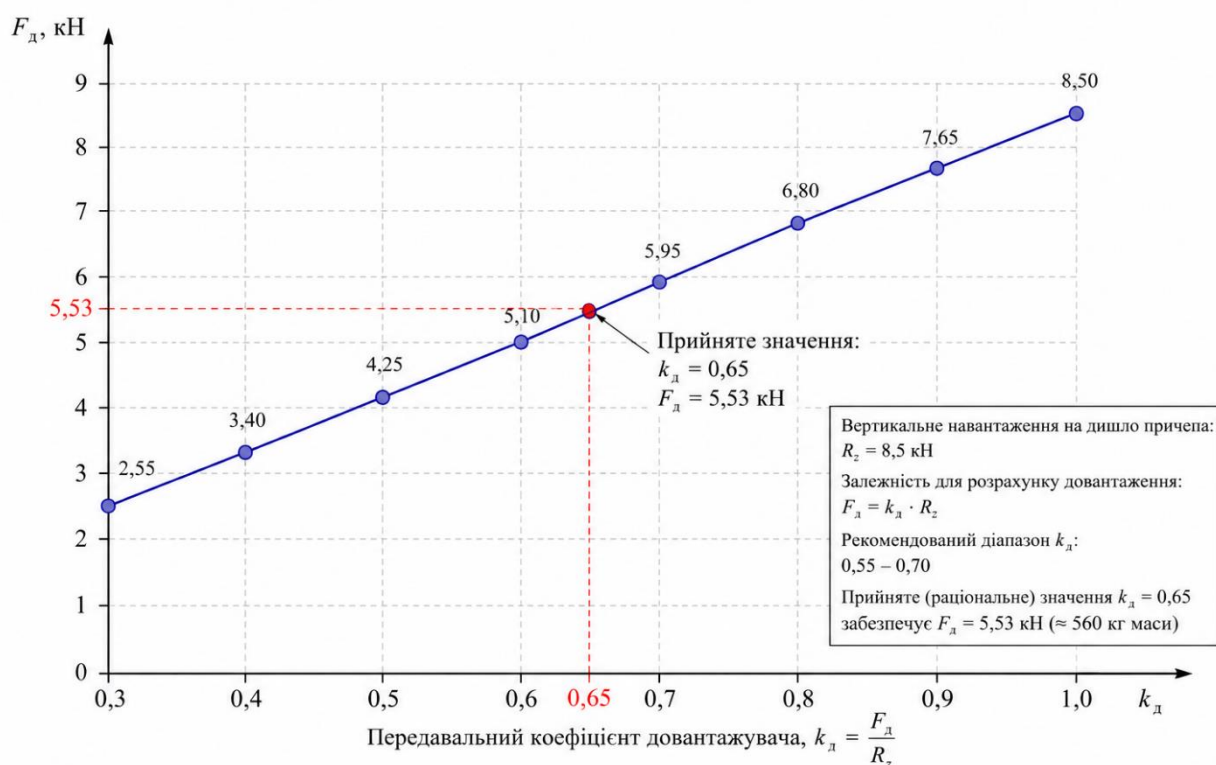


Рисунок 2.5 – Вплив передавального коефіцієнта механічного довантажувача на величину додаткового навантаження

Для визначення раціональної довжини важеля довантажувача виконано оцінювання впливу геометричних параметрів механізму на величину додаткового навантаження, що передається на задню ведучу вісь трактора. Під час аналізу враховувалися умови забезпечення необхідного передавального відношення, допустимі навантаження у шарнірних з'єднаннях, компоновочні можливості трактора та габаритні обмеження конструкції.

Результати аналізу наведено на рисунку 2.6. Встановлено, що збільшення довжини важеля супроводжується зростанням ефективності передачі навантаження лише до певного значення, після чого приріст ефекту стає незначним. У межах діапазону 700–900 мм забезпечуються прийнятні умови роботи механізму, однак значне збільшення довжини важеля призводить до ускладнення конструкції та зростання навантажень на вузли кріплення.

З урахуванням отриманих результатів, компоновочних особливостей трактора УТО NLX904 та необхідності забезпечення компактності конструкції раціонально прийнято довжину важеля 720 мм, яка забезпечує передачу додаткового навантаження 5,53 кН без перевищення допустимих навантажень у шарнірних з'єднаннях.

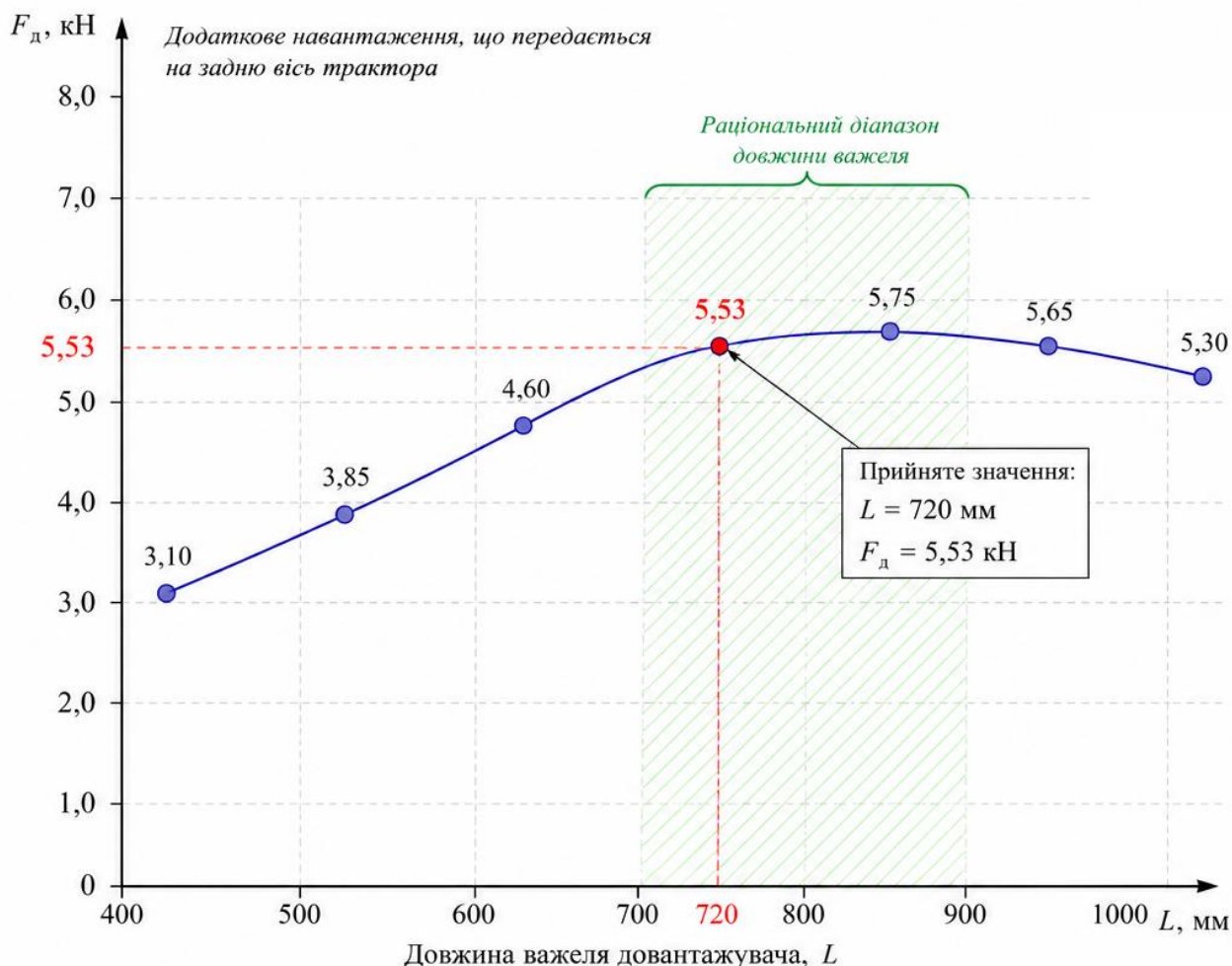


Рисунок 2.6 – Обґрунтування раціональної довжини важеля довантажувача

Отже, у результаті проведеного обґрунтування встановлено, що для транспортного агрегату на базі трактора УТО NLX904 з причепом 2ПТС-4/6

раціональними параметрами механічного довантажувача є: коефіцієнт передачі навантаження 0,65, довжина важеля 720 мм, діапазон регулювання 120–180 мм та діаметр опорного колеса 400 мм. Отримані значення прийнято як вихідні для подальшого конструкторського опрацювання механізму в розділі 3.

У результаті математичного обґрунтування покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату встановлено, що застосування механічного довантажувача зчіпної ваги забезпечує перерозподіл частини вертикального навантаження від причепа на ведучу вісь трактора. Побудована розрахункова схема транспортного агрегату дозволила врахувати дію основних вертикальних та горизонтальних сил, а також геометричні параметри системи, що визначають характер передачі навантаження.

Розрахунками встановлено, що при вертикальному навантаженні на дишло причепа 8,5 кН та коефіцієнті передачі механізму 0,65 величина додаткового навантаження, яке передається на задню ведучу вісь трактора УТО NLX904, становить 5,53 кН, що еквівалентно приблизно 560 кг додаткової маси. Унаслідок цього вертикальна реакція на задній осі збільшується з 28,4 кН до 33,93 кН, тобто на 19,5 %.

Визначено, що збільшення навантаження на ведучі колеса забезпечує підвищення максимально реалізованої сили зчеплення з 17,61 кН до 21,04 кН, що також відповідає приросту приблизно 19,5 %. Одночасно встановлено зменшення коефіцієнта буксування транспортного агрегату з 14,8 % до 11,4 %, тобто майже на 23 %, що свідчить про покращення умов реалізації тягового зусилля та ефективніше використання потужності двигуна.

На підставі проведеного аналізу обґрунтовано раціональні параметри механічного довантажувача: коефіцієнт передачі навантаження — 0,65, довжина важеля — 720 мм, діапазон регулювання — 120–180 мм, діаметр опорного колеса — 400 мм. Отримані параметри прийнято як вихідні для подальшого конструкторського опрацювання механізму.

РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ ЗА РАХУНОК МЕХАНІЧНОГО ДОВАНТАЖУВАЧА ЗЧІПНОЇ ВАГИ

3.1 Загальна конструкція механічного довантажувача

Одним із напрямів підвищення ефективності роботи транспортного агрегату є вдосконалення способу реалізації зчіпної ваги трактора без істотного збільшення його маси. Як показали результати математичного обґрунтування, наведені в розділі 2, передача частини вертикального навантаження від причепа на ведучу вісь трактора дозволяє підвищити силу зчеплення та зменшити коефіцієнт буксування. Для практичної реалізації такого підходу в даному кваліфікаційному проєкті запропоновано механічний довантажувач зчіпної ваги, призначений для агрегування з трактором YTO NLX904 та причепом 2ПТС-4/6.

Конструкцію механічного довантажувача розроблено з урахуванням умов виконання транспортних робіт, необхідності забезпечення простоти монтажу, надійності роботи та можливості встановлення без внесення суттєвих змін у базову конструкцію трактора. Основною функцією механізму є передача частини вертикального навантаження, що виникає в зоні дишла причепа, на задню ведучу вісь трактора, що сприяє підвищенню тягово-зчіпних властивостей агрегату.

Загальний вигляд механічного довантажувача наведено на рисунку 3.1.

Запропонована конструкція являє собою важільно-шарнірну систему, що складається з кронштейна кріплення до корпусу заднього моста трактора, несучого важеля, регулювальної тяги, шарнірних вузлів, опорного елемента та вузла передачі вертикального навантаження. Така компоновка забезпечує можливість ефективної передачі навантаження від причіпного пристрою на трактор при збереженні необхідної рухомості елементів конструкції.

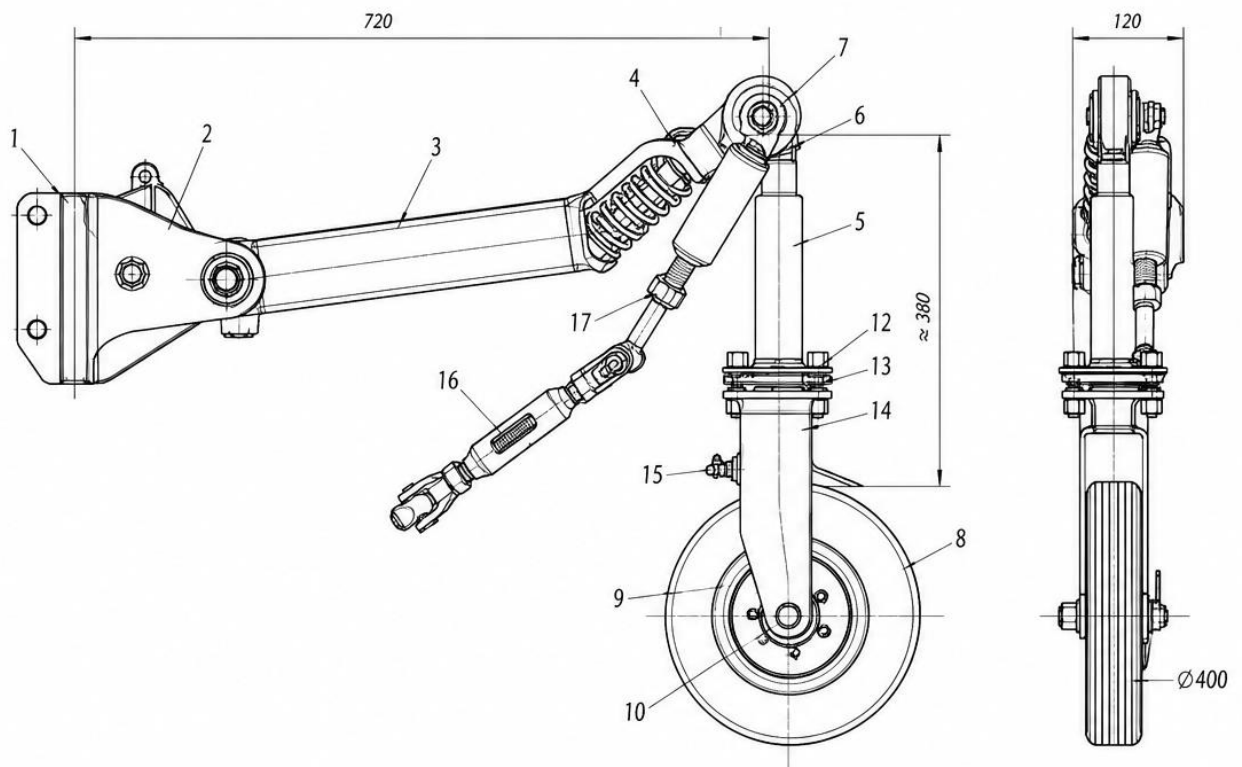


Рисунок 3.1 – Загальна конструкція механічного довантажувача зчпної ваги

До складу механічного довантажувача входять (рис. 3.1): 1 — кронштейн кріплення; 2 — верхній шарнір важеля; 3 — несучий важіль; 4 — пружинно-амортизаційний механізм; 5 — амортизатор; 6 — верхній шарнір пружного механізму; 7 — поворотний вузол; 8 — опорне колесо; 9 — вісь опорного колеса; 10 — підшипник кочення; 11 — корпус поворотного вузла; 12 — дистанційна втулка; 13 — стопорне кільце; 14 — втулка шарніра; 15 — мастильний ніпель; 16 — регульовальна тяга; 17 — контргайка.

Особливістю запропонованої конструкції є використання важільної системи з регульованою тягою, що дозволяє змінювати положення механізму відповідно до умов роботи транспортного агрегату та параметрів причепа. Завдяки цьому забезпечується стабільна передача навантаження незалежно від особливостей рельєфу або зміни положення дишла під час руху.

Для забезпечення працездатності механізму під час руху нерівною поверхнею передбачено пружинно-амортизаційний вузол, який компенсує

динамічні навантаження та зменшує ударні впливи на шарнірні з'єднання. Це дозволяє знизити напруження в елементах конструкції та підвищити довговічність механізму.

Відповідно до результатів математичного обґрунтування, наведеного в розділі 2, при використанні розробленого довантажувача забезпечується передача додаткового навантаження на ведучу вісь трактора величиною 5,53 кН, що сприяє підвищенню сили зчеплення ведучих коліс та зменшенню буксування транспортного агрегату.

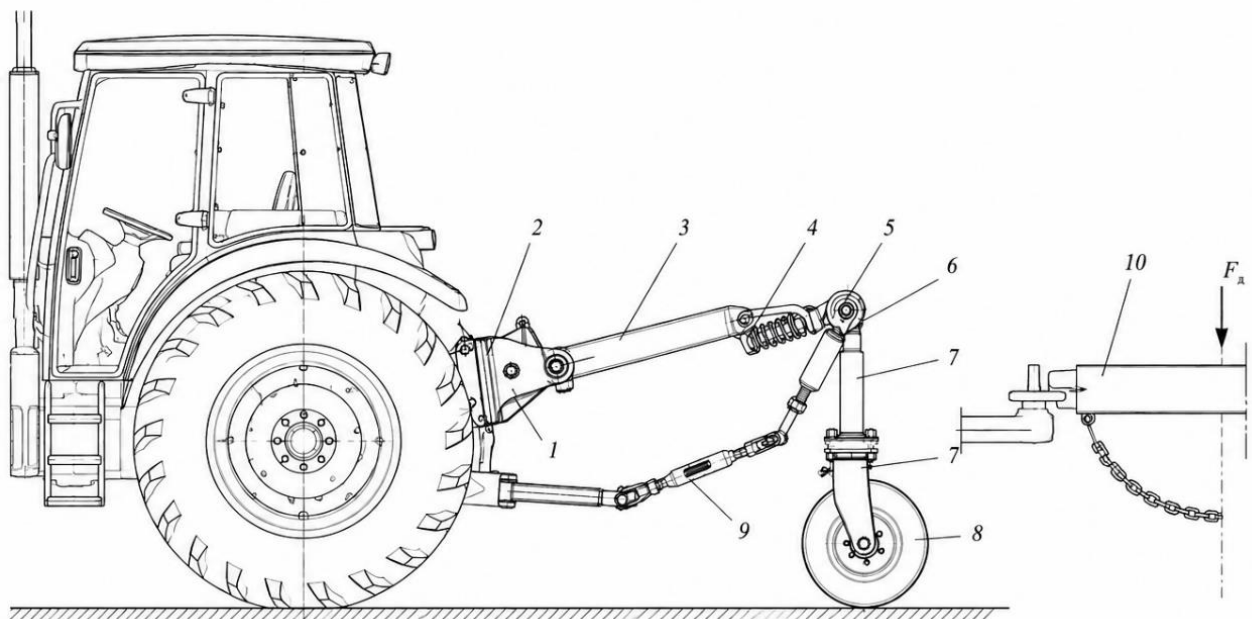
Таким чином, запропонована конструкція механічного довантажувача поєднує простоту виготовлення, надійність та можливість адаптації до різних умов експлуатації, що робить її доцільною для використання в складі транспортного агрегату на базі трактора YTO NLX904.

3.2 Схема встановлення довантажувача на трактор YTO NLX904

Ефективність роботи механічного довантажувача значною мірою залежить від правильності його встановлення на транспортний агрегат, оскільки саме геометричне положення механізму визначає характер передачі вертикального навантаження від причепа на ведучі колеса трактора. У процесі розроблення конструкції особливу увагу приділено забезпеченню сумісності довантажувача з базовою конструкцією трактора YTO NLX904, можливості агрегування з причепом 2ПТС-4/6, а також мінімізації втручання в штатні вузли машини.

Під час вибору місця встановлення механічного довантажувача враховувалися компоновочні особливості задньої частини трактора, конструкція корпусу заднього моста, наявність штатних точок кріплення та необхідність забезпечення вільного переміщення елементів механізму під час роботи. Крім того, важливою вимогою було виключення негативного впливу на кінематику руху причепа під час проходження нерівностей та здійснення поворотів.

Схему встановлення механічного довантажувача на трактор YTO NLX904 наведено на рисунку 3.2.



Умовні позначення:

1 — кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора;

2 — верхній шарнір важеля;

3 — несучий важіль;

4 — пружинно-амортизаційний механізм;

5 — амортизатор;

6 — шарнірний вузол з'єднання важеля з опорною стійкою;

7 — поворотний вузол опорної стійки;

8 — опорне колесо;

9 — регульовальна тяга;

10 — дишло причепа 2ПТС-4/6.

F_d — вертикальне додаткове навантаження, що передається від причепа через довантажувач на ведучу вісь трактора;

Рисунок 3.2 – Схема встановлення механічного довантажувача на трактор YTO NLX904

До складу схеми встановлення механічного довантажувача входять: 1 — кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора; 2 — верхній шарнір важеля; 3 — несучий важіль; 4 — пружинно-амортизаційний

механізм; 5 — амортизатор; 6 — шарнірний вузол з'єднання важеля з опорною стійкою; 7 — поворотний вузол опорної стійки; 8 — опорне колесо; 9 — регульовальна тяга; 10 — дишло причепа 2ПТС-4/6.

У запропонованій конструкції кронштейн довантажувача жорстко закріплюється до корпусу заднього моста трактора, що дозволяє передавати вертикальні навантаження безпосередньо на несучу частину машини. Такий спосіб кріплення забезпечує достатню жорсткість системи та не потребує внесення суттєвих змін у базову конструкцію трактора.

Несучий важіль механізму з'єднаний із кронштейном через шарнірний вузол, який забезпечує його кутове переміщення під час роботи транспортного агрегату. Завдяки цьому забезпечується компенсація взаємних переміщень трактора та причепа, що виникають у процесі руху нерівною поверхнею.

Регульовальна тяга забезпечує зміну робочого положення механізму залежно від висоти дишла причепа, транспортних умов та фактичного навантаження агрегату. Наявність регулювання дозволяє адаптувати механізм до різних умов експлуатації без зміни його конструкції.

Пружинно-амортизаційний механізм призначений для компенсації динамічних навантажень, які виникають під час переїзду нерівностей дорожнього покриття або польової поверхні. Його використання сприяє зменшенню ударних навантажень у шарнірних з'єднаннях та підвищенню довговічності конструкції.

У процесі роботи частина вертикального навантаження, що виникає в зоні дишла причепа, передається через важільно-шарнірну систему довантажувача на задню ведучу вісь трактора. Це забезпечує збільшення навантаження на рушії, покращує умови реалізації тягового зусилля та сприяє зменшенню буксування транспортного агрегату.

Запропонована схема встановлення дозволяє виконати монтаж механічного довантажувача без суттєвого переобладнання трактора, зберігаючи працездатність штатного причіпного пристрою та забезпечуючи універсальність використання агрегату.

3.3 Конструкція основних елементів довантажувача

Працездатність механічного довантажувача значною мірою визначається конструкцією його основних елементів, які забезпечують передачу навантаження від причепа до задньої ведучої осі трактора. Під час проєктування вузлів особлива увага приділялася забезпеченню достатньої міцності, жорсткості, технологічності виготовлення та можливості використання доступних конструкційних матеріалів без суттєвого ускладнення виробництва.

Відповідно до результатів математичного обґрунтування, наведеного в розділі 2, конструкція механічного довантажувача повинна забезпечувати передачу додаткового вертикального навантаження величиною 5,53 кН на ведучу вісь трактора. З огляду на це основні елементи механізму розраховано таким чином, щоб забезпечити достатній запас міцності при роботі в умовах змінних навантажень та вібрацій, характерних для транспортних робіт.

Основним силовим елементом механічного довантажувача є несучий важіль, який забезпечує передачу навантаження від зчіпного вузла причепа до корпусу заднього моста трактора. У процесі роботи саме цей елемент сприймає найбільші згинальні навантаження, що виникають унаслідок взаємодії транспортного агрегату з нерівностями поверхні, зміни положення причепа та коливань навантаження.

З урахуванням величини передаваного навантаження, умов експлуатації та необхідності забезпечення достатньої жорсткості важіль виконано у вигляді зварної металоконструкції із профільної прямокутної труби. Використання замкнутого профілю дозволяє забезпечити підвищену опірність згину та кручення при порівняно невеликій масі елемента, що є важливим для зменшення навантаження на вузли кріплення. Конструкцію несучого важеля наведено на рисунку 3.3.

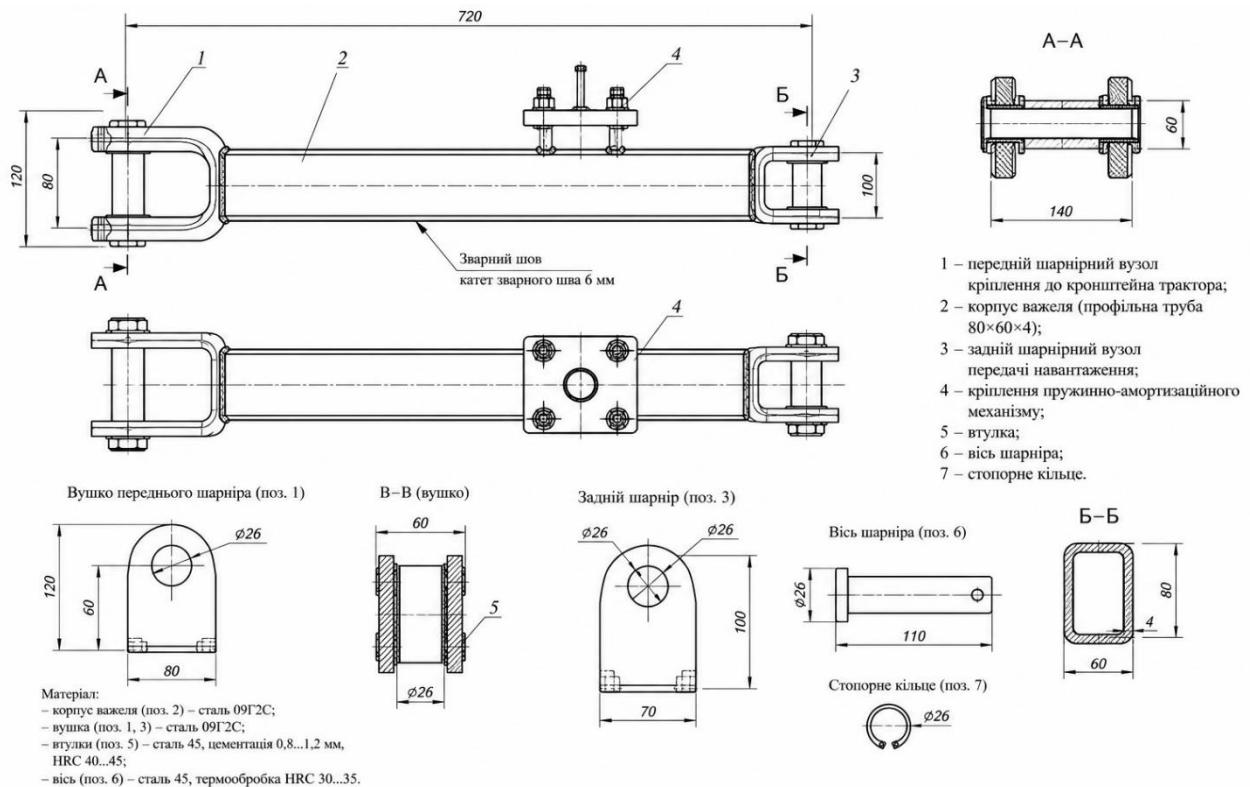


Рисунок 3.3 – Конструкція несучого важеля довантажувача

Несучий важіль складається з профільного корпуса, переднього шарнірного вузла кріплення до кронштейна заднього моста, заднього вузла передачі навантаження, а також кріпильних елементів для встановлення пружинно-амортизаційного механізму. У передній частині важеля передбачено посилені кріпильні вушка, що забезпечують рівномірний розподіл навантаження в зоні шарнірного з'єднання та зменшують ризик виникнення концентрацій напружень.

Довжину важеля прийнято 720 мм, що відповідає результатам обґрунтування, наведеним у підрозділі 2.4. Вибір саме такого значення пояснюється необхідністю забезпечення раціонального передавального співвідношення механізму, достатньої жорсткості конструкції та допустимих навантажень у шарнірних вузлах. Менша довжина важеля призводила б до збільшення сил у шарнірах, тоді як надмірне її збільшення ускладнювало б конструкцію та погіршувало компоновку механізму.

Для виготовлення важеля доцільно використовувати конструкційну низьколеговану сталь 09Г2С, яка характеризується достатньою міцністю,

добрими зварювальними властивостями та високою стійкістю до змінних навантажень. У місцях шарнірних з'єднань передбачено використання втулок зі зносостійкого матеріалу, що дозволяє зменшити інтенсивність спрацювання та підвищити довговічність вузла.

Для зменшення динамічних навантажень, які виникають під час руху транспортного агрегату нерівною поверхнею, у конструкції важеля передбачено точки кріплення пружинно-амортизаційного механізму. Це забезпечує плавність роботи системи довантаження та зменшує ударні впливи на шарнірні з'єднання.

Наступним важливим елементом механічного довантажувача є регулювальна тяга, конструкція якої наведена на рисунку 3.4.

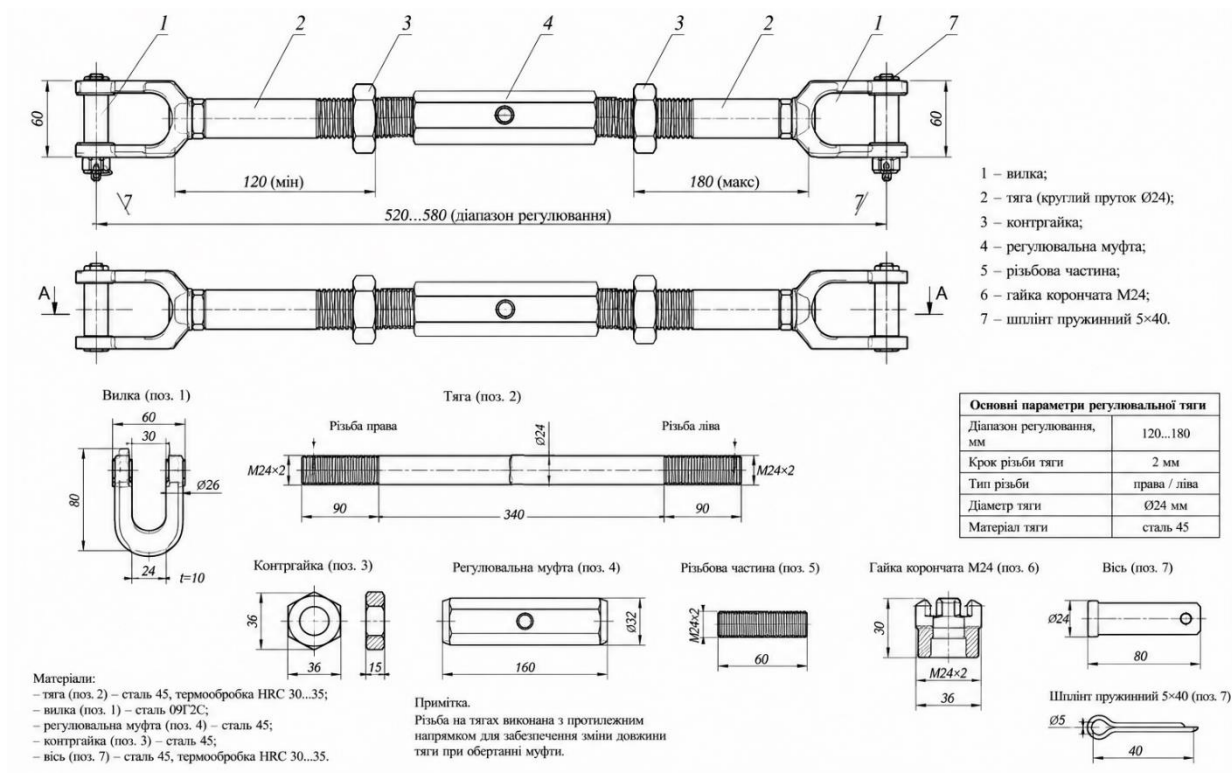


Рисунок 3.4 – Конструкція регулювальної тяги довантажувача

У результаті конструкторського опрацювання основних елементів механічного довантажувача зчіпної ваги сформовано конструкцію, здатну забезпечити передачу додаткового вертикального навантаження на ведучу вісь трактора УТО NLX904 без суттєвого ускладнення транспортного агрегату. Під час розроблення конструктивних елементів враховано результати математичного обґрунтування, наведені в розділі 2, відповідно до яких величина додаткового навантаження становить 5,53 кН.

Встановлено, що застосування несучого важеля з профільної труби замкненого перерізу забезпечує необхідну жорсткість і міцність конструкції при сприйнятті змінних згинальних навантажень. Прийнята довжина важеля 720 мм забезпечує раціональне передавальне співвідношення механізму та допустимі навантаження у шарнірних вузлах.

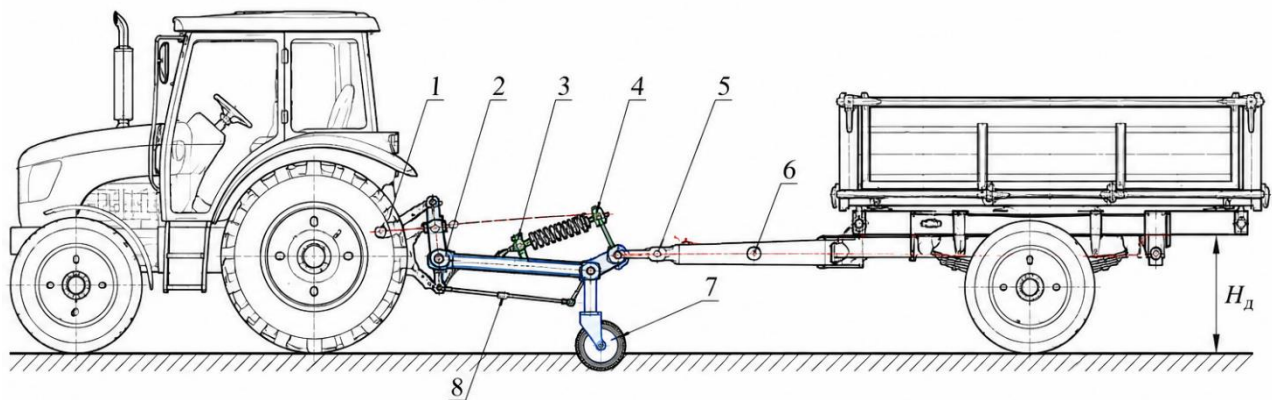
Розроблена конструкція регулювальної тяги дозволяє змінювати геометричне положення механізму залежно від умов роботи та параметрів причіпного обладнання. Передбачений діапазон регулювання забезпечує можливість адаптації довантажувача до різних режимів експлуатації без внесення конструктивних змін до механізму.

Прийняті конструктивні рішення характеризуються достатньою технологічністю виготовлення, використанням поширених конструкційних матеріалів і стандартних елементів кріплення, що сприяє зменшенню вартості виготовлення та спрощує технічне обслуговування. Отримані результати є основою для аналізу принципу роботи механічного довантажувача, який розглянуто в наступному підрозділі.

3.4. Принцип роботи механічного довантажувача

Принцип роботи механічного довантажувача зчіпної ваги ґрунтується на передачі частини вертикального навантаження, що виникає в зоні з'єднання причепа з трактором, на задню ведучу вісь транспортного засобу. Це дозволяє збільшити навантаження на ведучі колеса без застосування додаткових баластних вантажів, що сприяє підвищенню сили зчеплення та зменшенню буксування транспортного агрегату.

У транспортному положенні механічний довантажувач перебуває в стані, за якого взаємодія між причепом і трактором здійснюється без значного передавання вертикального навантаження через важільну систему. У цей момент довантажувач виконує функцію стабілізації положення зчіпного вузла та забезпечує необхідне просторове розташування причіпного пристрою. Схему роботи механізму в транспортному положенні наведено на рисунку 3.5.



Умовні позначення:

1 — кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора;

2 — несучий важіль;

3 — пружинно-амортизаційний механізм;

4 — амортизатор;

5 — регулювальна тяга;

6 — поворотний вузол опорної стійки;

7 — опорне колесо;

8 — шарнірний вузол з'єднання важеля з опорною стійкою;

H_d — висота дишла причепа від опорної поверхні.

Рисунок 3.5 – Робота механічного довантажувача в транспортному положенні

У транспортному положенні механічний довантажувач працює переважно як стабілізуювальний елемент зчіпного пристрою та не забезпечує суттєвого передавання вертикального навантаження на ведучу вісь трактора. За такого режиму несучий важіль розташований у близькому до горизонтального положенні, а пружинно-амортизаційний механізм перебуває в стані незначного попереднього навантаження.

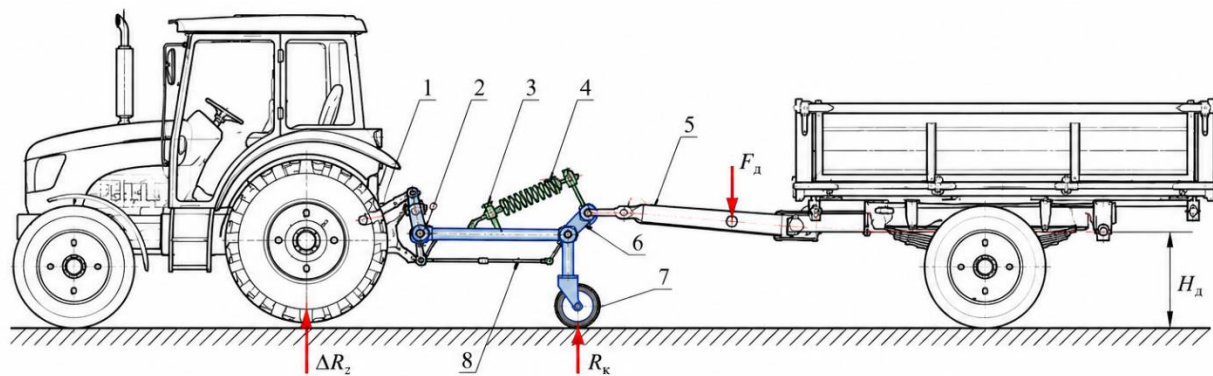
До складу схеми роботи довантажувача в транспортному положенні входять: 1 — кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора; 2 — несучий важіль; 3 — пружинно-амортизаційний механізм; 4 —

амортизатор; 5 — регульовальна тяга; 6 — поворотний вузол опорної стійки; 7 — опорне колесо; 8 — шарнірний вузол з'єднання важеля з опорною стійкою.

У такому режимі роботи забезпечується стабілізація просторового положення дишла причепа, зменшення вертикальних коливань та підтримання сталої висоти зчіпного пристрою відносно опорної поверхні. Це сприяє покращенню плавності руху транспортного агрегату та зменшенню динамічних навантажень на шарнірні вузли механізму.

У процесі початку руху транспортного агрегату або збільшення навантаження на причіп у зоні дишла виникає вертикальна складова сили, яка через механізм довантажувача передається на несучий важіль. Завдяки шарнірному з'єднанню та обраному передавальному співвідношенню важільна система перерозподіляє частину навантаження на задній міст трактора. Це забезпечує додаткове притискання ведучих коліс до опорної поверхні та покращує умови реалізації тягового зусилля.

Схему передачі вертикального навантаження під час роботи довантажувача наведено на рисунку 3.6.

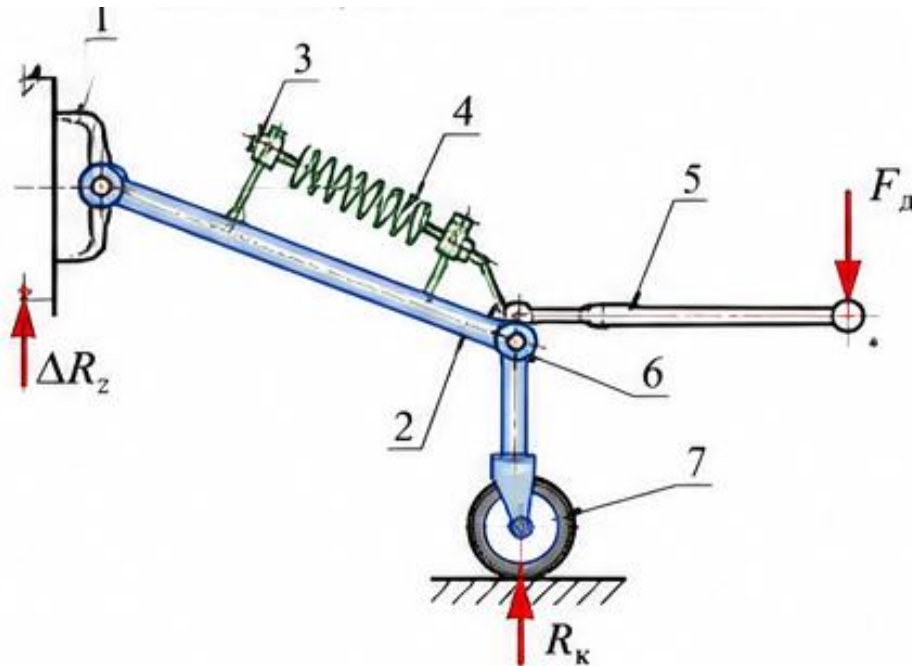


Умовні позначення:

1 — кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора; 2 — несучий важіль; 3 — пружинно-амортизаційний механізм; 4 — амортизатор; 5 — регульовальна тяга; 6 — поворотний вузол опорної стійки; 7 — опорне колесо; 8 — шарнірний вузол з'єднання важеля з опорною стійкою.

Рисунок 3.6 — Передача вертикального навантаження при роботі довантажувача

У робочому режимі вертикальна сила F_d , що виникає в зоні дишла причепа, через поворотний вузол та систему важелів створює додаткову реакцію на задній ведучій осі трактора (рис. 3.7). Відповідно до результатів розрахунків, наведених у розділі 2, величина додаткового навантаження становить 5,53 кН, що забезпечує збільшення сили зчеплення ведучих коліс та зменшення коефіцієнта буксування приблизно на 23 %.



Умовні позначення:

F_d — вертикальна складова сили в зоні дишла причепа; R_k — реакція опорного колеса; ΔR_z — додаткове вертикальне навантаження на задню вісь трактора; H_d — висота дишла причепа від опорної поверхні.

Рисунок 3.7 – Схема сил, що діють на механізм

Під дією вертикальної сили F_d , що виникає в зоні дишла причепа, несучий важіль 2 повертається відносно точки кріплення до кронштейна 1. Унаслідок цього через важільно-шарнірну систему формується додаткове вертикальне навантаження ΔR_z , яке передається на задню ведучу вісь трактора. Опорне колесо 7 створює реакцію R_k , що забезпечує стабілізацію просторового положення механізму та підтримання необхідної геометрії передачі навантаження. Наявність опорного вузла також сприяє зменшенню динамічних навантажень у процесі руху нерівною поверхнею.

Пружинно-амортизаційний механізм 3 та амортизатор 4 компенсують коливання, пом'якшують ударні впливи та зменшують нерівномірність навантаження, що передається на шарнірні вузли механізму. Завдяки цьому забезпечується стабільність роботи довантажувача та підвищується довговічність його конструктивних елементів.

Важливою особливістю роботи довантажувача є наявність пружинно-амортизаційного механізму, який компенсує змінні навантаження, що виникають унаслідок руху нерівною поверхнею. Під час переїзду нерівностей пружний елемент частково поглинає ударні навантаження, а амортизатор зменшує інтенсивність коливань, запобігаючи різким динамічним перевантаженням шарнірних вузлів та кріплень.

Наявність регульовальної тяги дозволяє змінювати положення довантажувача залежно від висоти дишла причепа та умов експлуатації. Це забезпечує адаптацію механізму до різних транспортних умов і сприяє підтриманню ефективної передачі навантаження незалежно від фактичного завантаження причепа.

Таким чином, принцип роботи механічного довантажувача забезпечує збільшення навантаження на ведучі колеса трактора шляхом раціонального перерозподілу зчіпної ваги транспортного агрегату, що дозволяє покращити тягово-зчіпні властивості без суттєвого ускладнення конструкції трактора чи використання додаткового баластування.

У результаті виконаного конструкторського опрацювання запропоновано удосконалення транспортного агрегату на базі трактора YTO NLX904 та причепа 2ПТС-4/6 шляхом застосування механічного довантажувача зчіпної ваги. Розроблена конструкція спрямована на покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату за рахунок перерозподілу частини вертикального навантаження від причепа на задню ведучу вісь трактора.

У межах розділу обґрунтовано схему встановлення механічного довантажувача на трактор, яка забезпечує можливість монтажу без суттєвого втручання в базову конструкцію машини. Запропоноване розміщення механізму

дозволяє забезпечити стабільну передачу навантаження, збереження працездатності штатного причіпного пристрою та адаптацію до різних умов експлуатації транспортного агрегату.

Розроблено конструкцію основних елементів довантажувача, зокрема несучого важеля, регулювальної тяги та вузлів шарнірного з'єднання. Прийняті конструктивні рішення враховують результати математичного обґрунтування, наведені в розділі 2, та забезпечують передачу додаткового вертикального навантаження величиною 5,53 кН на задню ведучу вісь трактора. При цьому довжину несучого важеля прийнято 720 мм, а регулювання положення механізму реалізовано за допомогою тяги зі змінною довжиною.

Встановлено, що принцип роботи механічного довантажувача забезпечує ефективну передачу частини вертикального навантаження від дишла причепа на ведучі колеса трактора через важільно-шарнірну систему. Використання пружинно-амортизаційного механізму дозволяє компенсувати динамічні навантаження та зменшити ударні впливи під час руху транспортного агрегату нерівною поверхнею.

Таким чином, розроблена конструкція механічного довантажувача характеризується конструктивною простотою, технологічністю виготовлення та можливістю використання стандартних конструкційних матеріалів і елементів кріплення. Її застосування дозволяє підвищити ефективність використання зчіпної ваги трактора, зменшити буксування ведучих коліс та покращити експлуатаційні характеристики транспортного агрегату.

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МЕХАНІЧНОГО ДОВАНТАЖУВАЧА ЗЧІПНОЇ ВАГИ

4.1 Визначення економії палива за рахунок зменшення буксування

Одним із важливих показників ефективності роботи транспортного агрегату є рівень витрат палива під час виконання транспортних робіт. Величина витрати пального залежить від технічного стану транспортного засобу, умов експлуатації, характеру дорожнього покриття, маси перевезеного вантажу, а також ступеня реалізації тягового зусилля ведучими колесами. За наявності підвищеного буксування частина енергії двигуна витрачається непродуктивно, оскільки ведучі колеса здійснюють проковзування відносно опорної поверхні, не забезпечуючи пропорційного приросту корисної транспортної роботи.

У транспортних агрегатах, що працюють в умовах польових доріг або на ґрунтових покриттях, втрати енергії через буксування можуть бути суттєвими. При цьому збільшення тягового навантаження часто супроводжується зростанням витрати пального, оскільки двигун працює в режимах підвищеного навантаження, а частина потужності витрачається на подолання втрат у зоні контакту рушіїв із поверхнею.

Як було встановлено в розділі 2, застосування механічного довантажувача зчіпної ваги забезпечує зменшення коефіцієнта буксування транспортного агрегату з 14,8 % до 11,4 %, тобто приблизно на 23 %. Однак зниження буксування не означає прямого пропорційного зменшення витрати пального, оскільки частина енергії витрачається також на внутрішні механічні втрати, подолання опору коченню та забезпечення роботи допоміжних систем трактора. У зв'язку з цим для економічного аналізу доцільно прийняти реалістичне значення скорочення витрати пального в межах 7 %, що відповідає результатам досліджень ефективності покращення тягово-зчіпних властивостей тракторних агрегатів [21, 24].

Для виконання розрахунків прийнято вихідні дані, які наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для визначення економії палива

Показник	Значення
Марка трактора	УТО NLX904
Тип причепа	2ПТС-4/6
Річне напрацювання, Тр	600 мотогод
Середня витрата палива, G_n	10,5 л/год
Прийнята економія палива, k_e	7 %
Вартість дизельного палива, C_n	58 грн/л

Середню річну витрату палива транспортного агрегату без використання механічного довантажувача визначаємо за залежністю:

$$Q_{\delta} = T_p \cdot G_n, \quad (4.1)$$

де Q_{δ} — річна витрата пального базового транспортного агрегату, л; T_p — річне напрацювання транспортного агрегату, мотогод; G_n — середня погодинна витрата пального, л/год.

Підставляючи прийняті значення, отримаємо:

$$Q_{\delta} = 600 \cdot 10,5 = 6300 \text{ л}$$

Отже, за рік експлуатації транспортний агрегат без використання механічного довантажувача витрачає приблизно 6300 л дизельного палива.

Річну економію пального внаслідок використання механічного довантажувача визначаємо як частку від загальної річної витрати пального:

$$Q_e = Q_{\delta} \cdot \frac{k_e}{100}, \quad (4.2)$$

де Q_e — річна економія пального, л; k_e — відносне скорочення витрати пального, %.

Після підстановки значень:

$$Q_e = 6300 \cdot 1007 = 441 \text{ л}$$

Таким чином, використання механічного довантажувача дозволяє зменшити річну витрату дизельного палива приблизно на 441 л.

Тоді річна витрата пального після впровадження довантажувача становитиме:

$$Q_n = 6300 - 441 = 5859 \text{ л}$$

Для наочного порівняння показників витрати палива до та після модернізації результати розрахунків наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Порівняння витрати палива до та після застосування довантажувача

Показник	До модернізації	Після модернізації	Відхилення
Річна витрата палива, л	6300	5859	–441
Середня погодинна витрата, л/год	10,5	9,77	–0,73
Коефіцієнт буксування, %	14,8	11,4	–3,4

Для графічного представлення впливу зменшення буксування на витрату пального побудовано залежність, наведену на рисунку 4.1.

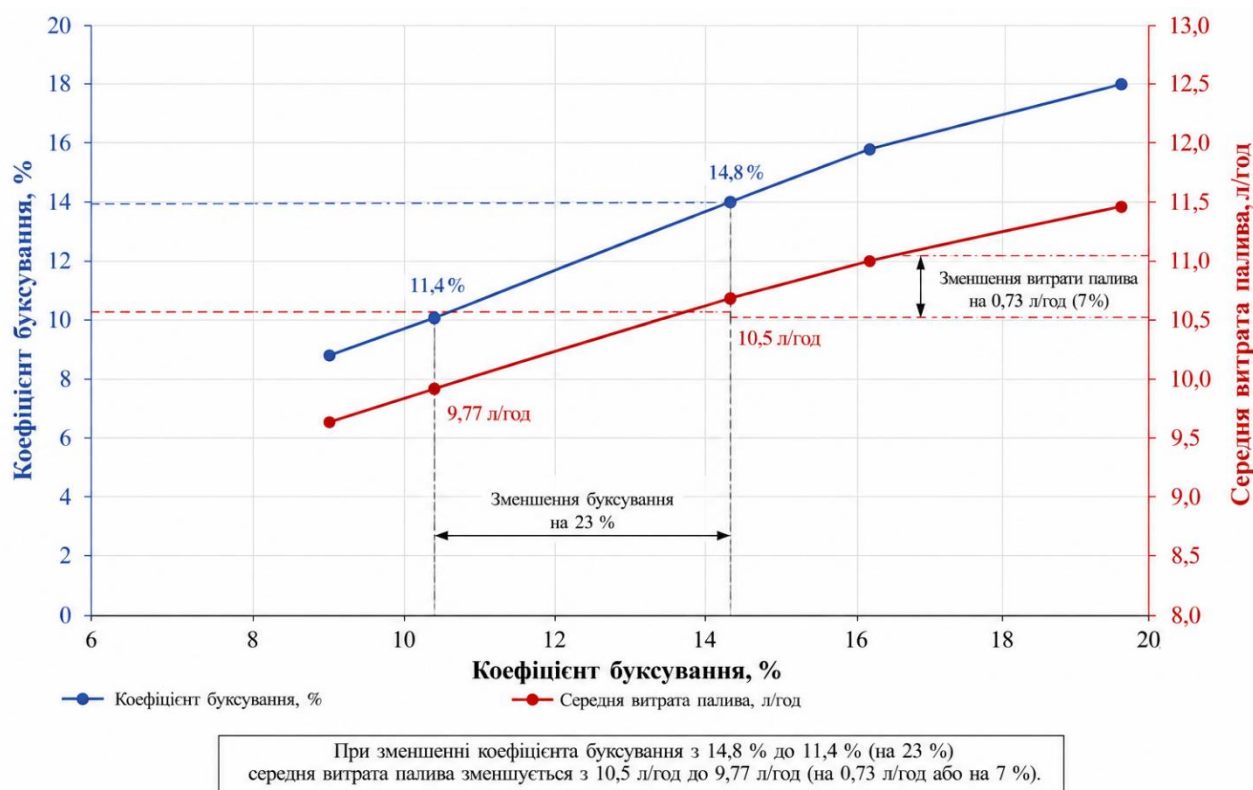


Рисунок 4.1 – Вплив зменшення буксування на витрату палива

Крім того, результати порівняння річного споживання пального до та після застосування механічного довантажувача наведено на рисунку 4.2.

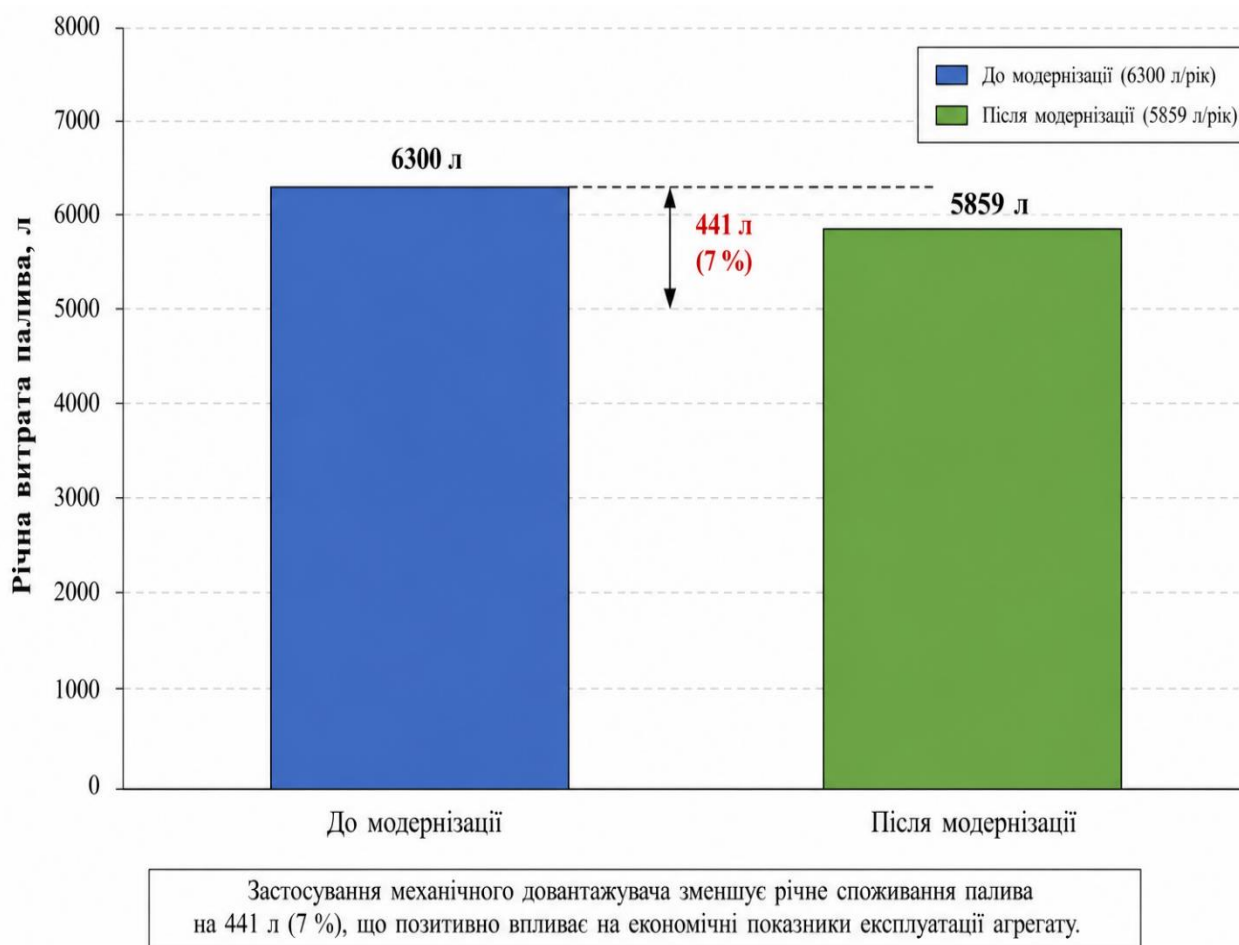


Рисунок 4.2 – Порівняння річного споживання дизельного палива

Отримані результати свідчать, що зменшення буксування ведучих коліс забезпечує скорочення непродуктивних енергетичних втрат, що позитивно впливає на рівень паливної економічності транспортного агрегату. Незважаючи на те, що фактичне зменшення витрати пального є меншим за відносне зниження коефіцієнта буксування, річний ефект від економії палива є достатньо суттєвим і створює передумови для економічної доцільності використання механічного довантажувача.

4.2 Розрахунок економічного ефекту

Економічний ефект від застосування механічного довантажувача зчіпної ваги визначається насамперед зменшенням витрат на дизельне паливо внаслідок зниження буксування ведучих коліс трактора. Крім прямої економії пального,

використання довантажувача може забезпечувати додаткові експлуатаційні переваги: зменшення інтенсивності зношування шин, підвищення стабільності руху транспортного агрегату та скорочення непродуктивних втрат часу під час роботи в складних дорожньо-польових умовах. У даному розрахунку основним показником економічного ефекту прийнято саме економію витрат на паливо, оскільки вона має прямий кількісний вимір і може бути обґрунтована результатами попередніх розрахунків.

За результатами підрозділу 4.1 встановлено, що річна економія дизельного палива при використанні механічного довантажувача становить $Q_e=441$ л. Вартість дизельного палива для розрахунку приймаємо $C_n=87$ грн/л.

Тоді річну економію коштів за рахунок зменшення витрати палива визначаємо за залежністю:

$$E_n = Q_e \cdot C_n, \quad (4.3)$$

де E_n — річна економія коштів від зменшення витрати палива, грн; Q_e — річна економія дизельного палива, л; C_n — вартість одного літра дизельного палива, грн/л.

Підставляючи прийняті значення, отримаємо:

$$E_n = 441 \cdot 87 = 38367 \text{ грн}$$

Отже, тільки за рахунок зменшення витрати дизельного палива річна економія становить 38367 грн.

Для визначення загального економічного ефекту необхідно врахувати вартість виготовлення механічного довантажувача. Оскільки запропонована конструкція є зварною металоконструкцією з використанням стандартних кріпильних, шарнірних та пружинно-амортизаційних елементів, її виготовлення не потребує складного спеціалізованого обладнання. Орієнтовну структуру витрат на виготовлення механічного довантажувача наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Орієнтовна вартість виготовлення механічного довантажувача зчіпної ваги

Стаття витрат	Орієнтовна вартість, грн
Металопрокат для виготовлення важеля, кронштейнів і опорної стійки	8 500
Шарнірні вузли, втулки, осі, пальці	4 200
Пружинно-амортизаційний механізм	5 800
Опорне колесо з віссю та підшипниками	4 300
Кріпильні елементи, гайки, шайби, стопорні кільця	1 200
Зварювальні та слюсарно-монтажні роботи	5 000
Фарбування та антикорозійна обробка	1 500
Інші витрати	1 500
Разом	32 000

Загальна орієнтовна вартість виготовлення механічного довантажувача становить:

$$C_d = 32000 \text{ грн}, \quad (4.4)$$

де C_d — вартість виготовлення механічного довантажувача, грн.

Для оцінювання економічної доцільності використання довантажувача визначимо річний економічний ефект. У базовому варіанті враховуємо лише пряму економію витрат на паливо:

$$E_p = E_n, \quad (4.5)$$

$$E_p = 25578 \text{ грн / рік}$$

У практичних умовах експлуатації фактичний ефект може бути дещо вищим за рахунок зменшення зношування шин і підвищення продуктивності транспортного агрегату, однак у межах даного проєкту ці складові не включаються до основного розрахунку, щоб не завищувати економічний результат. Такий підхід дозволяє отримати обережну, але більш достовірну оцінку ефективності впровадження механічного довантажувача.

Для узагальнення результатів розрахунку економічного ефекту складено таблицю 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахунок річного економічного ефекту від застосування механічного довантажувача

Показник	Значення
Річна економія палива, Q_e	441 л
Вартість дизельного палива, C_n	87 грн/л
Річна економія коштів на паливі, E_n	38367 грн
Вартість виготовлення довантажувача, C_o	32 000 грн
Річний економічний ефект, E_p	38367 грн/рік

Для наочного представлення структури витрат на виготовлення довантажувача доцільно побудувати діаграму, наведену на рисунку 4.3.



Рисунок 4.3 – Структура витрат на виготовлення механічного довантажувача

Порівняння річного економічного ефекту з витратами на виготовлення довантажувача наведено на рисунку 4.4.

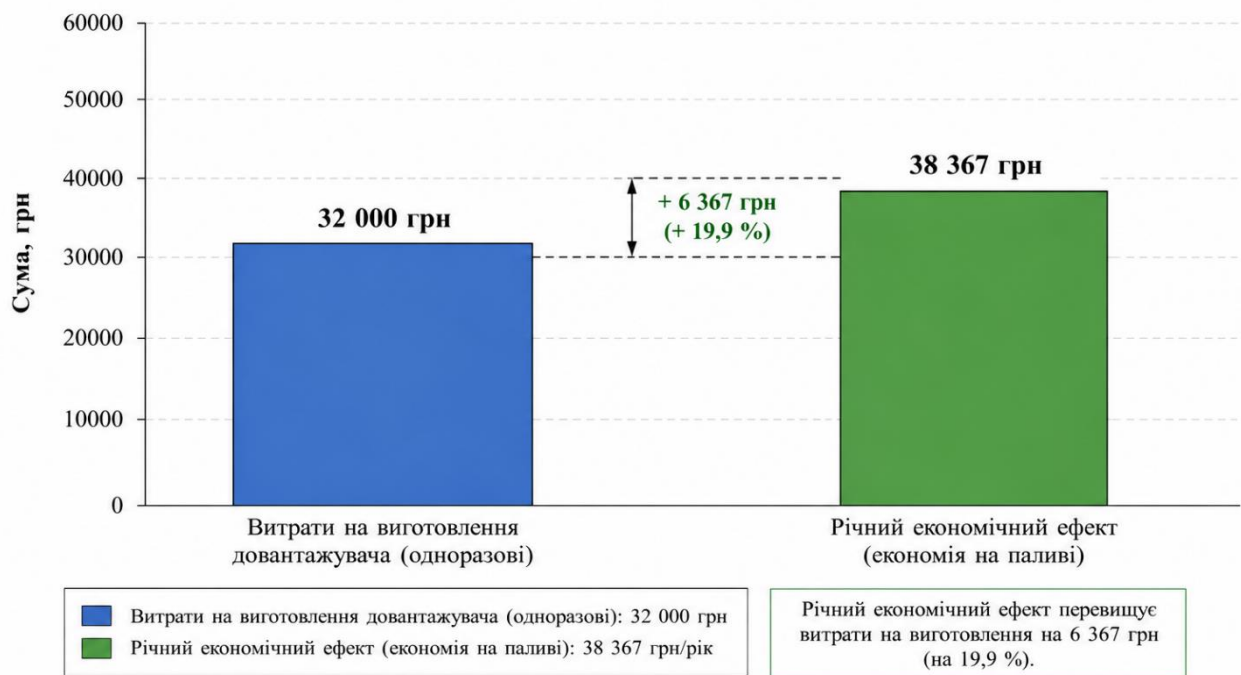


Рисунок 4.4 – Порівняння витрат на виготовлення довантажувача та річного економічного ефекту

Отримані результати показують, що застосування механічного довантажувача зчіпної ваги забезпечує реальний економічний ефект за рахунок зменшення витрати дизельного палива. Річна економія коштів у базовому варіанті становить 38367 грн, що є достатньою величиною для подальшого розрахунку строку окупності запропонованого технічного рішення.

4.3 Розрахунок терміну окупності

Термін окупності є одним із основних показників економічної доцільності впровадження технічного рішення. Він показує, за який період витрати на виготовлення та встановлення механічного довантажувача будуть компенсовані за рахунок отриманого річного економічного ефекту.

У даному проєкті термін окупності визначаємо за залежністю:

$$T_{ок} = \frac{C_d}{E_p}, \quad (4.6)$$

де $T_{ок}$ — термін окупності, років; C_d — вартість виготовлення механічного довантажувача, грн; E_p — річний економічний ефект, грн/рік.

За результатами попередніх розрахунків прийнято:

$$C_0 = 32000 \text{ грн},$$

$$E_p = 38367 \text{ грн / рік}.$$

Тоді:

$$T_{ок} = \frac{32000}{38367} = 0,83 \text{ року}.$$

Для переведення отриманого значення у місяці:

$$T_{ок.міс} = 0,83 \cdot 12 = 9,96 \text{ міс}.$$

Отже, термін окупності механічного довантажувача становить приблизно 0,83 року, або близько 10 місяців.

Для оцінювання впливу інтенсивності використання транспортного агрегату на термін окупності розглянуто три варіанти експлуатації: мінімальний, базовий та інтенсивний. У базовому варіанті прийнято річне напруцювання 600 мотогод, що відповідає основному розрахунку. Мінімальний варіант передбачає менше використання агрегату, а інтенсивний — активнішу експлуатацію протягом року.

Таблиця 4.5 – Варіанти строку окупності механічного довантажувача

Варіант експлуатації	Річне напруцювання, мотогод	Економія палива, л/рік	Річний економічний ефект, грн/рік	Термін окупності, року
Мінімальний	400	294	25 578	1,25
Базовий	600	441	38 367	0,83
Інтенсивний	800	588	51 156	0,63

Аналіз наведених даних свідчить, що строк окупності безпосередньо залежить від річного напруцювання транспортного агрегату. За мінімального варіанта використання термін окупності становить 1,25 року, тоді як за інтенсивної експлуатації він скорочується до 0,63 року. У базовому варіанті, прийнятому для даного проєкту, витрати на виготовлення механічного довантажувача компенсуються менш ніж за один рік експлуатації.

Для наочного представлення процесу компенсації витрат доцільно побудувати графік накопиченого економічного ефекту.

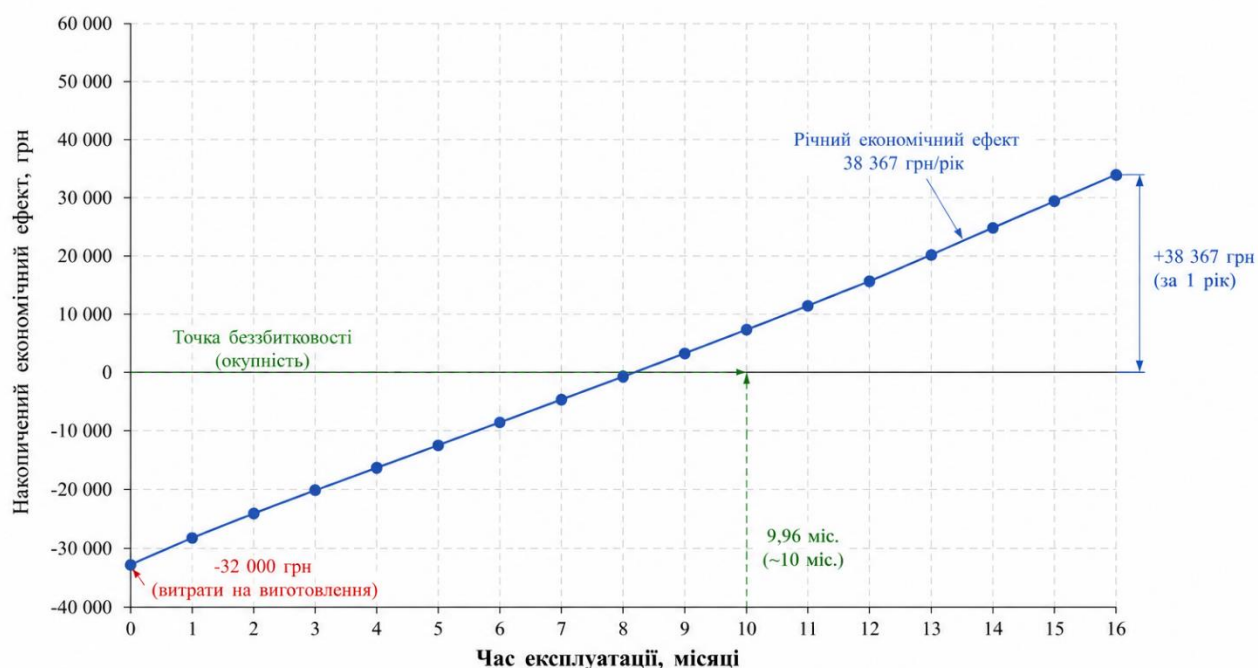


Рисунок 4.5 – Графік накопиченого економічного ефекту від використання механічного довантажувача

Крім того, залежність строку окупності від річного напруцювання транспортного агрегату можна подати графічно.

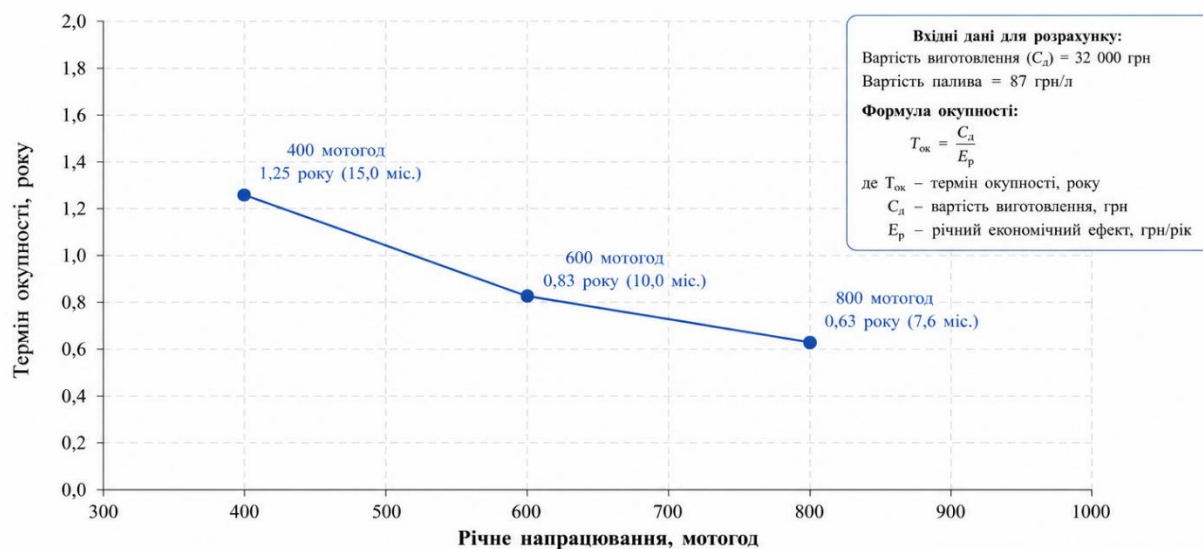


Рисунок 4.6 – Залежність строку окупності від річного напруцювання транспортного агрегату

Отримані результати підтверджують економічну доцільність використання механічного довантажувача зчіпної ваги. За базових умов

експлуатації строк окупності становить приблизно 10 місяців, що є прийнятним показником для технічного рішення, яке не потребує складного переобладнання трактора та забезпечує зменшення витрат палива під час транспортних робіт.

У результаті виконаного економічного обґрунтування встановлено, що застосування механічного довантажувача зчіпної ваги на транспортному агрегаті у складі трактора УТО NLX904 та причепа 2ПТС-4/6 є економічно доцільним і забезпечує позитивний ефект у процесі експлуатації. На підставі результатів математичного моделювання, наведених у розділі 2, визначено, що зменшення коефіцієнта буксування з 14,8 % до 11,4 % сприяє скороченню непродуктивних енергетичних втрат та дозволяє зменшити витрату дизельного палива приблизно на 7 %, що відповідає річній економії 441 л при напрацюванні 600 мотогод/рік.

Встановлено, що за вартості дизельного палива 87 грн/л річна економія коштів становить 38 367 грн, тоді як орієнтовна вартість виготовлення механічного довантажувача складає 32 000 грн. Розрахунок строку окупності показав, що за базового режиму експлуатації витрати на виготовлення довантажувача компенсуються приблизно за 0,83 року, або близько 10 місяців. За інтенсивнішого використання транспортного агрегату строк окупності скорочується, а за мінімального рівня річного напрацювання не перевищує 1,25 року.

Таким чином, результати економічних розрахунків підтверджують доцільність застосування механічного довантажувача зчіпної ваги, оскільки його використання забезпечує скорочення витрат палива, підвищення паливної ефективності транспортного агрегату та швидку компенсацію витрат на виготовлення запропонованої конструкції.

ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті виконано теоретичне, конструктивне та економічне обґрунтування удосконалення транспортного агрегату на базі трактора УТО NLX904 та причепа 2ПТС-4/6 шляхом застосування механічного довантажувача зчіпної ваги. На підставі аналізу сучасних підходів до підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторних агрегатів встановлено, що одним із перспективних напрямів є перерозподіл вертикального навантаження від причепа на ведучу вісь трактора без використання додаткового баластування.

У межах дослідження проведено математичне обґрунтування впливу механічного довантажувача на тягово-зчіпні показники транспортного агрегату. Визначено, що використання запропонованої конструкції забезпечує передачу додаткового вертикального навантаження на задню ведучу вісь трактора величиною 5,53 кН, що сприяє покращенню умов реалізації тягового зусилля. Встановлено, що застосування довантажувача дозволяє підвищити силу зчеплення ведучих коліс приблизно на 19,5 % та зменшити коефіцієнт буксування транспортного агрегату з 14,8 % до 11,4 %, тобто приблизно на 23 %.

У процесі виконання дипломного проєкту розроблено конструкцію механічного довантажувача зчіпної ваги, обґрунтовано схему його встановлення на трактор УТО NLX904, а також опрацьовано конструкцію основних вузлів механізму. За результатами математичного моделювання раціональну довжину несучого важеля прийнято 720 мм, що забезпечує необхідне передавальне співвідношення механізму та допустимі навантаження у шарнірних з'єднаннях. Запропонована конструкція характеризується відносною простотою, технологічністю виготовлення та можливістю використання стандартних конструкційних матеріалів і комплектувальних елементів.

Економічне обґрунтування показало, що зменшення буксування забезпечує скорочення витрати дизельного палива приблизно на 7 %, що відповідає річній економії 441 л при річному напрацюванні 600 мотогод. За вартості дизельного палива 87 грн/л річний економічний ефект становить 38 367 грн, тоді як орієнтовна вартість виготовлення механічного довантажувача

складає 32 000 грн. Визначено, що строк окупності запропонованого технічного рішення становить близько 0,83 року, або приблизно 10 місяців, що підтверджує економічну доцільність його впровадження.

Таким чином, поставлену мету дипломного проєкту досягнуто, а отримані результати підтверджують, що використання механічного довантажувача зчпної ваги дозволяє покращити тягово-зчпні властивості транспортного агрегату, знизити експлуатаційні витрати та підвищити ефективність виконання транспортних робіт в умовах сільськогосподарського виробництва.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Renius K. T. Fundamentals of Tractor Design. Cham : Springer, 2020. 485 p.
2. Kim W. S., Kim Y. J., Chung S. O. et al. Traction Performance Evaluation of a 78-kW-Class Agricultural Tractor Considering Soil Strength during Tillage. *Journal of Terramechanics*. 2020. Vol. 92. P. 1–11.
3. Queiroz D. M., Schueller J. K. Traction // *Agricultural Automation: Fundamentals and Practices*. Boca Raton : CRC Press, 2020. P. 1–28.
4. Battiato A., Diserens E. Influence of Tyre Inflation Pressure and Wheel Load on Traction Performance of Agricultural Tractors. *Biosystems Engineering*. 2019. Vol. 115(2). P. 149–161.
5. Han B. et al. Research on Traction and Lateral Stability Control Algorithm for Tractors on Slopes. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2025.
6. Duhanets V. et al. Modelling of Dynamic Characteristics of Tractor Systems to Improve Stability on Uneven Terrain. *Machinery and Energetics*. 2025.
7. Molari G., Bellentani L., Guarnieri A. Performance of an Agricultural Tractor Fitted with Rubber Tracks. *Biosystems Engineering*. 2019. Vol. 111(1). P. 57–63.
8. Pentoś K., Pieczarka K. The Influence of Soil Conditions on Traction Properties of Agricultural Tractors. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 62(2). P. 79–84.
9. ASABE Standards. *Agricultural Machinery Management Data*. St. Joseph, Michigan : American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2022.
10. OECD. *OECD Standard Codes for the Official Testing of Agricultural and Forestry Tractors*. Paris : OECD Publishing, 2023.
11. ISO 789-1:2018. *Agricultural Tractors — Test Procedures — Part 1: Power Tests for Power Take-Off*.
12. ISO 789-9:2018. *Agricultural Tractors — Test Procedures — Part 9: Power Tests for Drawbar*.

13. ASABE EP496.3. Agricultural Machinery Management. American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2022.
14. YTO Group Corporation. YTO NLX904 Tractor Technical Specifications. Technical documentation, 2024.
15. CNH Industrial. Engineering Guidelines for Agricultural Trailers and Hitching Systems. Technical documentation, 2023.
16. Zhang X., Li Y., Wang G. Investigation of Wheel Slip and Traction Efficiency of Agricultural Tractors under Variable Field Conditions. *Agriculture*. 2023. Vol. 13(7).
17. Sharma R., Tiwari V., Singh A. Improvement of Traction Performance of Agricultural Vehicles by Dynamic Load Transfer Mechanisms. *Applied Engineering in Agriculture*. 2022.
18. Guo M., Sun H., Zhao L. Effect of Ballast and Load Transfer on Drawbar Performance of Wheeled Tractors. *Agronomy*. 2024. Vol. 14(2).
19. Li J., Chen Y., Zhou K. Mechanical Load Transfer Systems for Improving Tractor Traction Efficiency. *Machines*. 2024. Vol. 12(4).
20. Wang T., Liu Z., Xu P. Optimization of Tractor Traction Performance under Different Soil Conditions. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*. 2021.

ДОДАТКИ
Графічний матеріал

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет механіко-технологічний

Кафедра тракторів і автомобілів

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ БАКАЛАВРА

на тему:

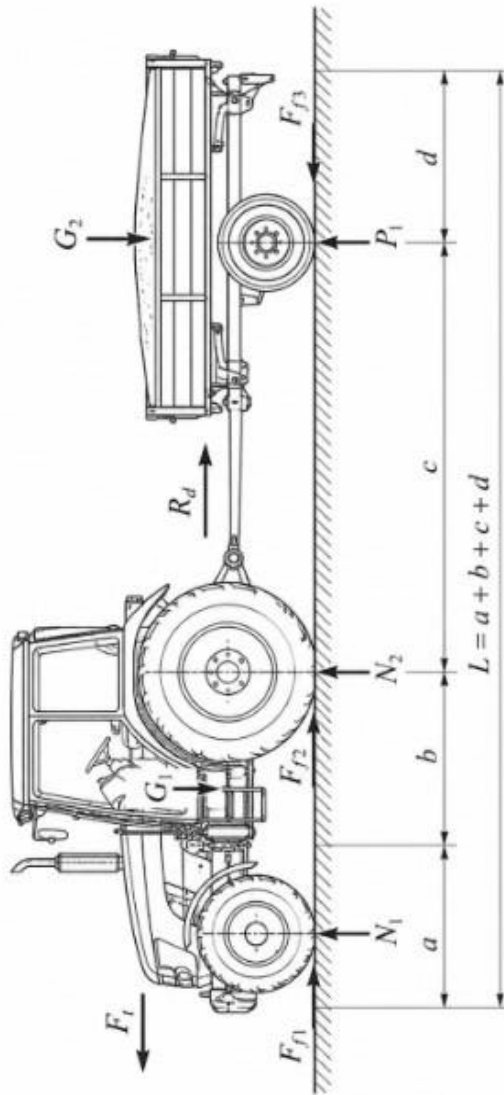
«ПОКРАЩЕННЯ ТЯГОВІЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ ЗА РАХУНОК
ДОВАНТАЖУВАЧА ЗЧІПНОЇ ВАГИ

Котлубовський Олександр Олександрович

Керівник дипломного проекту доцент, к.т.н., *Романченко В.М.*

Київ 2026

Схема сил, що діють на транспортний агрегат під час руху



- Умовні позначення:
- G_1 вага трактора, Н;
 - G_2 вага причепа з вантажем, Н;
 - F_1 тягове зусилля трактора, Н;
 - R_d сила опору руху причепа, Н;
 - F_{f1} сила опору коченню передніх коліс трактора, Н;
 - F_{f2} сила опору коченню задніх ведучих коліс трактора, Н;
 - F_{f3} сила опору коченню коліс причепа, Н;
 - N_1 нормальна реакція опори на передню вісь трактора, Н;
 - N_2 нормальна реакція опори на задню ведучу вісь трактора, Н;
 - P_1 нормальна реакція опори на вісь причепа, Н;
 - a відстань від передньої осі трактора до центра мас трактора, м;
 - b відстань від центра мас трактора до задньої осі м;
 - c відстань від задньої осі трактора до осі причепа, м;
 - d відстань від осі причепа до центра мас вантажу, м;
 - L загальна розрахункова база транспортного агрегату, м.

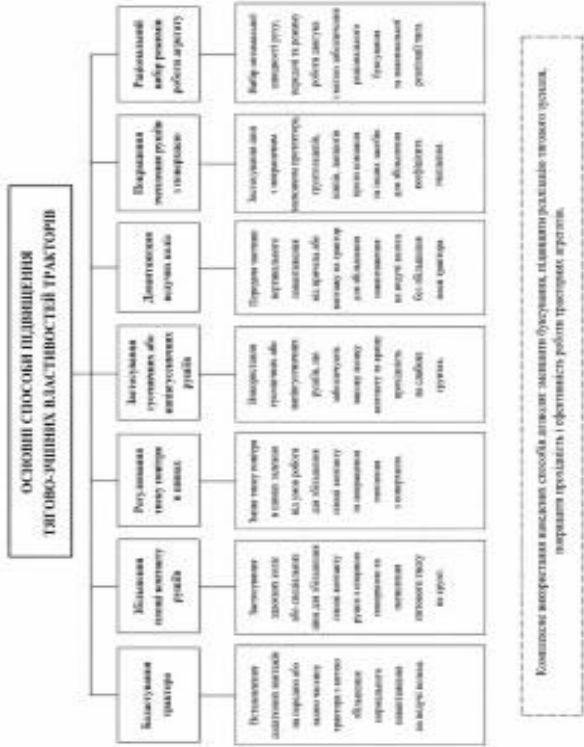
Мета дипломного проєкту покращення тягово-зчіпних властивостей транспортного агрегату на базі трактора УТ0 NLX904 шляхом застосування механічного довантажувача зчіпної ваги

базовий агрегат УТ0 NLX904 + 2ПТС-4/6.

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Порівняльна характеристика способів покращення зчіпних властивостей тракторів					Основні способи підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів				
Спосіб покращення	Принцип дії	Переваги	Недоліки	Додаткова інформація для транспортної асортименту	Використання тракторів	Використання спеціальних тракторів	Використання спеціальних тракторів	Використання спеціальних тракторів	Використання спеціальних тракторів
Болотохідність тракторів	Збільшення маси трактора шляхом використання додаткових баластів	Простота реалізації; збільшення сили зчеплення	Підвищення витрат палива, збільшення тягово-зчепних характеристик на вузькій колісній базі	Обмежена	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою
Застосування зчепних коліс	Збільшення площі контакту рушія з поверхнею	Зменшення питомої тяги на грунт; покращення прохідності	Збільшення витрат палива, збільшення тягово-зчепних характеристик на вузькій колісній базі	Середня	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою
Регулювання тиску повітря в шинах	Зміна площі контакту шини з поверхнею за рахунок зміни внутрішнього тиску	Покращення зчеплення, зменшення витрат палива, покращення прохідності	Обмежена ефективність; можливе прискорення зношування шин	Середня	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою
Гусеничні або гусенично-колісні трактори	Збільшення площі контакту рушія з поверхнею	Висока прохідність, низьке дуксування до ушкоджень	Висока вартість; складність конструкції; дорожче обслуговування	Часткова	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою
Покращення властивостей рушія (грунтозачеп, спеціальні шини)	Підвищення коефіцієнта зчеплення	Порівняно проста реалізація	Обмежений ефект; залежність від стану ґрунту	Середня	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою
Рациональний вибір режимів роботи	Оптимізація швидкості руху та передачі	Не потребує конструктивних змін	Залежить від кваліфікації оператора; обмежений ефект	Часткова	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою
Додаткове ведучих коліс	Передача частини вертикального навантаження від причепа на трактор	Підвищення сили зчеплення без збільшення маси; зменшення дуксування, покращення використання потужності	Потребує додаткового механізму	Висока	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою	Використання тракторів з великою масою

Основні способи підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів



Комплексне використання висказаних способів збільшить ефективність використання тракторів, підвищить продуктивність їхньої роботи.

01.08 ДПС10 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		Лит		Арх		Акс		Акс	
АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ		Лит		Арх		Акс		Акс	
Змін		№ док.		Лит		Арх		Акс	
Розроб.		Колісний		Лит		Арх		Акс	
Перед.		Варіант		Лит		Арх		Акс	
Н.контр.		Контр.		Лит		Арх		Акс	
Затв.		Затв.		Лит		Арх		Акс	

Механічний довантажувач зчепної ваги

Схема механічного довантажувача зчепної ваги, прийнятого для розробки

А-А - від зверху
Б-Б - відверху

Умовні позначення:

- 1 кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора;
- 2 нижній бажиль довантажувача;
- 3 регулювальна тяга (стяжка);
- 4 верхній передвільний бажиль;
- 5 кронштейн кріплення до дшла причепа (зчпний вузол);
- 6 зчпний вузол (полець дшла причепа);
- 7 вузол передбч вертикального навантаження;
- 8 бсь (полець) шарнірного з'єднання;
- 9 опорна стійка (регульована);
- 10 точка кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора

Умовні позначення:

- 1 кронштейн кріплення до трактора;
- 2 бажиль довантажувача;
- 3 регулювальна тяга (стяжка);
- 4 опорна стійка (регульована);
- 5 кронштейн кріплення до дшла причепа (зчпний вузол);

G_{op} вертикальне навантаження від причепа (вага пристрої);
 H сила, що передається на трактор (додаткове довантаження);
 R_z вертикальна реакція у зчпному пристрої;
 F_g сила, що передається на трактор (додаткове довантаження);
 H, R_{z2} додаткове навантаження на ведучі колеса трактора;
 H, a відстань від осі задніх ведучих коліс трактора до точки прикладання довантаження;
 m, b відстань від точки прикладання довантаження до осі причепа;
 M

Знак	Апр.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		Котлярьовський		
Перевір.		Вітчищенко		
Н.контр.		Котлин		
Затв.				

01.08 ЛП510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ				
ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКЦІЇ ДОВАНТАЖУВАЧА				
Лист	Арк.	Арк.	Арк.	Арк.
	3			10

НУБІП України

Умовні позначення:

G_t – база практики;

 $G_{\text{пр}}$ вага причена; R_1, R_2 – реакції опори на передній та задній осях;

R_n – реакція опору причепа;

 R_z – вертикальне навантаження; F_d – додаткова сила;

а відстань від передньої осі трактора до задньої ведучої осі;

в відстань від задньої осі трактора до точки прикладання

вертикального навантаження у зчепному вузлі;

с відстань від точки прикладання навантаження до осі причела;

/ розрахункова база транспортного агрегату;

1 кронштейн кріплення до корпусу заднього моста трактора;

2. **Важливо додати:**

3 регулювальна тяга (стяжка);

4 верхній передавальний важіль;

5 кронштейн кріп.

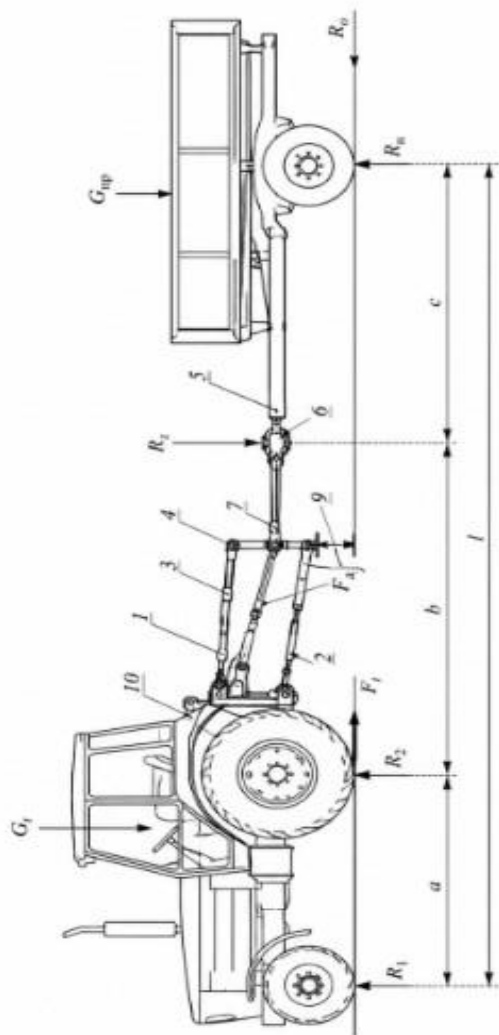
6 зчіпний вузол;

7 вузол передачі вертикальні

8 вісь шарнірного з'єднання;

9 регульована опорна стійка;

10 точка кріплення добавляювача до корпусу заднього моста трактора.



визначення додаткового навантаження:

$$F_{\text{ch}} = k_{\text{ch}} \cdot R_z$$

де $F_{\mathcal{A}}$ додаткове навантаження, що передається довантажувачем на ведучу вісь трактора, Н;

 k_7 коефіцієнт передачі навантаження механізмом;

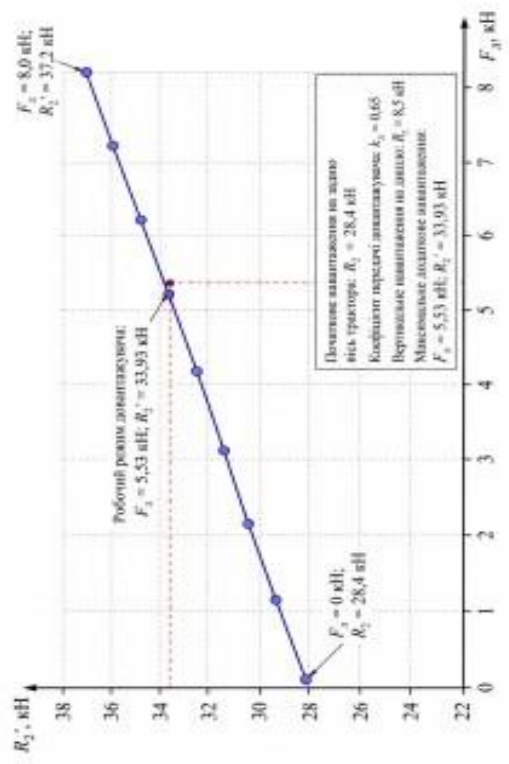
R_z вертикальне навантаження на дішло причепа, Н.

отримано додаткове навантаження:

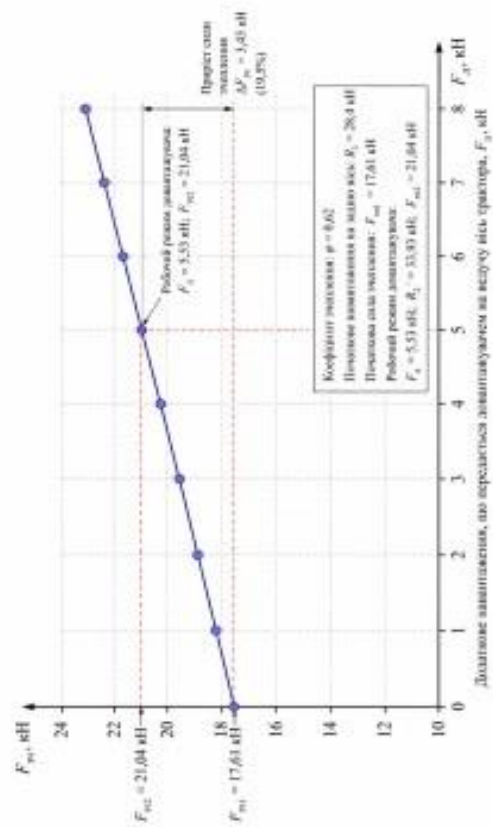
$$F_{\vec{q}} = 5,5 \text{ KHz}$$

[illegible]

Вплив довантажувача на вертикальну реакцію задньої осі
підвіски



Вплив довантажувача на силу зчеплення трансмісійного агрегату



навантаження задньої осі: 28,4 33,93 кН;
сила зчеплення: 17,61 21,04 кН;
прискорення: 19,5 %.

0108 ДП510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ							
Змін.	Док.	№ док.	Підпис.	Дата.	ВПЛИВ ДОВАНТАЖУВАЧА НА ТЯГОВО-ЗЧІПНІ ВЛАСТИВОСТІ		
Розроб.	Катридіди				НУБІП України		
Перевір.	Виноченка						
Н.контр.	Коліні				Затв.		

11

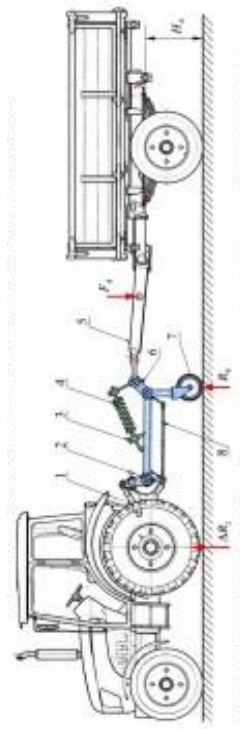


- 1 кронштейн кріплення до корпусу заднього моста трактора;

- F_d – вертикальне додаткове навантаження, що передається від причепа через довантажувач на ведучу вісь трактора;

[illegible]

Передача вертикального вагвантаження при роботі довантажувача



Умовні позначення:

- 1 кронштейн кріплення довантажувача до корпусу заднього моста трактора;
- 2 несучий башпіль;
- 3 пружина – амортизаційний механізм;
- 4 амортизатор;
- 5 регулювальна педка;
- 6 підвісний вузол опорної стійки ;
- 7 опору колеса;
- 8 шарнірний вузол з’єднання башполя з опорною стійкою.

Material:

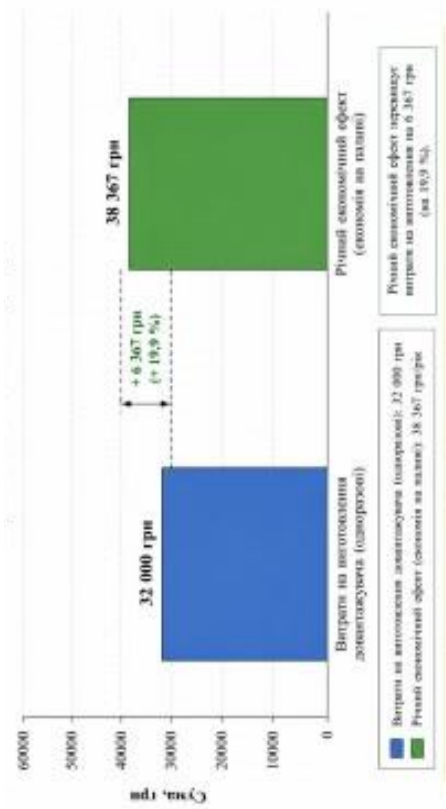
корпус вала (поз. 2)	сталь 09Г2С;
втулка (поз. 1, 3)	сталь 09Г2С;
шпунки (поз. 5)	сталь 45, цементация 0,8...12 мм, HRC 40...45;
вось (поз. 6)	сталь 45, термообработка HRC 30...35.

Позначення елементів (специфікація):

- 1 передній шарнірний вузол кріплення до кронштейна трактора;
- 2 корпус важеля (профільна труба 80x60x4);
- 3 задній шарнірний вузол передачі навантаження;
- 4 кріплення пружинно-амортизаційного механізму;
- 5 втулка;
- 6 бісь шарніра;
- 7 стопорне кільце.

[illegible]

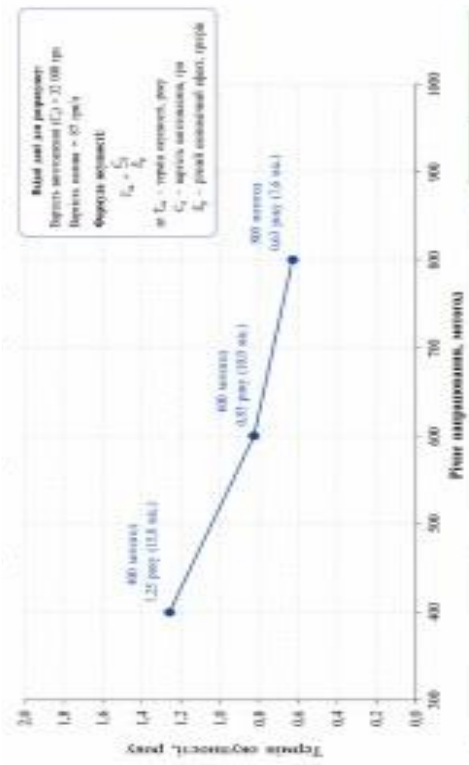
Порівняння витрат на виготовлення добавляючого річного економічного ефекту



Розрахунок річного економічного ефекту від застосування механічного добавляючого

Показник	Значення
Річна економія палива, л	44.1 л
Вартість дизельного палива, С	87 грн/л
Річна економія коштів на паливі, Е	3836.7 грн
Вартість виготовлення добавляючого С	32 000 грн
Річний економічний ефект, Е	3836.7 грн/рік

Залежність структури витрат річного напруження транспорту агрегату



																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							</
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----

У дипломному проєкті виконано теоретичне, конструктивне та економічне обґрунтування досконалення транспортно-агрегатів на базі трактора УТО NLX904 та причепа 2ПТС-4/6 шляхом застосування механічного довантажувача зчипної ваги. На підставі аналізу сучасних підходів до підвищення тягово-зчипних властивостей тракторних агрегатів встановлено, що одним із перспективних напрямів є перерозподіл вертикального навантаження від причепа на ведучу вісь трактора без використання додаткової аластувальності.

У межах дослідження проведено математичне обґрунтування впливу механічного довантажувача на тягово-зчипні показники транспортного агрегату. Визначено, що використання запропонованої конструкції забезпечує передачу додаткового вертикального навантаження на задню ведучу вісь трактора величиною 5,53 кН, що сприяє покращенню умов реалізації тягового зусилля. Встановлено, що застосування довантажувача дозволяє підвищити силу зчеплення ведучих коліс приблизно на 19,5 % та зменшити коефіцієнт буксування транспортного агрегату з 14,8 % до 11,4 %, тобто приблизно на 23 %.

У процесі виконання дипломного проєкту розроблено конструкцію механічного довантажувача зчипної ваги, обґрунтовано схему його встановлення на трактор УТО NLX904, а також опрацьовано конструкцію основних вузлів механізму. За результатами математичного моделювання раціональну довжину несучого важеля прийнято 720 мм, що забезпечує необхідне передавальне співвідношення механізму та допустимі навантаження у шарнірних з'єднаннях. Запропонована конструкція характеризується відносною простотою, технологічністю виготовлення та можливістю використання стандартних конструкційних матеріалів і комплектуючих елементів.

Економічне обґрунтування показало, що зменшення витрат дизельного палива при скороченні витрат дизельного палива приблизно на 7 %, що відповідає річній економії 441 л при річному напруженні 600 мотогод. За вартості дизельного палива 87 грн/л річний економічний ефект становить 38 367 грн, тоді як орієнтовна вартість виготовлення механічного довантажувача складає 32 000 грн. Визначено, що строк окупності запропонованого технічного рішення становить близько 0,83 року, або приблизно 10 місяців, що підтверджує економічність його впровадження.

Таким чином, поставлену мету дипломного проєкту досягнуто, а отримані результати підтверджують, що використання механічного довантажувача зчипної ваги дозволяє покращити тягово-зчипні властивості транспортного агрегату, знизити експлуатаційні витрати та підвищити ефективність виконання транспортних робіт в умовах сільськогосподарського виробництва.

									01.08 ДП510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															