

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення ефективності використання колісних енергетичних
засобів на транспортних роботах»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В..

(ПІБ)

(підпис)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Романченко В.М.

(ПІБ)

(підпис)

Виконав

Самофал Ярослав Юрійович.

(ПІБ)

(підпис)

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

Самофал Ярослав Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення ефективності використання колісних енергетичних засобів на транспортних роботах»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості тракторів на транспортних роботах

Перелік питань які потрібно розробити _____

1 Сучасний стан питання. актуальність і напрямки досліджень

1.1 Аналіз способів підвищення ефективності використання колісних вантажних автомобілів на транспортних роботах

1.2 Аналіз технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії енергетичного засобу

1.3 Аналіз технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії, що знаходяться на одній колісній осі та діагонального перерозподілу ваги

2 Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів рамового регулятора навантаження

2.1 Обґрунтування запропонованого способу перерозподілу вагового навантаження між рушійними, що знаходяться на одній колісній осі

2.2 Теоретичне обґрунтування процесу міжколісного перерозподілу ваги між рушійними, що знаходяться на одній колісній осі

2.3 Вплив рамкового регулятора навантаження на поперечну стійкість енергетичного засобу

3. Паливно-енергетична та економічна оцінка проведених досліджень

3.1 Паливно-енергетична оцінка проведених досліджень

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

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Романченко В.М.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Самофал Я. Ю.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломний проект бакалавра викладено на 53 сторінках пояснювальної записки, 21 рисунок, одна таблиця та презентація

Тема дипломного проекту: «Підвищення ефективності використання колісних енергетичних засобів на транспортних роботах».

Мета дослідження – підвищення ефективності використання колісних енергетичних засобів на транспортних роботах за рахунок перерозподілу вертикальних навантажень на рушії, що знаходяться на одній колісній осі.

Об'єкти досліджень – колісні енергетичні засоби під час виконання транспортних робіт у технології вирощування сільськогосподарських культур.

Питання ефективності виконання транспортних робіт залежить від багатьох факторів, які знайшли відображення в раніше проведених дослідженнях, серед яких: питання керованості і теорія повороту, вплив дорожніх умов, що змінюються за часом доби, стійкість і надійність руху мобільних машин, їх гальмівні властивості, проблеми стабілізації та керованості автопоїздів при русі по різних ландшафтах і рельєф.

Єдиним висновком вчених вважається потреба врахування характеристик стабільності руху (стійкості) агрегатів та супутніх умов, що мають великий вплив на тягові характеристики, керованість, безпеку та, зрештою, ефективність при виконанні як сільськогосподарських, так і транспортних робіт.

При цьому в низці досліджень наведено дані про те, що природно-виробничі особливості регіону також формують значну кількість факторів, від яких залежить ефективність та працездатність енергетичного засобу.

Ключові слова: рамковий регулятор навантаження, поперечна стійкість, енергетичний засіб, вертикальні навантаження

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ. АКТУАЛЬНІСТЬ І НАПРЯМОК ДОСЛІДЖЕНЬ	8
1.1 Аналіз способів підвищення ефективності використання колісних вантажних автомобілів на транспортних роботах	8
1.2 Аналіз технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії енергетичного засобу	11
1.3 Аналіз технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії, що знаходяться на одній колісній осі та діагонального перерозподілу ваги	12
Висновки за розділом 1	21
2 ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РАМОВНОГО РЕГУЛЯТОРА НАВАНТАЖЕННЯ	22
2.1 Теоретичні причини	22
2.2 Обґрунтування запропонованого способу перерозподілу вагового навантаження між рушіями, що знаходяться на одній колісній осі	24
2.3 Теоретичне обґрунтування процесу міжколісного перерозподілу ваги між рушіями, що знаходяться на одній колісній осі	28
2.4 Вплив рамкового регулятора навантаження на поперечну стійкість енергетичного засобу	32
Висновки за розділом 2	41
3. ПАЛИВНО-ЕНЕРГЕТИЧНА ТА ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОВЕДЕНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	43
3.1 Паливно-енергетична оцінка проведених досліджень	43
ВИСНОВКИ	47
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	49
ДОДАТКИ	52

ВСТУП

На етапі розвитку агропромислового комплексу ефективно функціонування сільськогосподарського виробництва неможливе без широкого використання сучасних засобів механізації та автоматизації технологічних процесів. Використання високопродуктивної техніки забезпечує використання передових ресурсозберігаючих технологій, підвищення продуктивності праці, зменшення витрати паливно-енергетичних ресурсів та оптимізацію виробничих витрат. Особливого значення набуває своєчасне та якісне виконання польових робіт, оскільки саме від дотримання агротехнічних термінів значною мірою залежить врожайність сільськогосподарських культур, якість продукції та економічна ефективність діяльності АПК.

З іншого боку, важливою складовою виробничого процесу є транспортні операції, які забезпечують безперервність технологічного циклу, своєчасне постачання матеріально-технічних ресурсів, перевезення врожаю і готової продукції. Недостатній рівень механізації чи використання застарілої техніки призводить до збільшення втрат продукції, підвищення собівартості виробництва та зниження конкурентоспроможності аграрного сектора. Саме тому розвиток та удосконалення сучасних технічних засобів, підвищення їх надійності, продуктивності та ефективності є одним із ключових напрямів забезпечення стабільного розвитку агропромислового комплексу.

Отже, від ефективності використання енергетичних засобів, зокрема автомобілів середніх класів вантажопідйомності, широко поширених в організаціях-сільгоспвиробниках як найменш витратних та найбільш вигідних у використанні, залежить не тільки собівартість одиниці виробленої продукції, а також показники фінансово-господарської діяльності та економічної стійкості підприємства.

Питання ефективності виконання транспортних робіт залежить від багатьох факторів, які знайшли відображення в раніше проведених

дослідженнях, серед яких: питання керованості і теорія повороту, вплив дорожніх умов, що змінюються за часом доби, стійкість і надійність руху мобільних машин, їх гальмівні властивості, проблеми стабілізації та керованості автопоїздів при русі по різних ландшафтах і рельєф.

Єдиним висновком вчених вважається потреба врахування характеристик стабільності руху (стійкості) агрегатів та супутніх умов, що мають великий вплив на тягові характеристики, керованість, безпеку та, зрештою, ефективність при виконанні як сільськогосподарських, так і транспортних робіт.

При цьому в низці досліджень наведено дані про те, що природно-виробничі особливості регіону також формують значну кількість факторів, від яких залежить ефективність та працездатність енергетичного засобу.

Виробничими спостереженнями за проведенням робіт транспортно-технологічного забезпечення сільськогосподарського виробництва зазначено, що у процесі виконання транспортної операції також можливе виникнення причин чи умов, які можуть суттєво вплинути на технічний стан автомобіля та строки виконання транспортного завдання.

Зокрема при переміщенні по поверхнях з змінною несучою здатністю або при русі по схильних поверхнях для стабілізації енергетичного засобу виникає необхідність перерозподілу ваги, що припадає на рушії, що знаходяться вище по схилу. Крім цього, неодноразово встановлено, що при виконанні польових робіт іноді доводиться виїжджати з поля з пошкодженням рушіїв внаслідок проколу або розриву колеса, що у звичайних випадках призводить до непрацездатності та простоїв автомобіля через потребу термінового ремонту або залучення додаткових технічних засобів за необхідності його евакуації.

Мета дослідження – підвищення ефективності використання колісних енергетичних засобів на транспортних роботах за рахунок перерозподілу вертикальних навантажень на рушії, що знаходяться на одній колісній осі.

Об'єкти досліджень – колісні енергетичні засоби під час виконання транспортних робіт у технології вирощування сільськогосподарських культур.

1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ. АКТУАЛЬНІСТЬ І НАПРЯМОК ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз способів підвищення ефективності використання колісних вантажних автомобілів на транспортних роботах

Обсяг вантажоперевезень автомобільним транспортом з 2005 р. до теперішнього часу зріс у 1,4 разу, а тракторним транспортом – у 1,7 рази [1].

Транспортні роботи у технології виробництва сільськогосподарської продукції становлять невід'ємну частину всього технологічного процесу, виконання яких витрачаються значні трудові та енергетичні витрати.

При цьому необхідно зазначити, що для повноцінного забезпечення процесу сільськогосподарського виробництва потрібно понад 250 найменувань вантажів, що в кінцевому підсумку викликає велику потребу в транспортних засобах, що його обслуговують [2-6].

Як свідчать дослідження, частка витрат за транспортування вантажів становить 20...40% від суми витрат за виробництво продукції, а окремих випадках ця цифра сягає і 65...70% [5-7]. При цьому витрати енергії складають близько 50%, а обсяг вантажоперевезень становить від 20 до 60 т км на 1 га оброблюваної ріллі [8].

Виробничими спостереженнями за проведенням робіт транспортно-технологічного забезпечення сільськогосподарського виробництва зазначено, що у процесі виконання транспортної операції також можливо виникнення причин або умов, які можуть суттєво вплинути на технічний стан автомобіля та терміни виконання транспортного завдання.

В даний час, у зв'язку з широким поширенням в економіці наслідків світових кризових явищ, впливу зниження споживчого попиту внаслідок

пандемії коронавірусу, війни та значним зниженням купівельної спроможності внутрішньої валюти, істотно знизився обсяг поповнення та оновлення існуючої техніки, що безпосередньо вплинуло на економічну ефективність транспортних робіт [5-8].

Ефективність використання колісних енергетичних засобів на транспортних роботах у сільськогосподарському виробництві пояснюється можливістю їх пересування як по ґрунтових польових і сільськогосподарських дорогах, так і по дорогах з покращеним покриттям.

На ефективність застосування автомобілів в агропромисловому комплексі (АПК) впливають такі фактори: природно-кліматичні умови, швидкість руху, енергетичні показники, тягово-зчіпні властивості, відстань вантажоперевезень, вантажопідйомність тощо.

Аналіз літературних джерел показує, що для підвищення ефективності використання колісних вантажних автомобілів на транспортних роботах необхідно підвищення їх тягово-зчіпних властивостей та курсової стійкості. Це можливо за рахунок коригування величини вертикального навантаження та ваги, що приходить на провідні колеса (рисунок 1.1) [7-13] згідно з пропонованою блок-схемою.



Рисунок 1.1 - Основні способи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісного транспортного засобу, що використовуються та рекомендуються

Що призведе до отримання наступних очікуваних результатів (рисунок 1.2).

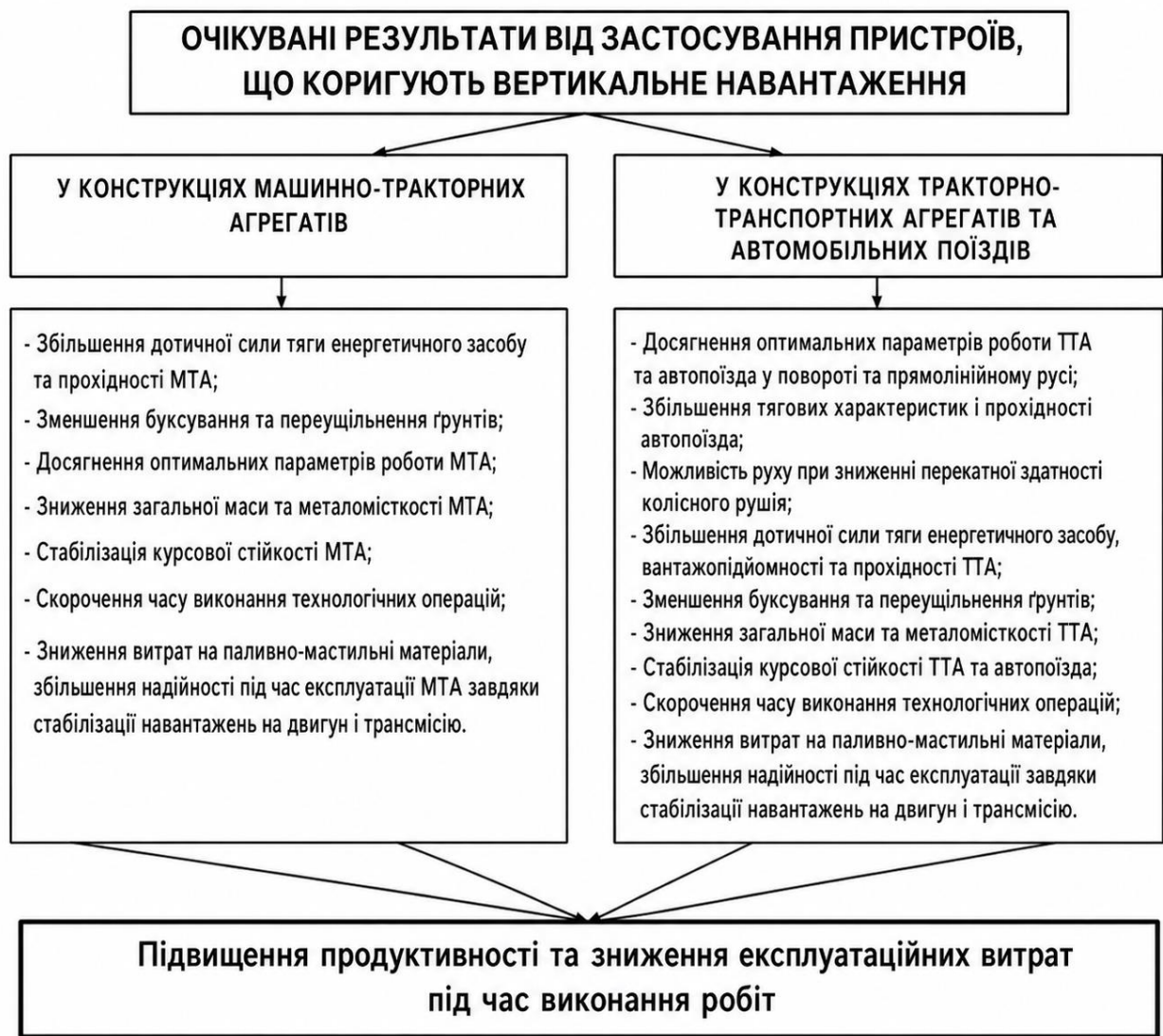


Рисунок 1.2 – Теоретичні результати застосування пристроїв корекції зчіпної ваги

1.2 Аналіз технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії енергетичного засобу

Як уже зазначалося раніше, при виконанні транспортних робіт на поверхнях з змінною несучою здатністю або при русі по схильним рельєфам виникає необхідність перерозподілу ваги, що припадає на рушії. Це зумовлено тим, що з різних причин поверхня, по якій рухається енергетичний засіб, має неоднакову несучу здатність, що знижує тягово-зчіпні якості рушія.

Іншою причиною, через яку виникає необхідність перерозподілу ваги, що припадає на рушій, є рух по схильних поверхнях. Це зумовлено тим, що для підвищення поперечної стійкості необхідно довантажувати рушій, що знаходиться вище по схилу, що дає можливість виконання транспортних робіт поверхнями з більш високим кутом нахилу рельєфу місцевості.

Крім цього, неодноразово встановлено, що при виконанні польових робіт іноді доводиться виїжджати з поля з пошкодженням рушіїв внаслідок проколу або розриву колеса, так як у польових умовах на ґрунтах з низькою здатністю, що несе, зробити роботи із заміни колісного рушія досить трудомістко, а іноді і неможливо. Крім цього, після проведення таких робіт на полі з низькою несучою здатністю, останньому завдається значна техногенна шкода, для усунення якої потрібні додаткові операції, пов'язані з вирівнюванням та розпушуванням ґрунтового шару.

Таким чином, аналіз вище зазначених факторів визначає необхідність пошуку технічних рішень і способів для перерозподілу ваги (вертикального навантаження), що припадає на рушій колісного засобу при пересуванні та актуальність досліджень, результати яких безсумнівно знайдуть застосування в промисловому сільськогосподарському виробництві.

1.3 Аналіз технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії, що знаходяться на одній колісній осі та діагонального перерозподілу ваги

У ході виробничих спостережень за роботами енергетичних засобів, що виконуються у процесі транспортно-технологічного забезпечення сільськогосподарського виробництва, наголошується на необхідності забезпечення поперечної стійкості МЕЗ, зокрема під час роботи на схилах.

Існуючі колісні мобільні засоби технічно обмежені умовами безпеки використання, за винятком крутосхильних тракторів, ходові системи та конструкція яких спеціально призначені для роботи в цих умовах.

З метою вирішення цієї галузевої задачі, в різних умовах схилового землеробства пропонується ряд технічних рішень, захищених свідоцтвами на інтелектуальну власність, конструкція яких дозволяє запропонувати вирішення питання підвищення поперечної стійкості серійних колісних МЕЗ:

- Регулятор коливань рушіїв моста колісного транспортного засобу у вигляді принципової схеми⁷ представлений на рисунку.

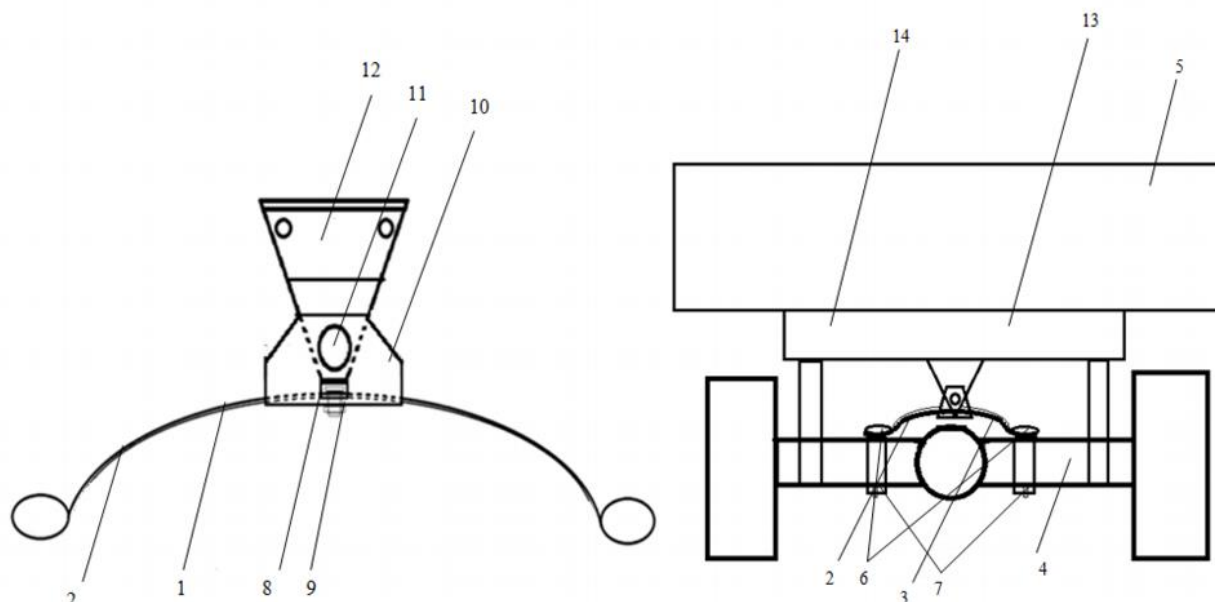


Рисунок 1.3 – Принципова схема регулятора коливань рушіїв моста колісного транспортного засобу)

Рішення технічної задачі з підвищення поперечної стійкості досягається тим, що пристрій виконано у вигляді конструкції 1, що складається з здвоєної напівеліптичної плоскої пружини ресорного типу 2, що спирається внутрішнім технологічним вигином 3 на чулок моста 4 транспортного засобу 5,

зафіксованої через закінчення 6 болтовими з болтовим кріпленням 9 з вузлом коромисла 10, об'єднаним шарніром 11 з опорним важелем 12, встановленим у технологічних отворах поперечної траверси 13 рами 14 колісного транспортного засобу 5 і працює наступним чином: при пересуванні колісного транспортного засобу, наїзді на перешкоду або провалюванні в нерівності ґрунту, власна вага вертикально-зміщуваної частини моста 4 робить натискання або силове розвантаження частини здвоєної напівеліптичної плоскої пружини ресорного типу 2, що викликає поворот пружини 2 на шарнірі 1 протилежну частину здвоєної напівеліптичної плоскої пружини ресорного типу 2 опорний важіль 12, поперечну траверсу 13 і раму колісного транспортного засобу 5, викликаючи реакцію усунення силового впливу, що веде до вирівнювання моста 4 колісного транспортного засобу 5.

Використання даного винаходу дозволить збільшити опорну прохідність, швидкість пересування колісного транспортного засобу при виконанні робіт, знизить енерго втрати і «бульдозерний» ефект колеса, що провалюється в русі; електронатяжний стабілізатор ходової системи транспортного засобу схематично показаний на рис. 1.4.

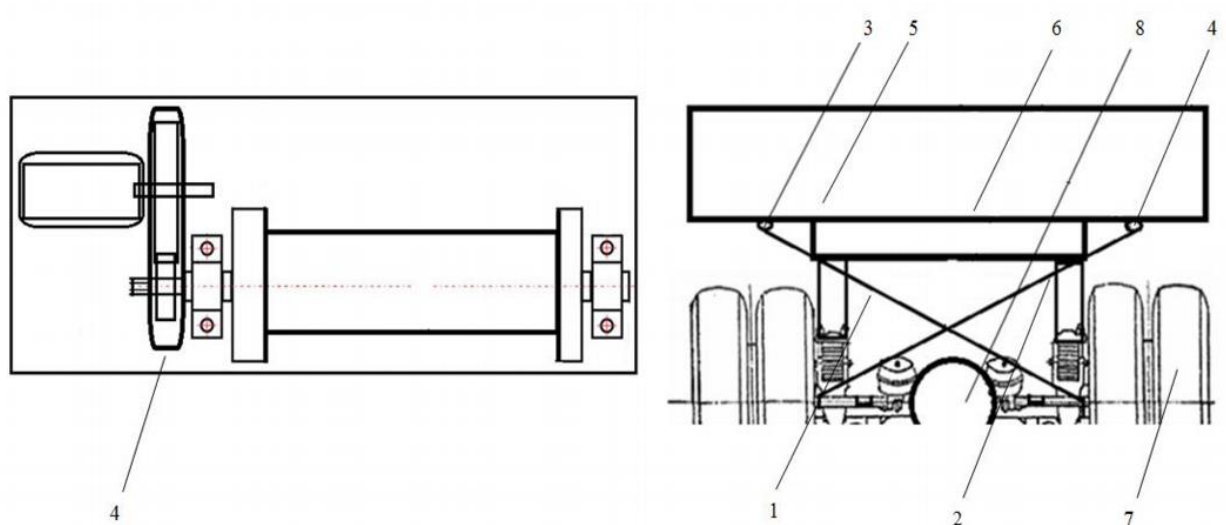


Рисунок 1.4 - Електронатяжний стабілізатор ходової системи транспортного засобу

У даному випадку підвищення поперечної стійкості досягається застосуванням конструкції, що складається з двох однакових гнучких тросових силових зв'язків 1 і 2, верхніми кріпленнями встановленими в електронатяжних опорах 3 і 4 з редуктором і натяжним барабаном 5 7, при цьому наступні кріплення силових зв'язків зафіксовані на закінчення колісного моста 8 транспортного засобу 7 по діагонально.

Пристрій працює наступним чином: перед початком руху по схилах водій колісного транспортного засобу включає електронатяжні опори 3 і 4 з редуктором і натяжним барабаном, які виробляють натяг гнучких тросових зв'язків 1 і 2, обираючи холостий підхід хід і тросових зв'язків.

При подальшому пересуванні власна вага вертикально-зміщованого закінчення моста 8, що знаходиться нижче по схилу, виробляє силове навантаження гнучкої тросового силового зв'язку 2 або 3, через електронатяжні опори 3 або 4 викликаючи притискання протилежної частини рами 6 транспортного засобу що призводить до зниження висоти центру ваги, перерозподіляючи вагове навантаження на протилежний рушій, що знаходиться вище по схилу, підвищуючи стійкість, швидкість руху та безпеку експлуатації.

Використання даного корисного винаходу, що володіє високою надійністю, низькою собівартістю, зручністю в обслуговуванні та експлуатації, при досить нескладній конструкції і простоті виготовлення стабілізатора електронатяжного ходової системи транспортного засобу, дозволить підвищити стійкість, швидкість руху і безпеку експлуатації при проведенні робіт на схилах, в умовах складного або гірського рельєфу місцевості, схема міжосьового регулятора ваги представлена рисунку 1.5.

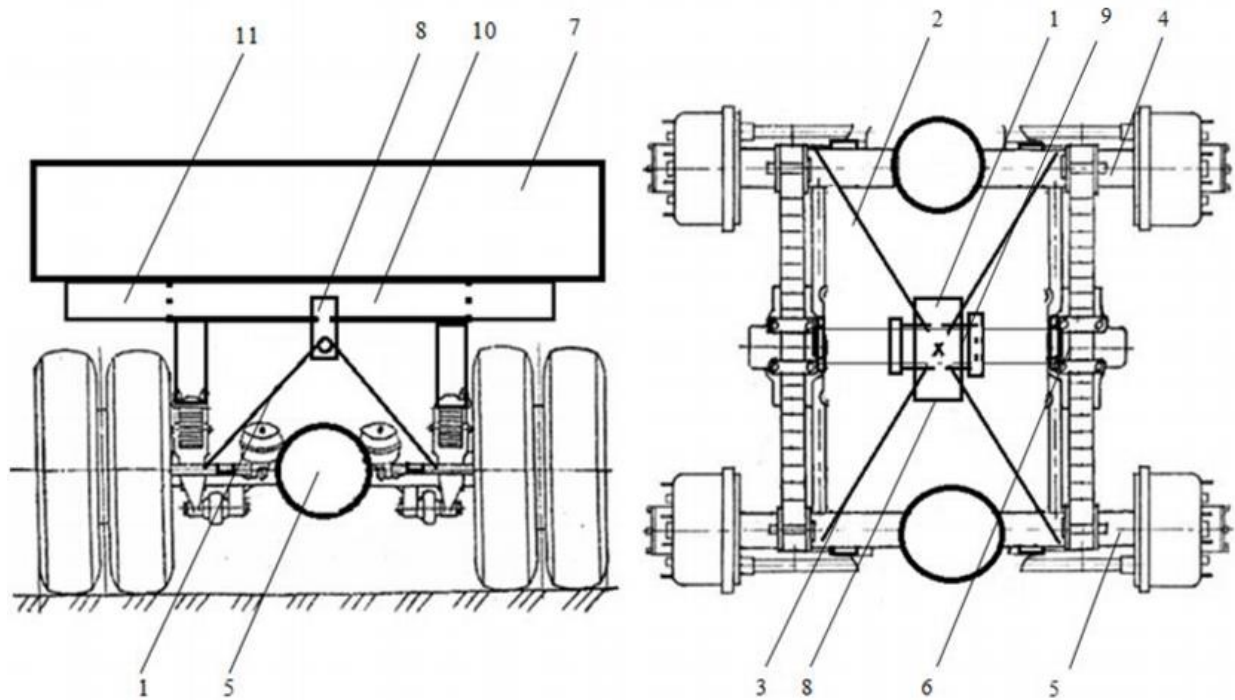


Рисунок 1.5 - Міжосьовий регулятор ваги

Поперечна стійкість при впровадженні цього технічного рішення досягається виконанням міжосьового регулятора ваги у вигляді пристрою 1, що складається з двох гнучких тросових силових зв'язків 2 і 3, подіагонально вушками закріплених навколо протилежних закінчень чулків мостів 4 і 5 задньої колісної візки 6 трихосного транспортний 8 з шарніром 9, встановлений болтовим з'єднанням посередині силового елемента-траверси 10 рами 11 транспортного засобу 7 на однаковій відстані між обома мостами.

Використання запропонованого способу дозволить збільшити опорну прохідність, швидкість пересування колісного транспортного засобу при виконанні робіт в умовах схилів поверхонь і ухилів доріг, а також знизить енерговтрати і «бульдозерний» ефект колісного рушія, що провалюється в русі. Регулятор поперечної стійкості колісного енергетичного засобу (рисунок 1.6).

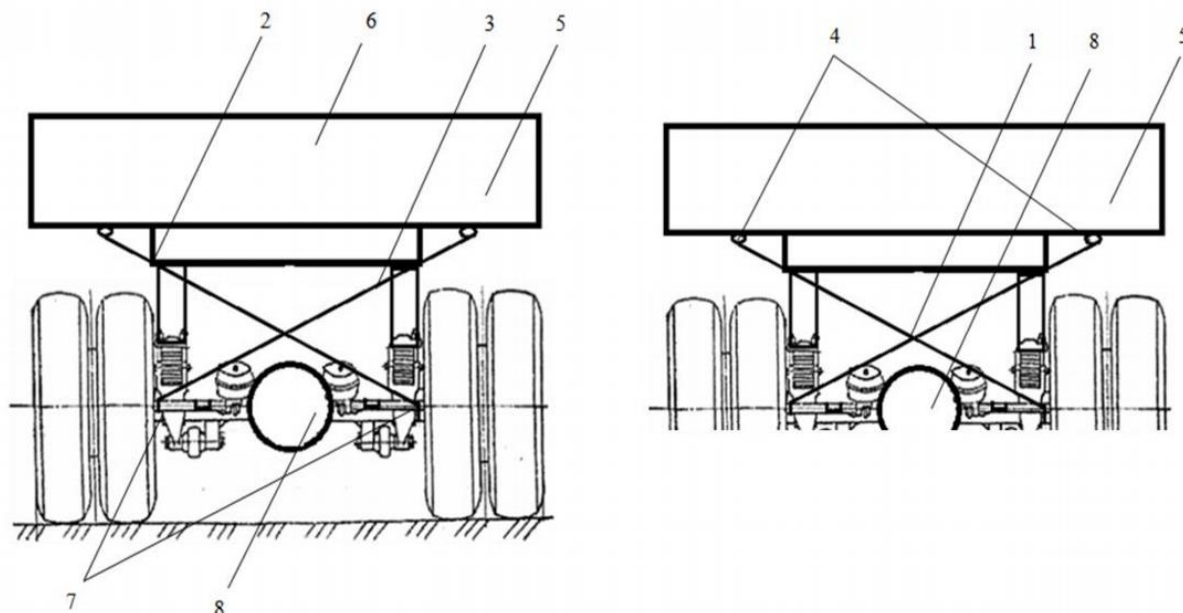


Рисунок 1.6 - Принципова схема регулятора поперечної стійкості колісного енергетичного засобу

Досягнення підвищення характеристик поперечної стійкості забезпечується тим, що пропонований пристрій виконано у вигляді конструкції 1, що складається з двох однакових гнучких тросових силових зв'язків (стандартних буксирувальних тросів з петлевими закінченнями) траверси рами 5 енергетичного засобу 6 і закріплених на закінченнях моста 7 8 енергетичного засобу 6 по діагонально.

Пристрій працює наступним чином: При пересуванні колісного енергетичного засобу по схилах власна вага вертикально-зміщованого закінчення 7 моста 8, що знаходиться нижче по схилу, робить силове навантаження гнучкої тросового силового зв'язку 2 або 3, через опорний важіль 4 вектор центру сили тяжіння в безпечне положення, що призводить до зниження висоти центру тяжіння, перерозподіляючи вагове навантаження на протилежний рушій, що знаходиться вище по схилу, підвищуючи стійкість, швидкість руху та безпеку експлуатації.

Використання даної корисної моделі, що володіє високою надійністю, низькою собівартістю, зручністю в обслуговуванні та експлуатації, при досить нескладній конструкції та простоті виготовлення регулятора поперечної стійкості колісного енергетичного засобу, дозволить підвищити характеристики поперечної стійкості конструкції, швидкість руху та безпеку експлуатації енергетичного засобу при проведенні робіт на схилах, в умовах складного та гірського.

На підставі проведеного огляду відомих технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії енергетичного засобу було актуалізовано та представлено схему, що відображає сучасний стан та напрями досліджень у галузі перерозподілу зчіпної ваги в ходовій системі транспортного агрегату, представлену на рисунку 1.7 [25-30].



Рисунок 1.7 - Способи перерозподілу зчіпної ваги в ходовій системі транспортного агрегату

Проведеними дослідженнями, з урахуванням аналізу всіх переваг і недоліків раніше розглянутих перерозподільних пристроїв для підвищення поздовжньої та поперечної стійкості енергетичного засобу, виділена як найбільш оптимальна конструкція, відповідна всім критеріям патентного (рисунок 1.8)

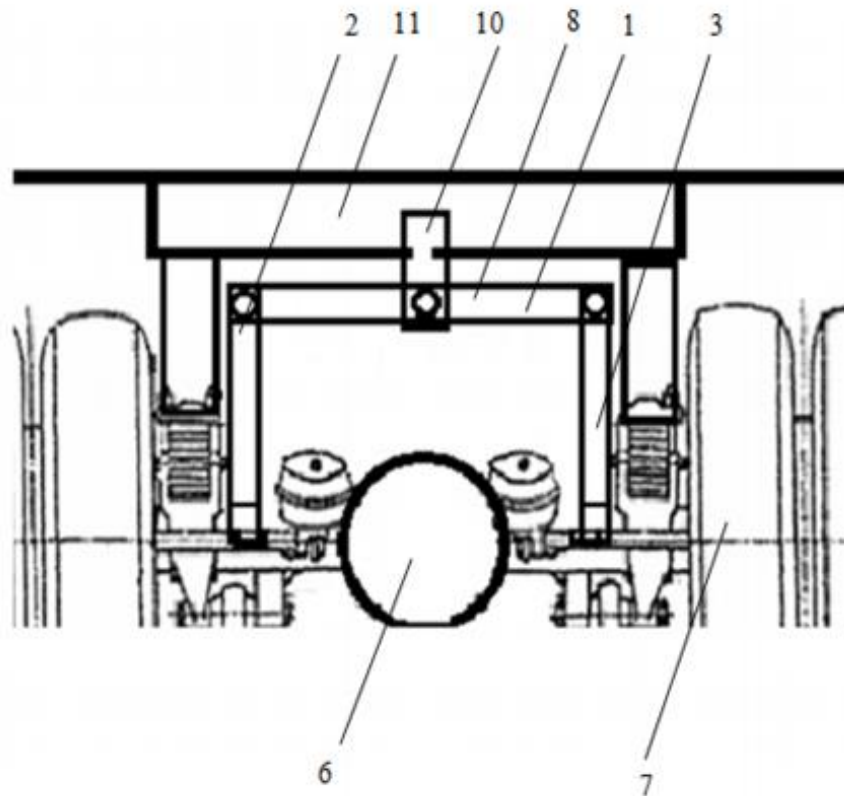


Рисунок 1.8 - Рамковий регулятор навантаження

Пропонований пристрій за рахунок перерозподілу вертикального навантаження, що припадає на рушії, дозволить підвищити тягово-зчіпні властивості рушників, що перебувають в умовах кращої реалізації зчіпних властивостей шини, а також покращить поздовжньо-поперечну стійкість під час руху похиловим.

При докладному аналізі вказаний пристрій можна вважати найбільш доцільним та збалансованим за критеріями вартості, надійності та ефективності роботи. У зв'язку з цим для подальшого практичного та виробничого впровадження запропонованої перспективної конструкції рамкового регулятора навантаження виникає необхідність проведення комплексу дослідно-конструкторських робіт, а також виконання ґрунтовних теоретичних та експериментальних досліджень, спрямованих на підтвердження його працездатності, ефективності та доцільності застосування у реальних умовах експлуатації.

Висновки за розділом 1

1. Зростання обсягів виробництва сільськогосподарської продукції, а також специфічні виробничі та кліматичні умови функціонування аграрного сектору зумовлюють необхідність пошуку ефективних та економічно доцільних способів підвищення продуктивності транспортних агрегатів. У сучасних умовах сільськогосподарське виробництво вимагає своєчасного та безперебійного виконання транспортних операцій, які є важливою складовою технологічного процесу вирощування, збирання та реалізації продукції. Сезонний характер робіт, значні обсяги перевезень, складні дорожні та погодні умови, а також постійне зростання витрат на паливо, технічне обслуговування та ремонт техніки потребують впровадження рішень, спрямованих на підвищення ефективності використання машинно-тракторного парку.

Одним із перспективних напрямків є модернізація та вдосконалення існуючих транспортних агрегатів без значного збільшення матеріальних витрат, що дозволяє підвищити їх продуктивність, надійність та економічність експлуатації, скоротити тривалість виконання технологічних операцій, зменшити втрати сільськогосподарської продукції та підвищити загальну ефективність агропромислового виробництва.

2. На підставі проведеного огляду встановлено, що для підвищення ефективності використання транспортних агрегатів у технології обробітку сільськогосподарських культур при їх використанні на ґрунтах з низькою несучою здатністю та рухами в умовах схилових земель необхідне підвищення їх тягово-зчіпних якостей та умов стійкості.

3. Огляд пропонованих конструкцій щодо підвищення поздовжньо-поперечної стійкості ходових систем дозволив запропонувати конструкторське рішення технічного завдання з найменшими матеріальними витратами та високими режимно-експлуатаційними характеристиками.

2 ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РАМОВНОГО РЕГУЛЯТОРА НАВАНТАЖЕННЯ

2.1 Теоретичні причини

При виконанні різних транспортувальних робіт спостерігаються випадки, коли транспортний засіб не може повністю реалізувати свої тягово-зчіпні властивості внаслідок слабкої несучої здатності ґрунту або під час руху схиленими поверхнями. У цих випадках виникає кінематичне невідповідність тягових зусиль у передавальних елементах трансмісії і провідних мостів транспортного засобу, здатне характеризуватись як миттєвим посиленням з виходом вільної потужності за межі силового контуру, так і уповільненням крутних моментів, і може, як наслідок діючих на нього сторонніх сил і прискорень, перевертання з руйнуванням несучої конструкції, зміною працездатності вузлів, деталей або геометричних параметрів трансмісії.

Отже, необхідність продовження руху колісного транспортного засобу, геометрія та конструкція рушіїв якого зазнала раптової зміни в русі, є важливим завданням підвищення продуктивності, ефективності та безпеки експлуатації колісної техніки.

Розглянемо причинно-наслідкові зв'язки скоєння події, що спричинили зупинку транспортного засобу та можливі наслідки від розглянутого явища. При цьому тимчасовий фактор, що характеризує подію та наслідки цієї події, є основною ланкою в системі нейтралізації її наслідків.

Виходячи з умови

$$T_{nc} \rightarrow \max \quad (2.1)$$

$$T_{cp} \rightarrow \min \quad (2.2)$$

де T_{nc} – час настання наслідків події, що тягнуть за собою порушення працездатності, відмову та зупинку транспортного засобу, год;

T_{cp} - час взаємодії пристроїв, призначених для нейтралізації наслідків від зупинки транспортного засобу, год; тобто. дотримання наступних умов

$$T_c \rightarrow T_{nc} > T_c \rightarrow T_{cp} \quad (2.3)$$

$$\text{або } T_c + T_{nc} > T_c + T_{cp} \quad (2.4)$$

$$\text{при } T_{nc} > T_{cp} \quad (2.5)$$

де T_c – час події, год;

Отже, тяжкість та час настання наслідків події має зворотну функціональну залежність від часу взаємодії пристроїв та конструкцій, спрямованих на нейтралізацію наслідків зниження тягових властивостей чи поперечної стійкості рушія транспортного засобу у русі без матеріальних збитків.

Розглянуті параметри показують, що цим умовам може відповідати тільки додатковий пристрій, що вбудовується в ходову систему, призначений для швидкого перерозподілу вагового навантаження в ходовій системі транспортного засобу в умовах недостатніх тягово-зчіпних властивостей, зниження поздовжньо-поперечної стійкості або при пошкодженні одного з рушіїв, що знаходиться на одній коліс1.

Вивчені залежності дозволили обґрунтувати та запропонувати технічні рішення для перерозподілу зчіпної ваги у ходовій частині автомобіля, трактора та сільськогосподарської машини, а також сформулювати програму, призначену для розрахунку поперечної стійкості агрегату [12-15].

2.2 Обґрунтування запропонованого способу перерозподілу вагового навантаження між рушіями, що знаходяться на одній колісній осі

Від безпеки та ефективності експлуатації транспортних засобів залежить не тільки собівартість одиниці виробленої продукції, а й фінансово-господарська діяльність та економічна довговічність підприємства. Часто в процесі транспортування вантажів виникають ситуації, коли транспортний засіб вимушений простоювати через недостатні тягово-зчіпні властивості, недостатність поздовжньо-поперечної стійкості при виконанні операцій в умовах схилених земель або внаслідок виходу з ладу рушія енергетичного засобу, що знаходиться на одній осі, в процесі виконання перевезень.

Отже, пошук технічних рішень, що сприяють підвищенню працездатності транспортного засобу в перерахованих вище умовах, є актуальним і необхідним для сільськогосподарського виробництва завданням.

На підставі проведених досліджень, описаних у першому розділі, з урахуванням аналізу всіх переваг і недоліків раніше розглянутих конструкцій перерозподільних пристроїв для підвищення поздовжньої і поперечної стійкості енергетичного засобу, як найбільш оптимальне, відповідне всім критеріям патентного пошуку і рішення технічного завдання, прийнята перспективна конструкція - Рамковий регулятор навантаження.

Рамковий регулятор навантаження» (рисунок 2.1, 2.2) виконаний у вигляді конструкції 1, що складається з двох однакових реактивних штанг 2 і 3 з вилючними закінченнями 4, встановлених вертикально в кронштейнах 5 на верхній частині чулка моста 6 транспортного засобу 7 транспортного засобу який фіксований силовим шарніром 9 в опорному важелі 10, змонтованому болтовим з'єднанням в технологічних отворах поперечної траверси рами колісного 11 транспортного засобу 7.

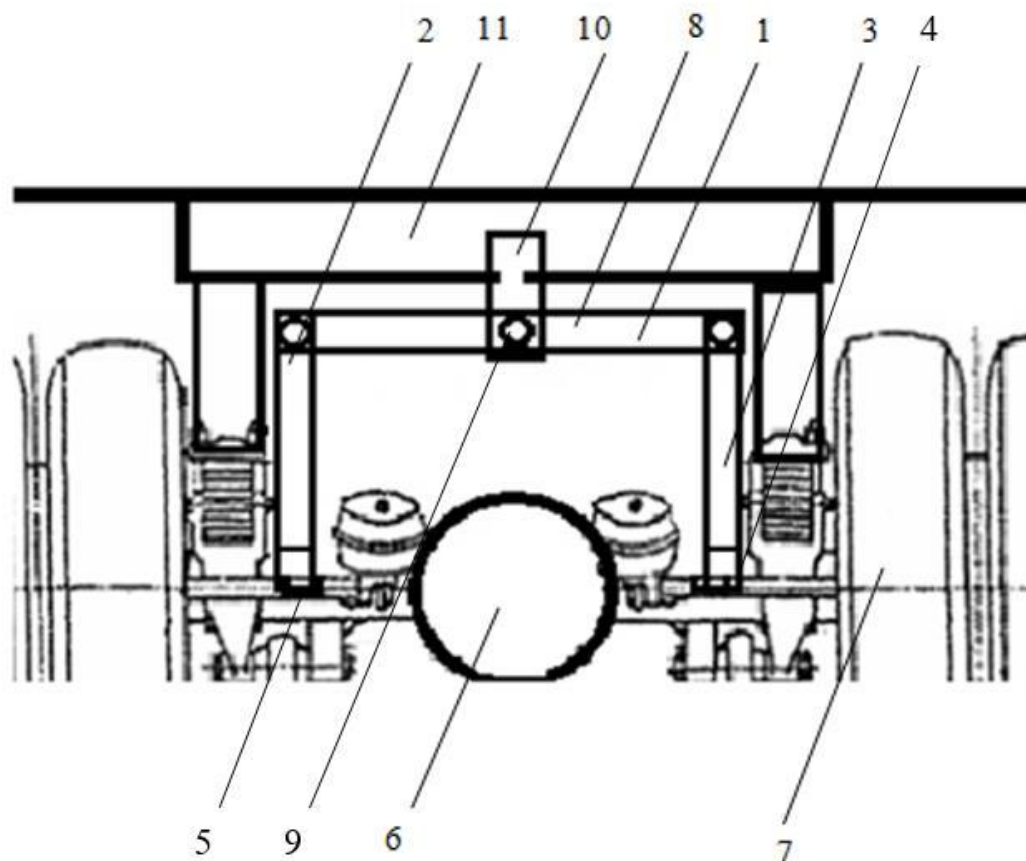


Рисунок 2.1 – Принципова схема рамкового регулятора навантаження

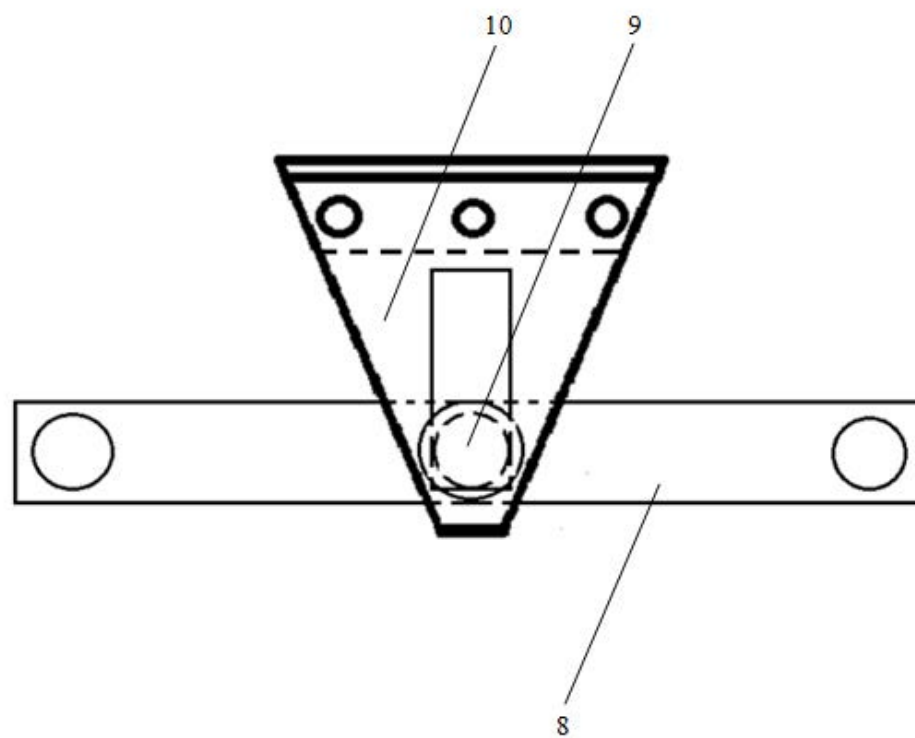


Рисунок 2.2 – Принципова схема опорного важеля рамкового регулятора навантаження

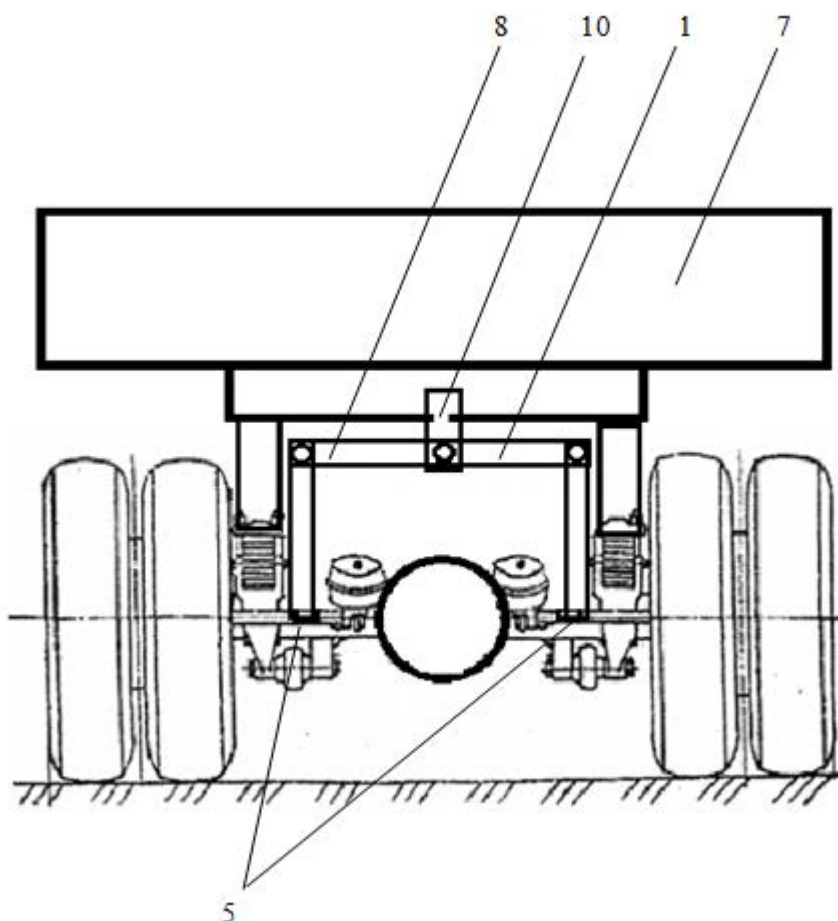


Рисунок 2.3 - Принципова схема рамкового регулятора навантаження, встановленого в ходовій системі автомобіля

Пристрій працює наступним чином: при наїзді на перешкоду або провалюванні автомобіля в нерівності ґрунту, міст 6 транспортного засобу 7 виробляє вертикальний рух вниз, глибина провалювання частини моста 6 обмежується довжиною паза 8 при чому протилежна частина моста 6, що вертикально зміщується, в цей момент виробляє вертикальне рух вгору. При цьому відбувається перерозподіл вагового навантаження з вертикально-рухається вниз частини моста 6 через вузол коромисла на опорний важіль 10 і поперечну траверсу рами 11 колісного транспортного засобу 7 викликаючи реакцію усунення силового впливу, що веде до вирівнювання моста 6 транспортного засобу 7.

Враховуючи необхідність теоретичного обґрунтування принципів роботи та технологічних характеристик аналізованої конструкції пропонується роботу такого пристрою оцінювати коефіцієнтом стабілізації поперечного навантаження та з урахуванням раніше проведених досліджень використовувати за формулою:

$$K_{ny} = Q_m / Q_c = (2 - l / 2) \quad (2.6)$$

де l – поперечний габарит моста автомобіля, м;

Q_m – вагове навантаження, що припадає на колесо зі встановленим пристроєм, кН;

Q_c – вагове навантаження, що припадає на колесо без встановленого пристрою, кН.

Запропонований коефіцієнт стабілізації поперечного навантаження, формула (2.6), показує, наскільки запропонований пристрій дозволяє регулювати навантаження на колесо, що знаходиться нижче по схилу, що залежить від поперечного габариту моста. Вплив поперечного габариту моста на коефіцієнт стабілізації поперечного навантаження представлено рисунку 2.4.

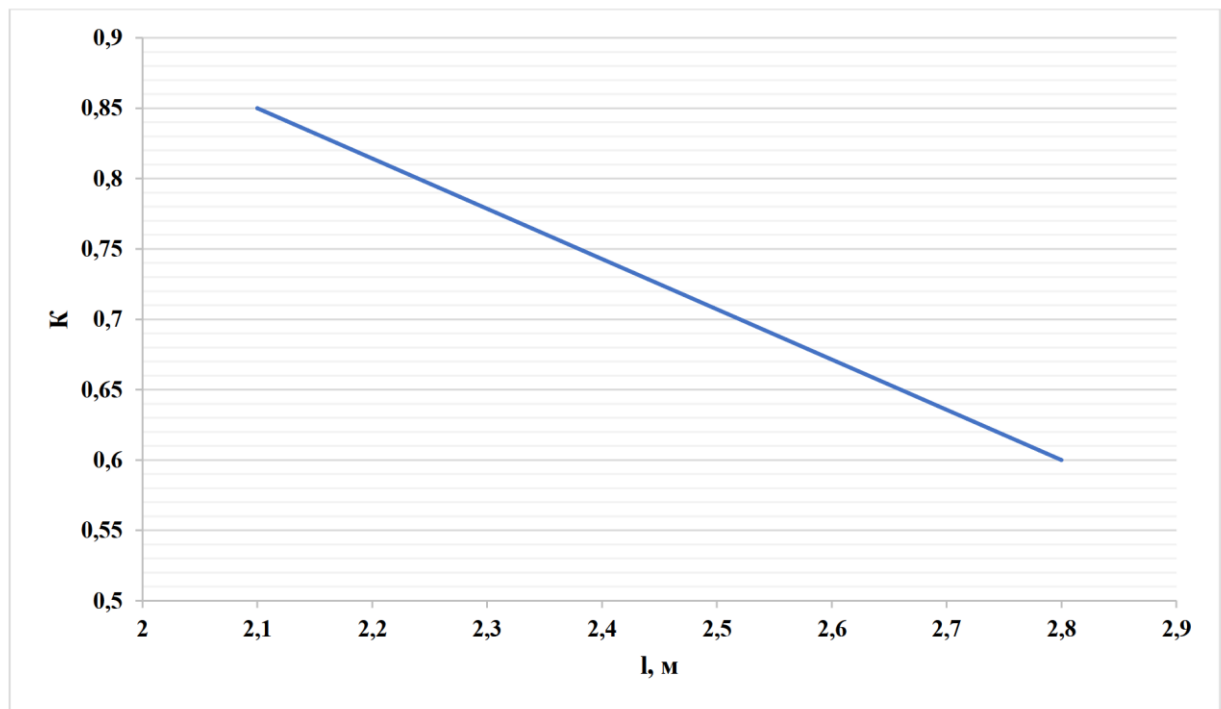


Рисунок 2.4- Теоретическая зависимость коэффициента стабилизации поперечной нагрузки от поперечного габарита моста

Анализируя полученную зависимость (рисунок 2.4) можно отметить, что коэффициент стабилизации поперечной нагрузки снижается с увеличением поперечного габарита моста.

2.3 Теоретичне обґрунтування процесу міжколісного перерозподілу ваги між рушіями, що знаходяться на одній колісній осі

Проаналізуємо роботу ведучого мосту колісного транспортного засобу на прикладі автомобіля із встановленим рамковим регулятором навантаження. Для цього розглянемо рівновагу моста транспортного засобу з рівномірно розподіленим вантажем у кузові при його русі по рівній дорозі (рисунок 2.5) і при зміні параметрів колеса, яке позначимо вертикальним зсувом рушія при

слабкій несучій здатності ґрунту (рисунок 2.6) як рівномірно навантажену балку.

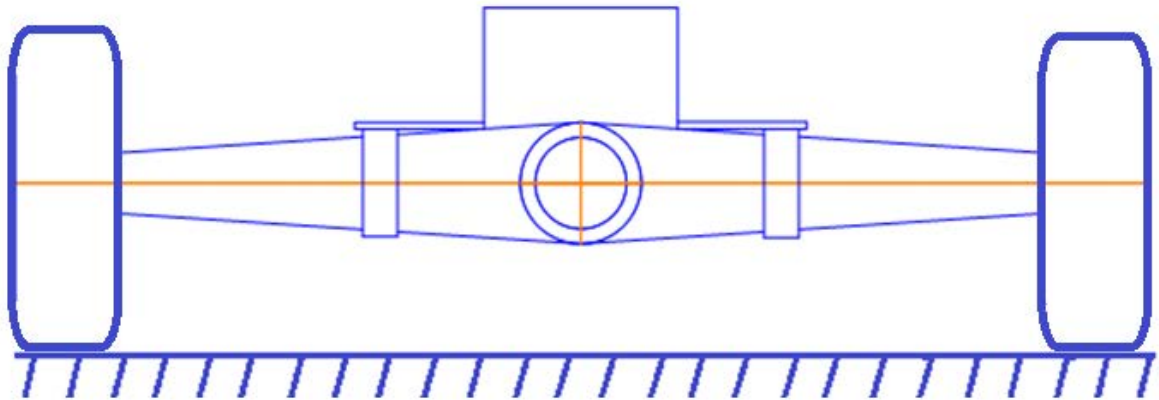


Рисунок 2.5 - Ведучий міст автомобіля із встановленим регулятором навантаження

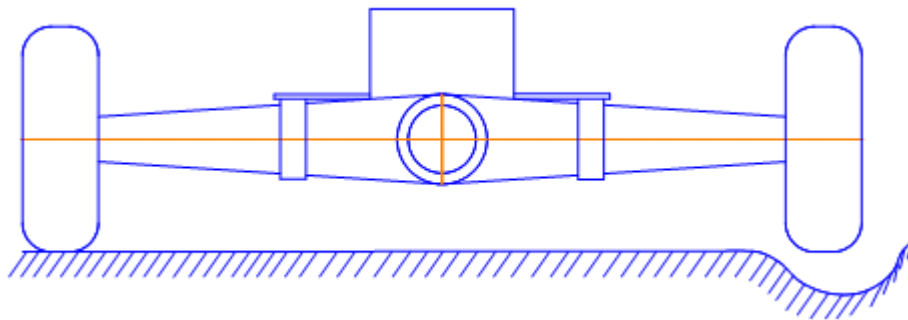


Рисунок 2.6 - Ведучий міст автомобіля з встановленим регулятором навантаження при вертикальному зміщенні рушія на ґрунті з низькою несучою здатністю

Для цього відкинемо механічні зв'язки, замінимо їх реакціями та покажемо всі сили, що діють на колісний міст (рисунок 2.7).

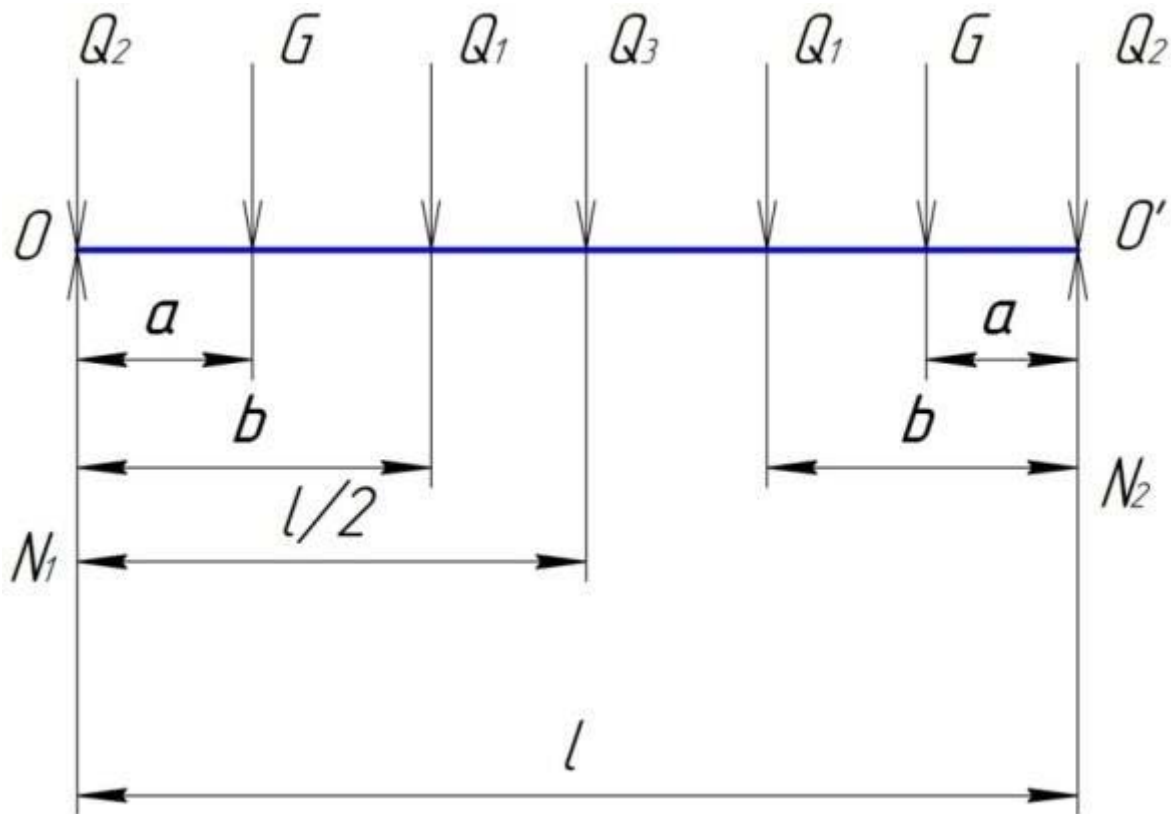


Рисунок 2.7 - Схема сил, що діють на колісний міст при русі по рівній поверхні без урахування дії регулятора навантаження

де G – діюча сила тяжкості вантажу, що перевозиться, Н;

N_1 та N_2 – силова реакція дороги, Н;

Q_1, Q_2, Q_3 – вага основних частин (механізмів) мосту, Н;

l – загальна ширина колісного мосту, м.

a і b – відстань від рушія до точок застосування навантаження, м.

Складемо рівняння рівноваги та визначимо реакції дороги (N_1 і N_2) на міст при рівномірному русі рівною дорогою (рисунок 2.7).

Рівняння рівноваги при русі по рівній поверхні набуває вигляду у випадку, коли сума моментів усіх сил щодо точки 0, при $\sum M_o = 0$

$$-Ga - G(l-a) - Q_1 \cdot b - Q_1(l-b) - Q_3 \frac{1}{2} - Q_2 \cdot l + N_2 l = 0 \quad (2.7)$$

$$N_2 = \frac{Ga + Gl - Ga + Q_1b + Q_1l - Q_1b + Q_3 \frac{l}{2} + Q_2l}{l} \quad (2.8)$$

$$N_2 = G + Q_1 + Q_2 + Q_3 \cdot 0,5 \quad (2.9)$$

Сума моментів усіх сил щодо точки O' , при $\sum M_{O'}$

$$-N_1l + Q_2l + G(l-a) + Q_1(l-b) + Q_3 \cdot \frac{l}{2} + Q_1l + Ga = 0 \quad (2.10)$$

$$N_1 = \frac{Q_2l + G \cdot l - Ga + Q_1l - Q_1b + Q_3 \frac{l}{2} + Q_1b + Ga}{l} \quad (2.11)$$

$$N_1 = G + Q_1 + Q_2 + 0,5Q_3 \quad (2.12)$$

Складемо рівняння рівноваги моста при вертикальному зміщенні одного колісного двигуна (рисунок 2.8).

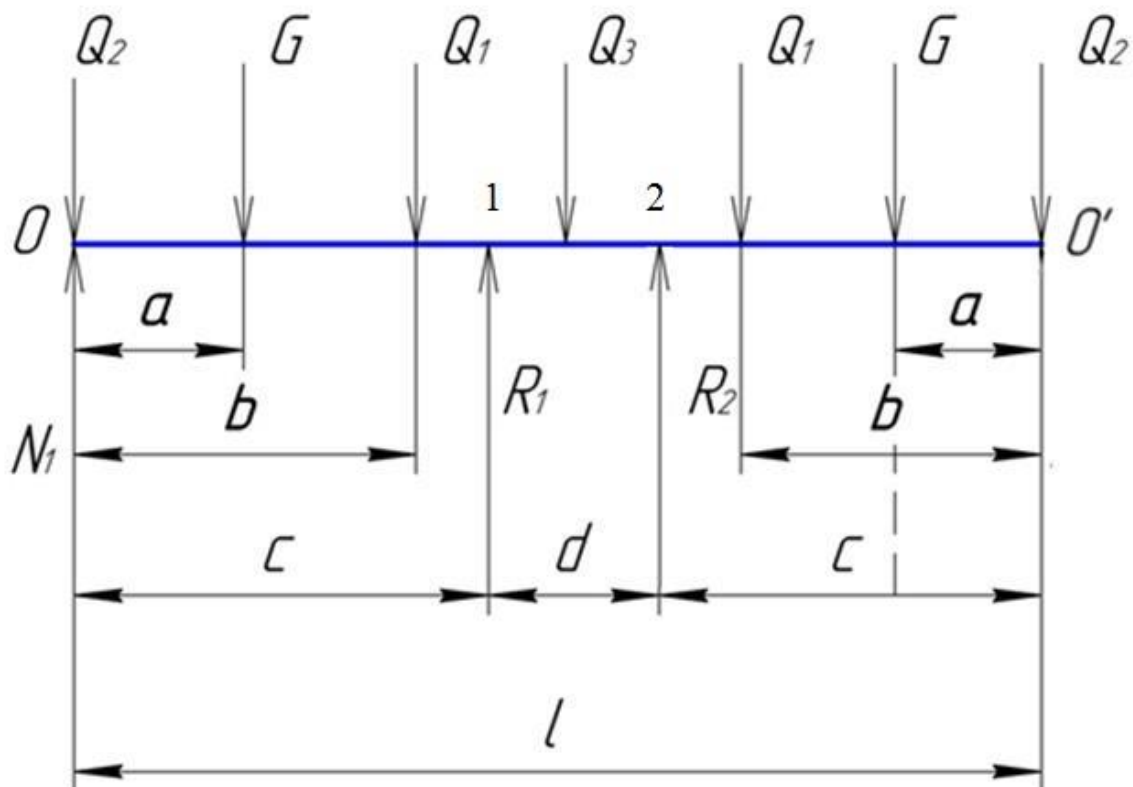


Рисунок 2.8 - Схема сил, що діють на міст з урахуванням дії регулятора навантаження

Реакція поверхні під опорою рушія, що змістився, буде відсутня і почне діяти міжколісний регулятор навантаження.

Відповідно відбувається перерозподіл вагового навантаження з рушія, що провалюється (вертикально-зміщується) через опорний важіль на раму причепа (транспортного засобу) і протилежний рушій цього моста моста. Дія міжколісного регулятора на міст виражається реакціями R_1 і R_2 . a – відстань між точками кріплення регулятора навантаження, м, b – відстань від точки кріплення регулятора навантаження до рушія, м.

В результаті досліджень спільного впливу залежностей від відстані кріплення регулятора (d) від центру застосування ваги Q_3 і висоти зміщення моста (y) встановлено, що на зміну реакції гладкої поверхні 1 найбільше впливають обидві величини, що змінюються. Реакція гладкої поверхні 1 в даному випадку максимальна при досягненні $y=0,27$ м, $d=0,6$ м.

Отримані залежності підтверджують виконання рамковим регулятором навантаження умов вирішення поставленої технічної задачі і дозволяють теоретично обґрунтувати процес перерозподілу навантаження з вертикально-зміщуваної частини моста на протилежний рушій і раму транспортного засобу, підтверджуючи, що при установці в ходову систему транспортного засобу транспортний засіб.

2.4 Вплив рамкового регулятора навантаження на поперечну стійкість енергетичного засобу

Більшість виробничих процесів у сучасному сільському господарстві пов'язані з необхідністю перевезення значного обсягу матеріалів та продуктів за допомогою енергетичних засобів. При цьому перевезення сільськогосподарських вантажів транспортним засобом можна розглядати як

динамічну систему зі змінними параметрами та врахуванням обмежень щодо керованості та стійкості, які є основними експлуатаційно-технічними якостями автомобіля, що визначають здатність його ефективного використання на схилах, під час руху в умовах складного рельєфу місцевості, бездоріжжя.

Практичне застосування автомобілів у сільському господарстві регіону показує, що колісні енергетичні засоби нерідко втрачають прохідність через слабку несучу здатність дорожньої поверхні або неможливість подолання ухилу дороги через недостатню окружну силу на провідних колесах. При перевезенні багатотонних сільськогосподарських вантажів необхідно враховувати і значну зміну положення центру важкості енергетичного засобу, що призводить до зниження швидкісного режиму, зменшення маневреності на косогорах та криволінійних ділянках дороги.

Метою досліджень розділу є теоретична оцінка використання спеціального перспективного перерозподільного пристрою у ходовій системі автомобіля, що дозволяє підвищити надійність, маневреність та прохідність транспортного засобу у складних дорожніх умовах.

Для реалізації поставленої задачі, проведемо теоретичне обґрунтування застосування пропонованого пристрою-рамкового регулятора навантаження, конструкція якого описана раніше. Проведемо порівняльну оцінку поперечної стійкості руху енергетичного засобу при перевезенні сільськогосподарських вантажів дорогами, що мають високий поперечний ухил для серійного варіанту та експериментального енергетичного засобу.

Поперечна стійкість енергетичного засобу при розташуванні на схилах оцінюється значенням граничного кута нахилу дороги, на якій рухається автомобіль і залежить від перерозподілу навантажень між колесами правого і

лівого борту. Необхідно враховувати, що бічна складова сили тяжіння створює обертальний момент, що призводить до перерозподілу навантажень між колесами правого та лівого борту під час руху енергетичного засобу по похилій площині (рис. 2.13).

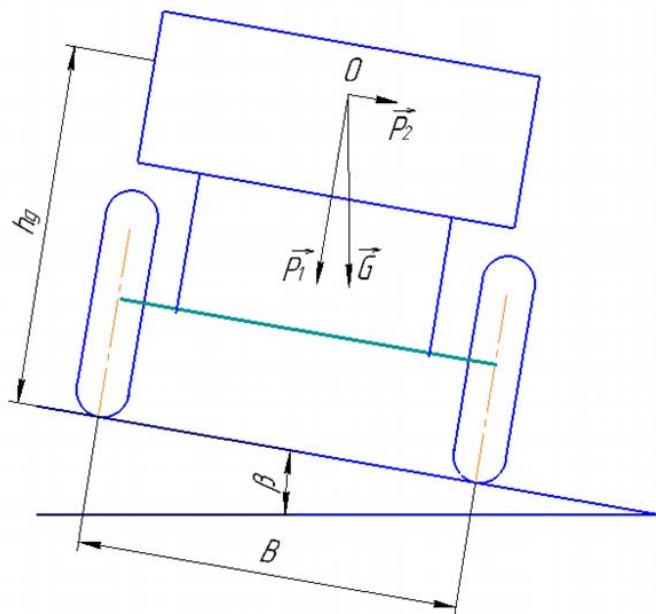


Рисунок 2.13 – Схема дії сил на енергетичний засіб при русі схилом

Для визначення умови рівноваги енергетичного засобу при русі схилом скористаємося аксіомою паралелограма сил, згідно з якою силу тяжкості прикладеної до центру мас енергетичного засобу можна замінити геометричною сумою двох сил, прикладених до тієї ж точки.

Згідно з рисунком 2 система сил, що діють на автомобіль залежно від кута нахилу дороги, має вигляд

$$\left. \begin{aligned} \vec{G} &= \vec{P}_1 + \vec{P}_2 \\ G &= Mg \\ P_1 &= Mg \cos \beta \\ P_2 &= Mg \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Як випливає з запропонованої схеми (рисунок 2), створюваний поперечної складової сили тяжіння $\overline{P}_2$ перекидальний момент визначається виразом

$$M_{on} = h_g M g \sin \beta \quad (2.14)$$

де M_{on} – перекидальний момент, $H \cdot m$;

h_g – відстань положення центру ваги енергетичного засобу від опорної поверхні, м;

M – маса енергетичного засобу, т;

g – прискоренням вільного падіння, m/c^2 .

Стійка рівновага енергетичного засобу забезпечується дією нормальної складової сили тяжіння $\overline{P}_1$ створює відновлюючий момент, що протидіє перекиданню. Для схеми, що розглядається (рисунок 2.13) відновлювальний момент визначається виразом

$$M_g = 0,5 B M g \cos \beta \quad (2.15)$$

де B – поперечна база автомобіля, м.

За умови рівності перекидаючого та відновлюючого моментів $M_{on} = M_g$ настає положення нестійкої рівноваги. Прирівнюючи формули (2.14) і (2.15), визначимо значення коефіцієнта поперечної стійкості енергетичного засобу в залежності від кута нахилу дороги

$$h_g M g \sin \beta = 0,5 M g \cos \beta \quad (2.16)$$

$$\eta = \operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{B}{2h_g} \quad (2.17)$$

Вираз (2.17) дозволяє прогнозувати максимальний кут поперечної стійкості енергетичного засобу без урахування зовнішніх факторів.

Вплив рамкового регулятора навантаження на кут поперечної стійкості енергетичного засобу оцінимо з аналізу схеми, представленій рисунку 2.14.

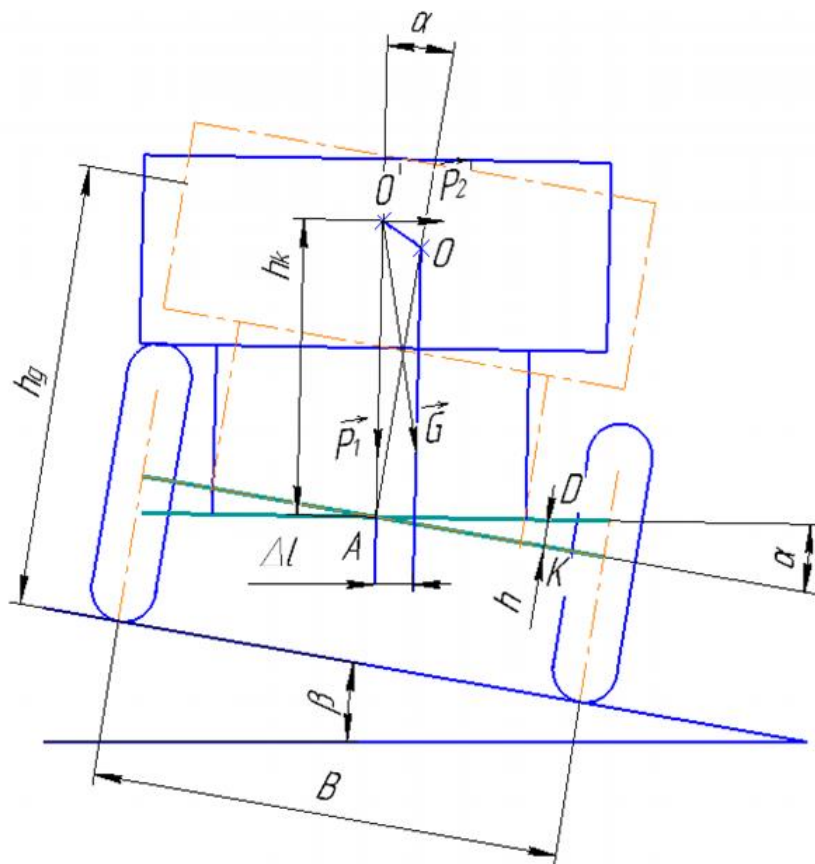


Рисунок 2.14 – Схема дії сил на енергетичний засіб з включеним рамковим регулятором навантаження під час руху поперек схилу

Аналіз сил, що діють на енергетичні засоби з включеним рамковим регулятором навантаження, дозволяє констатувати, збільшення відновлювального моменту, обумовленого зростанням плеча за рахунок зміщення центру мас, тоді як перекидальний момент не змінюється і визначається формулою (2.14). Увімкнення рамкового регулятора навантаження дозволяє впливати в бажаному напрямку на величину моменту, що відновлює.

$$M_e = (0,5B + \Delta l) Mg \cos \beta \quad (2.18)$$

де Δl – величина усунення центру мас щодо осі нахилу, м.

Согласно рассматриваемой схемы (4), на величину смещения центра масс влияет плечо поворота рамочного регулятора нагрузки относительно оси крена

$$\Delta l = h_k \operatorname{tg} \alpha \quad (2.19)$$

де α – кут нахилу, град.

Виразимо величину усунення центру мас через конструктивно-технологічні параметри пропонованого пристрою, використовуючи рисунок 2.15.

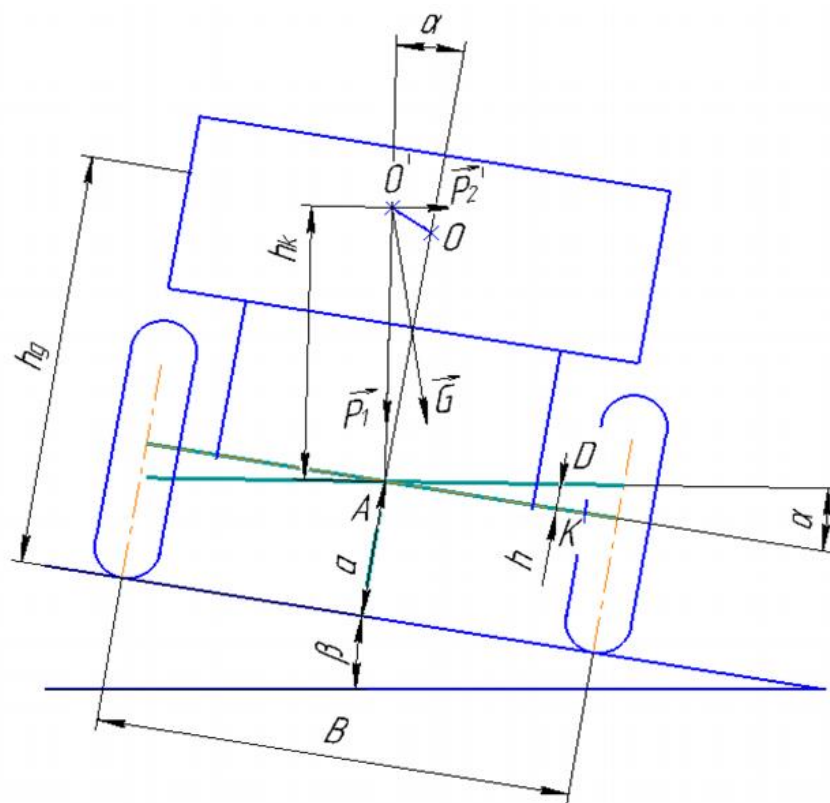


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема для визначення величини зміщення центру мас

Зважаючи на геометричну подібність трикутників AOO' і ADK , визначимо залежність тангенсу кута повороту від висоти зміщення моста

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{0,5l} \rightarrow \Delta l = h_k \frac{h}{0,5l'} \quad (2.20)$$

де h – висоти зміщення моста, м;

l – довжина поперечного габариту моста, м. м.

Користуючись схемою рисунку 2.15 можна записати

$$\Delta l = \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5l} \quad (2.21)$$

де a – висота колісного мосту, м.

З умови рівності моментів щодо осі обертання, що проходить через центр мас, враховуючи формули (2.18), (2.19) та (2.21), маємо

$$h_g Mg \sin \beta = \left(0,5B + \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5} \right) Mg \cos \beta \quad (2.22)$$

отже,

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{B}{2h_g} + \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5lh_g} \quad (2.23)$$

Порівняння формул (2.61) і (2.63), дозволяє зробити висновок, що значення коефіцієнта поперечної стійкості η енергетичного засобу зростає на величину, регульовану конструктивно пристрої

$$\frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5lh_g} > 0 \quad (2.24)$$

З метою обґрунтування застосування рамкового регулятора навантаження проведемо оцінку коефіцієнта довантаження K_1 колеса, що знаходиться нижче по схилу при вимкненому і включеному пристрої (рисунки 2.16).

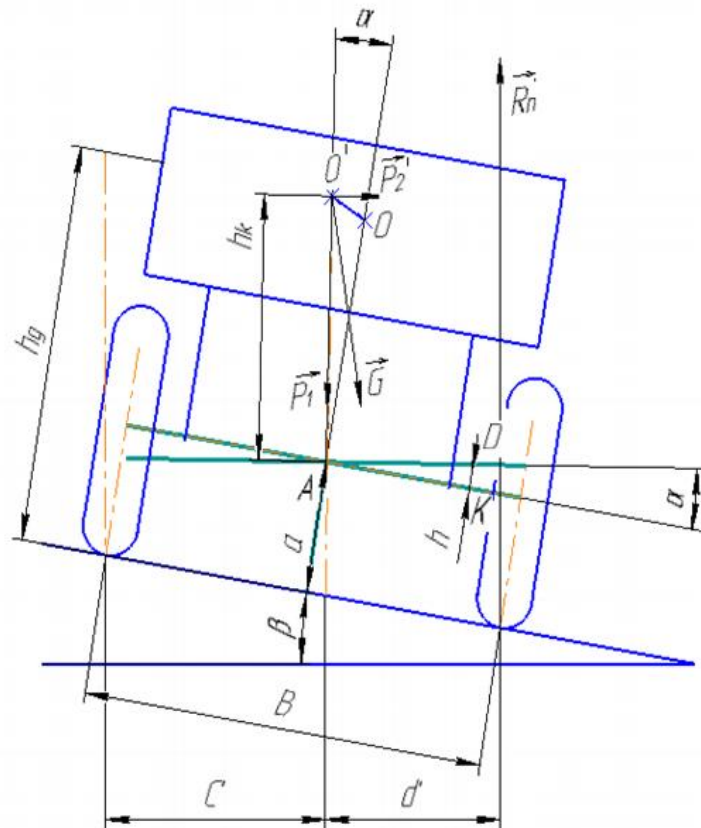


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема для визначення коефіцієнта довантаження колеса

Користуючись схемою на рисунку 2.16 можна визначити коефіцієнт довантаження колеса, що знаходиться нижче по схилу враховуючи формули (5-10)

– при вимкненому пристрої

$$K_1 = \frac{R_n'}{R_n} = \frac{\frac{B}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta}{B \cos \beta} = 0,5 + \frac{h_g}{B} \operatorname{tg} \beta \quad (2.25)$$

– при увімкненому пристрої

$$K_2 = \frac{R_n''}{R_n} = \frac{\left(\frac{B}{2} - \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5l} \right) \cos \beta + h_g \sin \beta}{B \cos \beta} = 0,5 + \frac{h_g}{B} \operatorname{tg} \beta - \frac{(h_g - a)h \cos \alpha}{0,5lB} \quad (2.26)$$

На підставі отриманих виразів (2.25) і (2.26) та використання експериментальних даних представлені на рисунку 2.17 залежності коефіцієнтів довантаження колес, що знаходяться нижче по схилу, від кута нахилу в поперечній площині при вимкненому і включеному пристрої.

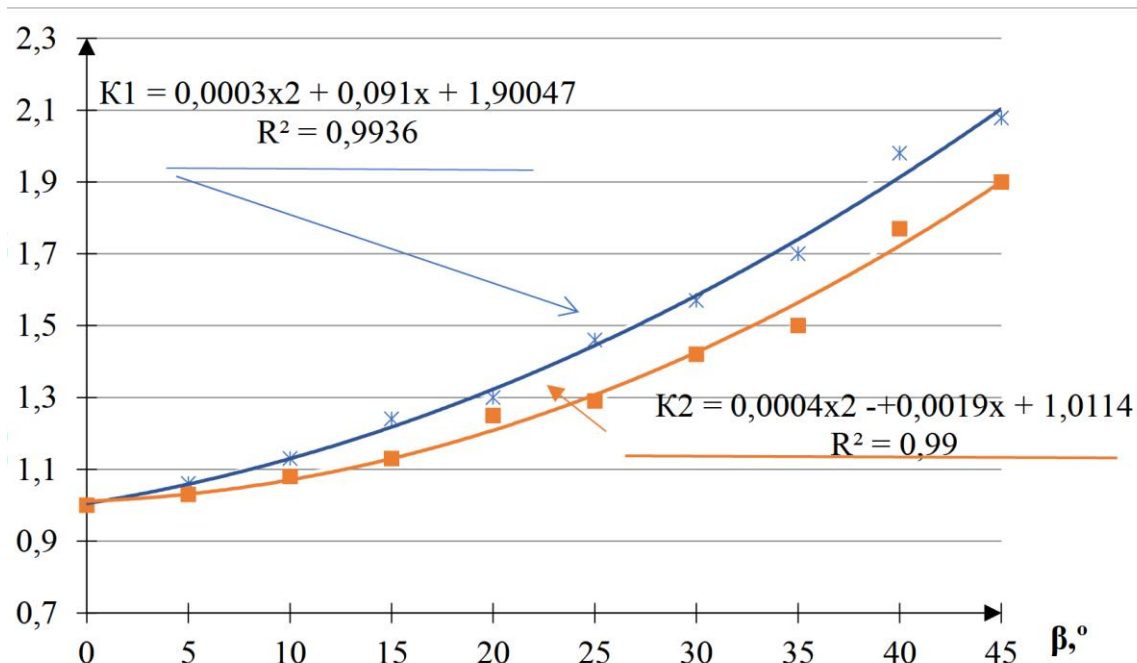


Рисунок 2.17 - Залежність коефіцієнта довантаження колеса, що знаходиться нижче по схилу, від кута нахилу автомобіля: K_1 - серійний варіант; K_2 – при включеному рамковому регуляторі навантаження

Таким чином встановлено, що застосування рамкового регулятора навантаження впливає зниження центру тяжкості, дозволяє регулювати величину і характер бічного відведення, підвищуючи тим самим поперечну стійкість енергетичного засобу. При цьому вплив пропонованого пристрою на бічне відведення пов'язане з перерозподілом вертикальних реакцій поверхні на колеса та їх кінематичні зміщення.

Доведено, що зміна параметрів рамкового регулятора навантаження дозволяє додатково підвищувати стійкість енергетичного засобу як з

урахуванням бічного відведення при русі в поворотах, так і при дорозі, що має високий поперечний ухил.

Проведені дослідження розширюють як теоретичний масив знань у галузі процесів, що взаємодіють у конструкції автомобіля при його русі в умовах схилених земель, так і мають значну перспективу при промисловому впровадженні пристроїв, призначених для перерозподілу зчіпної ваги, так і власної маси автомобіля і вантажу при виконанні операцій транспортно-технологічного забезпечення сільськогосподарського виробництва агропромислового.

Висновки за розділом 2

Проведені теоретичні дослідження дозволяють зробити такі висновки:

1. Тяжкість і час наслідків події має зворотну функціональну залежність від часу взаємодії пристроїв та конструкцій, спрямованих на нейтралізацію наслідків зниження тягово-зчіпних властивостей, поперечної стійкості або короткочасного виходу з двигуна рушія транспортного засобу. Розглянуті залежності показують, що знизити наслідки від настання події можливо за рахунок установки в ходову систему додаткового пристрою, призначеного для пасивного перерозподілу вагового навантаження в ходовій системі транспортного засобу при пошкодженні рушія, що знаходиться на одній осі або по схильних поверхнях.

2. Отримані в процесі теоретичних досліджень залежності дозволяють математично обґрунтувати процес перерозподілу навантаження з вертикально-зміщеної частини моста на протилежний рушій знаходиться на одній осі і раму транспортного засобу, підтверджуючи гіпотезу, що при впровадженні в ходову систему транспортного засобу запропонованого

регулятора власного навантаження пропонується пристрій здатний збільшити.

3. Порівняльний аналіз аналітично одержаних виразів величин буксування, продуктивності, прямих енерговитрат і витрат живої праці серійного та експериментального транспортного засобу, обладнаного пристроєм для міжколісного перерозподілу ваги, теоретично підтверджує ефективність запропонованої перспективної конструкції рамкового регулятора навантаження.

3. ПАЛИВНО-ЕНЕРГЕТИЧНА ТА ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОВЕДЕНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для оцінки ефективності проведених досліджень в даний час існує безліч методик та положень, які дозволяють всебічно оцінити проведenu роботу [15]. У той же час кожна з них має свої плюси та свої мінуси.

Використання класичної загальноприйнятої методики [21], де як аргумент виступає грошовий еквівалент дозволяє наочно оцінити економічний ефект виконаних досліджень. У той самий час з метою оцінки та достовірності проведених досліджень необхідно проведення фінансового аналізу у період щонайменше трьох років. В даний час за ці три роки, у зв'язку з дією ринкових механізмів економіки, досить швидко зміняться цінові параметри, що залежать не тільки від внутрішнього споживчого попиту, а й світової ринкової кон'юнктури, що не дозволить дати об'єктивну оцінку дослідженням, оскільки вводить необхідність коригування вихідних даних з урахуванням інфляційних та інших. Таким чином, отриманий результат не завжди відповідає вірності та об'єктивності. Існує й інша методика оцінки проведених досліджень - паливно-енергетична оцінка, яка не залежить від зміни цінових показників.

3.1 Паливно-енергетична оцінка проведених досліджень

При проведенні оцінки як порівняння беруться повні енерговитрати, що складаються з таких основних складових:

- прямі витрати енергії;
- енерговитрати живої праці;
- питома енергоемність.

Відповідно до запропонованої методики [19] під час проведення транспортних робіт енергетичним засобом визначимо вище названі показники.

Прямі витрати енергії

$$E_n = H_m (a_m + f_m) \quad (3.1)$$

де H_m – витрата палива, кг/т;

a_m – тепломісткість палива, МДж/кг;

f_m – коефіцієнт, що враховує додаткові витрати енергії на виробництво палива МДж/кг;

Енерговитрати живої праці

$$E_{жс} = \frac{n_q \cdot a_{жс}}{w_{см}} \quad (3.2)$$

де n_q – число основних працівників, чол;

$a_{жс}$ – енергетичний еквівалент живої праці, МДж/кг;

$w_{см}$ – продуктивність, т·км/год.

Питома енергоємність у розрахунку одну годину роботи енергетичного засобу

$$E_m = \frac{A_{mp} \div M_m (a_m + a_{mk} + a_{mm})}{100T_n} \quad (3.3)$$

де M_m – маса енергетичного засобу, кг;

A_{mp} – енергетичний еквівалент енергетичного засобу, МДж/кг;

a_m, a_{mk}, a_{mm} – відрахування на реновацію, капітальний та поточний ремонти енергетичного засобу, %;

T_n – річне завантаження енергетичного засобу, год.

Питома енергоємність причепа

$$E_{\text{м}} = \frac{A_{\text{м}} \cdot M_{\text{м}} (a_{\text{м}} + a_{\text{мт}})}{100 \cdot T_{\text{нм}}} \quad (3.4)$$

де $A_{\text{м}}$ – енергетичний еквівалент причепа, МДж/кг;

$M_{\text{м}}$ – маса причепа, кг;

$a_{\text{м}}$, $a_{\text{мт}}$ – відрахування на реновацію, капітальний та поточний ремонти причепа, %;

$T_{\text{нм}}$ - річне завантаження причепа, год.

Сумарна енергоємність енергетичного засобу та причепа в розрахунку на один га:

$$E_{\text{тм}} = \frac{E_{\text{т}} + E_{\text{м}}}{W_{\text{см}}} \quad (3.5)$$

Сукупність чи повні енерговитрати

$$E_{\text{тп}} = E_{\text{п}} + E_{\text{жс}} + E_{\text{тжс}} \quad (3.6)$$

Економія повних енерговитрат

$$\Delta E_{\text{тп}} = E_{\text{тпн}} - E_{\text{тпб}} \quad (3.7)$$

де $E_{\text{тпн}}$ – сукупні енерговитрати нової машини, МДж / га;

$E_{\text{тпб}}$ – сукупні енерговитрати базової машини, МДж/га.

Зробимо розрахунки ефективності використання модернізованого вантажного автомобіля з рамковим регулятором та серійного вантажного автомобіля.

Таблиця 3.1 – Енергетична оцінка використання автомобіля

Показники	Серійний	Модернізований
Прямі витрати праці, МДЖ/т.	24,769	21,607
Витрати живої праці, МДЖ/т.	0,007	0,006
Питома енергоємність, МДЖ/т.	1,279	1,200

Повні енерговитрати, МДЖ/т.	26,055	22,813
Економія повних енерговитрат, МДЖ/т.		- 3,242
Економія повних енерговитрат, за один робочий день, МДЖ/т.		628,948

Таким чином, використання вантажного автомобіля із встановленим регулятором навантаження дозволяє отримати економію 3,242 МДж/т·км, у перерахунку на один робочий день - 628,948 МДж, що у грошовому еквіваленті становитиме 1340,16 грн.

ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень, виконаних для вирішення завдання щодо підвищення ефективності використання колісних енергетичних засобів на транспортних роботах сформовано такі обґрунтовані висновки:

1. Встановлено, що основні транспортні роботи в області, передбачені застосовуваною технологією рослинництва, припадають на березень-травень-04... % і проходять в умовах слабкої несучої здатності ґрунту. Використання в цей період автомобілів загального призначення на транспортних операціях при русі дорогами з низьким коефіцієнтом зчеплення малоефективне внаслідок їх невисоких тягово-зчіпних властивостей і виникає необхідність залучення автомобілів підвищеної прохідності.

2. На підставі проведеного аналізу встановлено, що для підвищення ефективності використання колісних вантажних автомобілів на транспортних роботах необхідне підвищення їх тягово-зчіпних властивостей за рахунок коригування величини вертикального навантаження та ваги, що приходить на провідні колеса.

3. Проведений огляд відомих технічних рішень та способів перерозподілу вертикальних навантажень на рушії енергетичного засобу дозволив запропонувати конструкторське рішення технічного завдання з найменшими матеріальними витратами та високими режимно-експлуатаційними характеристиками, призначеними для підвищення ефективності використання енергетичного засобу на транспортних роботах.

4. Отримані теоретичні залежності дозволяють математично обґрунтувати процес перерозподілу ваги з вертикально-зміщуваної частини моста на протилежний рушій, що знаходиться на одній осі та раму транспортного засобу, підтверджуючи гіпотезу, що при встановленні

регулятора власного навантаження пристрій здатний збільшити тягово-зчіпні властивості та поперечну стійкість транспортного засобу за рахунок перерозподілу вагового навантаження в ходовій частині транспортного агрегату.

5. Встановлено, що під час підйому лівого заднього колеса (наїзд на перешкоду, провалювання чи рух схилом) стався перерозподіл навантаження між колесами автомобіля. Так, при підйомі колеса від 0 до 0,2 м вагове навантаження, що припадає на заднє праве колесо, змінилося як у серійного, так і експериментального автомобіля. У серійного - з 9,50 кН до 12,51 кН, а в експериментального з 9,45 кН до 10,20 кН, тобто відповідно на 31,7% та 7,4%. Зміна вагового навантаження переднього правого колеса відповідно склала 28,9% та 21,8%. Отримані дані підтверджують зниження вагового навантаження на колесо, що знаходиться нижче схилом, що дозволяє підвищити поперечну стійкість автомобіля при русі схилом або при наїзді на перешкоду. При опусканні рушії відбувається перерозподіл навантаження як у серійного, так і в експериментального автомобіля. Так, при опусканні лівого заднього колеса відбулося збільшення навантаження на праве заднє колесо у серійного з 10,1 кН до 12,2 кН, а в модернізованого з 10,0 кН до 15,1 кН, відбувся перерозподіл навантаження, який становив відповідно 20% та 50%. Це говорить про те, що використання пропонованого пристрою дозволяє зменшити навантаження на рушій, що знаходиться в найгірших умовах зчеплення з поверхнею у разі провалення в нерівності поверхні руху.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control. 2nd ed. New York: Springer, 2012. 486 p.
2. Gillespie T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1992. 495 p.
3. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. 4th ed. Hoboken: Wiley, 2008. 592 p.
4. Pacejka H. B. Tire and Vehicle Dynamics. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. 642 p.
5. Ellis J. R. Vehicle Dynamics. London: Business Books Limited, 1969. 312 p.
6. Cho W., Choi J., Kim C., Choi S., Yi K. Unified chassis control for the improvement of agility, maneuverability, and lateral stability // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2012. Vol. 61, No. 3. P. 1008–1029.
7. Winkler C. B., Ervin R. D. Rollover of Heavy Commercial Vehicles. Ann Arbor : University of Michigan Transportation Research Institute, 1999. 123 p.
8. Pape D., Arant M., Hall D. et al. Heavy Truck Rollover Characterization (Phase-A) Final Report. Washington: U.S. Department of Transportation, 2000. 214 p.
9. Macmillan R. H. The Mechanics of Tractor-Implement Performance. Melbourne : University of Melbourne, 2002. 358 p.
10. Tajanowski G., Tanaś W., Pawłowski T. Distribution of loadings in transmission of traction power means with all driving wheels and with tyre pressure control systems // Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering. 2007. Vol. 52(2). P. 30–34.
11. Shekhovtsov V. V., Sokolov-Dobrev N. S., Potapov P. V. Decreasing of the dynamic loading of tractor transmission by means of change of the reactive element torsional stiffness // Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. P. 1239–1244.

12. Schertz D. L. Conservation tillage: An analysis of acreage projections in the United States // Journal of Soil and Water Conservation. 1988. Vol. 43(3). P. 256–258.
13. Wilkins D. E., Klepper B. L., Rasmussen P. E. Management of grain stubble for conservation-tillage systems // Soil and Tillage Research. 1988. Vol. 12(1). P. 25–35.
14. Miller M. P., Singer M. J., Nielsen D. R. Spatial variability of wheat yield and soil properties on complex hills // Soil Science Society of America Journal. 1988. Vol. 52(4). P. 1133–1141.
15. FAO. Energy-Smart Food for People and Climate. Rome: Food and Agriculture Organization of the United Nations, 2011. 66 p.
16. ASABE Standards EP496.3. Agricultural Machinery Management Data. St. Joseph: ASABE, 2015. 8 p.
17. ISO 789-1:2018. Agricultural tractors – Test procedures – Part 1: Power tests for power take-off. Geneva: International Organization for Standardization, 2018. 35 p.
18. ISO 2631-1:1997. Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Geneva: ISO, 1997. 31 p.
19. Булгаков В. М., Адамчук В. В. Теорія мобільних енергетичних засобів. Київ : Аграрна наука, 2016. 276 с.
20. Калетнік Г. М. Основи інженерії та технічного забезпечення агропромислового виробництва. Вінниця: Нова книга, 2015. 384 с.
21. Клендій М. В. Експлуатація машин і обладнання в агропромисловому виробництві. Тернопіль: ТНЕУ, 2014. 295 с.
22. Бендера І. М., Яремчук О. С. Енергетична оцінка технологічних процесів у сільському господарстві. Тернопіль: ТНТУ, 2018. 198 с.
23. Войтюк Д. Г., Дубровін В. О. Сільськогосподарські машини. Київ: Каравела, 2015. 552 с.
24. Смоляр В. І. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ : НТУ, 2017. 312 с.

25. Державна служба статистики України: офіційний сайт. URL: Держстат України.
26. Міністерство аграрної політики та продовольства України: офіційний сайт. URL: Мінагрополітики України.
27. ДП «УкрНДНЦ». Каталог національних стандартів України. URL: УкрНДНЦ.
28. Національний транспортний університет. Вісник Національного транспортного університету. URL: Вісник НТУ.
29. OECD-FAO Agricultural Outlook 2024–2033. Paris: OECD Publishing, 2024. URL: OECD Agricultural Outlook.
30. SAE International. Mobility engineering resources and standards. URL: SAE International.

ДОДАТКИ