НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ 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 роботи трактора на схилі удосконаленням ходової системи»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор _____ Братішко В.В.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент _____ Романченко В.М.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ Корж Олександр Григорович
(підпис) (ПІБ)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
тракторів і автомобілів
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 Коржу Олександру Григоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення роботи трактора на схилі удосконаленням ходової системи»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

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

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості колісного трактора універсально-пропашного призначення потужністю 70–90 к.с. (типу New Holland TD5.75 tractor)

Перелік питань які потрібно розробити
Вступ
1 Аналіз умов роботи трактора на схилі та напрямів удосконалення ходової системи
2 Обґрунтування параметрів удосконаленої ходової системи
3 Розроблення конструкції удосконаленої ходової системи
4 Економічна ефективність проєктних рішень
Висновки

Перелік графічного матеріалу: Проблема роботи трактора на схилі, Силова схема та причини втрати стійкості, Недоліки серійної ходової системи, Запропонована комбінована система, Конструкція вузла, Робота системи на схилі, Результати розрахунків (графіки), Економічна ефективність

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____ Романченко В.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Корж О.Г.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломного проєкту бакалавра викладена на 66 сторінках, містить 37 рисунків, 8 таблиць, 15 використаних джерел та графічну частину у вигляді презентаційних матеріалів.

Дипломний проєкт складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків.

Тема дипломного проєкту: «Покращення роботи трактора на схилі удосконаленням ходової системи».

Запропоновано конструкцію комбінованої ходової системи з додатковим опорним елементом, яка забезпечує збільшення площі контакту рушія з ґрунтом, зменшення питомого тиску на опорну поверхню та покращення тягово-зчіпних властивостей трактора. Розроблено конструктивну схему удосконаленої системи та описано принцип її роботи.

У результаті проведених розрахунків установлено, що застосування удосконаленої ходової системи дозволяє зменшити буксування рушіїв із 18 до 11%, підвищити силу зчеплення рушія з ґрунтом та покращити стійкість руху трактора на схилах.

У дипломному проєкті також виконано оцінювання економічної ефективності запропонованого технічного рішення. Розрахунки показали, що термін окупності удосконаленої конструкції становить менше одного року.

Ключові слова: трактор, схил, ходова система, буксування, стійкість руху, коефіцієнт зчеплення, комбінований рушій, опорний елемент.

ЗМІСТ

ВСТУП.....5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РОБОТИ ТРАКТОРА НА СХИЛІ ТА НАПРЯМІВ УДОСКОНАЛЕННЯ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ.....6
1.1 Особливості роботи колісного трактора на схилах.....6
1.2 Вплив рельєфу місцевості на стійкість і тягові показники трактора.....9
1.3 Причини виникнення бокового уводу та буксування рушіїв.....12
1.4 Аналіз існуючих конструкцій ходових систем тракторів.....13
1.5 Обґрунтування напрямку удосконалення ходової системи.....16
РОЗДІЛ 2 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОЇ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ.....19
2.1 Сили, що діють на трактор під час руху на схилі.....19
2.2 Визначення умов стійкого руху трактора на схилі.....22
2.3 Оцінка впливу коефіцієнта зчеплення на роботу рушія.....24
2.4 Обґрунтування параметрів комбінованої ходової системи.....28
2.5 Розрахунок основних параметрів удосконаленої ходової системи.....31
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБЛЕННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА.....36
3.1 Конструкція удосконаленої ходової системи трактора.....36
3.2 Конструкція додаткового опорного елемента.....42
3.3. Аналіз роботи удосконаленої ходової системи трактора на схилі … 49
3.4. Переваги та експлуатаційні особливості удосконаленої ходової системи 53
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЄКТНИХ РІШЕНЬ.....58
4.1 Економічна ефективність удосконалення ходової системи трактора.....58
4.2 Охорона праці під час експлуатації трактора з удосконаленою ходовою системою.....60
ВИСНОВКИ.....63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....64
ДОДАТКИ.....66

ВСТУП

Сучасне сільськогосподарське виробництво характеризується зростанням обсягів механізованих робіт у складних природно-рельєфних умовах. Значна частина орних земель в Україні розташована на схилах, що ускладнює використання машинно-тракторних агрегатів та знижує ефективність їх роботи. Особливо це проявляється при виконанні технологічних операцій поперек схилу, що є необхідною умовою дотримання протиерозійних заходів.

Робота колісних тракторів на схилах супроводжується рядом негативних факторів: виникненням бокового уводу, підвищеним буксуванням рушіїв, зниженням курсової стійкості, нерівномірним розподілом навантаження між колесами. Це призводить до зниження тягових показників, збільшення витрат пального, погіршення якості виконання агротехнологічних операцій та зростання зносу елементів ходової системи.

Стандартні конструкції ходових систем тракторів розраховані переважно на роботу в рівнинних умовах і не забезпечують достатньої ефективності при експлуатації на схилах. Існуючі технічні рішення, такі як використання ґрунтозачепів, зміна тиску в шинах або застосування гусеничних рушіїв, мають обмеження або не забезпечують комплексного вирішення проблеми.

У зв’язку з цим актуальним є удосконалення ходової системи трактора шляхом розроблення комбінованої конструкції, яка дозволить підвищити зчеплення з ґрунтом, зменшити боковий увод та покращити стійкість руху на схилах без істотного ускладнення конструкції та зростання витрат.

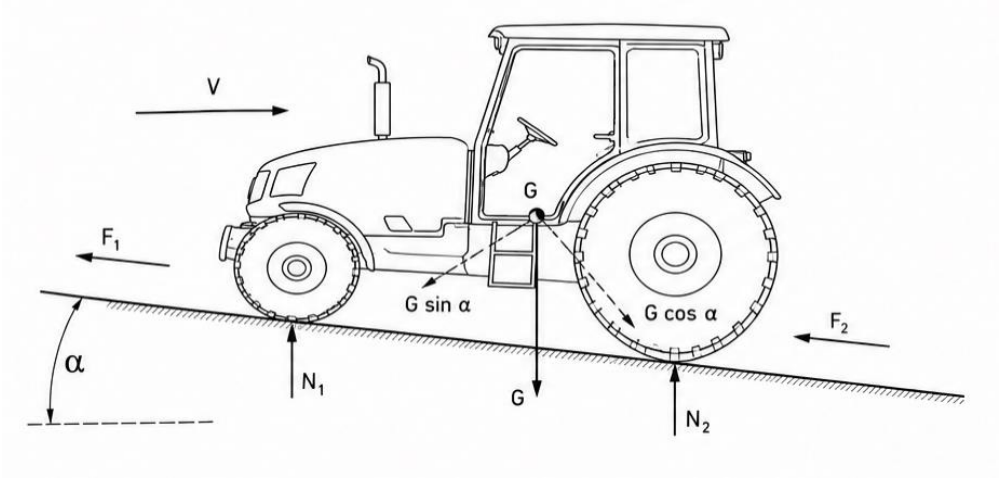
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РОБОТИ ТРАКТОРА НА СХИЛІ ТА НАПРЯМІВ УДОСКОНАЛЕННЯ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ

1.1 Особливості роботи колісного трактора на схилах

Ефективність використання колісних тракторів у сільськогосподарському виробництві значною мірою залежить від рельєфу місцевості та умов експлуатації [1]. Робота машинно-тракторних агрегатів на схилах характеризується складнішими умовами руху порівняно з рівнинними ділянками, оскільки на трактор діють додаткові сили, що впливають на його стійкість, керованість і тягові властивості [2].

Під час виконання польових робіт на схилах застосовують переважно рух агрегатів поперек горизонталей, що дозволяє зменшити розвиток водної ерозії ґрунту та забезпечити дотримання агротехнічних вимог [3]. Проте саме такий режим руху є найбільш складним для колісних тракторів, оскільки виникає бокова складова сили тяжіння, яка спричиняє зміщення машини вниз по схилу.

На рисунку 1.1 наведено схему руху трактора на схилі.



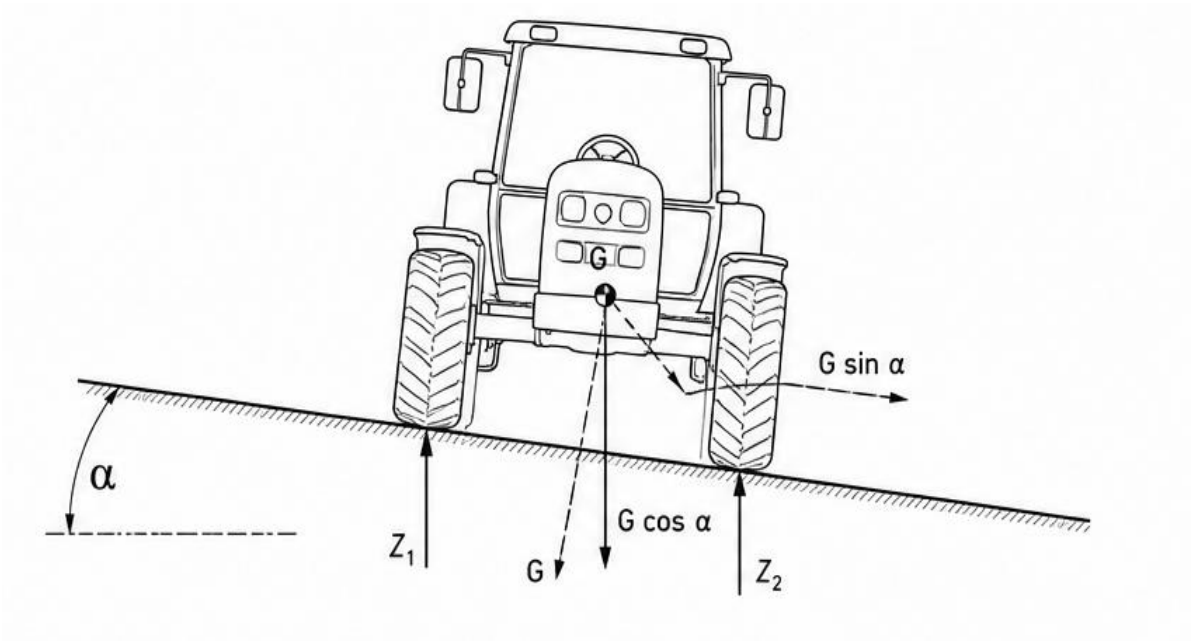
V — напрямок руху трактора; *G* — вага трактора, Н; *α* — кут нахилу схилу, град; N_1 — нормальна реакція опорної поверхні на переднє колесо, Н; N_2 — нормальна реакція опорної поверхні на заднє колесо, Н; F_1 — сила зчеплення переднього колеса, Н; F_2 — сила зчеплення заднього колеса, Н; *Gsinα* — складова ваги трактора, спрямована вздовж схилу; *Gcosα* — складова ваги трактора, перпендикулярна до поверхні схилу.

Рисунок 1.1 – Схема сил, що діють на трактор під час руху вздовж схилу

З рисунка 1.1 видно, що під час руху трактора вздовж схилу змінюється розподіл навантаження між передньою та задньою осями. Зі збільшенням кута нахилу схилу зростає вплив складової сили ваги, спрямованої вздовж поверхні руху, що призводить до підвищення тягового навантаження на рушії та збільшення ймовірності буксування коліс. Це негативно впливає на стійкість руху та енергетичні показники машинно-тракторного агрегату [7].

Під час руху трактора на схилі виникає боковий увод коліс, який полягає у відхиленні траєкторії руху від заданого напрямку [4]. Це пояснюється деформацією пневматичних шин під дією бокових сил та недостатнім зчепленням рушія з ґрунтом. Особливо інтенсивно боковий увод проявляється на вологих і розпушених ґрунтах, де коефіцієнт зчеплення значно зменшується.

На колісний трактор під час руху по схилу діють сила тяжіння, нормальна реакція опорної поверхні, сила зчеплення рушія з ґрунтом та бокова складова ваги машини [5]. Схему сил, що діють на трактор, наведено на рисунку 1.2.



G — вага трактора, Н; *α* — кут нахилу схилу, град; Z_1 — реакція опорної поверхні на колесо, розташоване на підвищеному боці схилу, Н; Z_2 — реакція опорної поверхні на колесо, розташоване на нижньому боці схилу, Н; *Gsinα* — бокова складова ваги трактора, спрямована вниз схилом; *Gcosα* — складова ваги, перпендикулярна до поверхні схилу.

Рисунок 1.2 – Схема сил, що діють на трактор під час руху поперек схилу

Наведена схема ілюструє дію бокової складової сили тяжіння, яка під час руху трактора на схилі спричиняє його зміщення в напрямку пониження рельєфу. При цьому навантаження на нижнє по схилу колесо збільшується, а на верхнє — зменшується, що негативно впливає на стійкість руху та тягово-зчіпні властивості трактора [6].

Умову стійкого руху трактора на схилі можна записати у вигляді [6]:

$$G_{\sin\alpha} \le \varphi G_{\cos\alpha}, \tag{1.1}$$

де G — вага трактора, Н; α — кут нахилу схилу, град; φ — коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом.

Із залежності (1.1) видно, що зі збільшенням кута нахилу схилу або зі зменшенням коефіцієнта зчеплення погіршується поперечна стійкість трактора та зростає ймовірність його бокового сповзання. У реальних умовах експлуатації це призводить до збільшення буксування рушіїв, погіршення курсової стійкості та зниження продуктивності машинно-тракторного агрегату.

Для тракторів універсально-пропашного призначення, зокрема тракторів типу New Holland TD5.75 tractor, робота на схилах супроводжується нерівномірним розподілом навантаження між колесами [7]. Нижні по схилу колеса сприймають більше навантаження, ніж верхні, унаслідок чого погіршується курсова стійкість машини та збільшується зношування шин.

Під час роботи на схилах також знижуються тягові показники трактора [8]. Частина потужності двигуна витрачається на подолання додаткового опору руху та втрат, пов’язаних із буксуванням рушіїв. Це призводить до збільшення витрат пального та зниження продуктивності машинно-тракторного агрегату.

На рисунку 1.3 наведено характер бокового уводу колісного трактора під час руху поперек схилу.

Крім погіршення тягово-зчіпних властивостей, робота трактора на схилі негативно впливає на умови праці механізатора. Необхідність постійного коригування траєкторії руху, підвищене навантаження на рульове керування та складні умови маневрування призводять до швидкої втоми оператора та зниження безпеки виконання технологічних операцій [9].

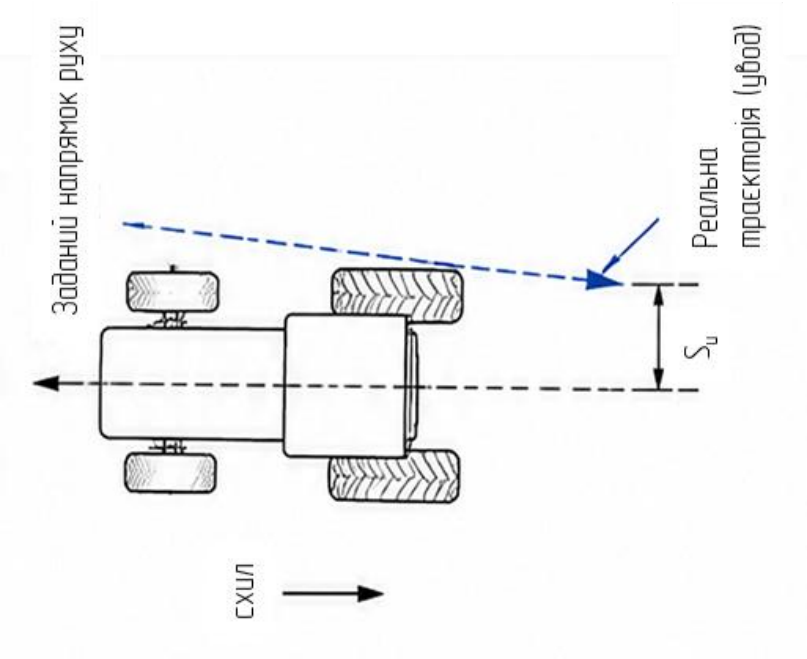


Рисунок 1.3 – Боковий увод колісного трактора на схилі

Для підвищення ефективності роботи тракторів на схилах застосовують різні конструктивні рішення: збільшення ширини колії, використання спеціальних шин, встановлення додаткових ґрунтозачепів, застосування гусеничних і напівгусеничних рушіїв [10]. Однак більшість існуючих рішень характеризуються складністю конструкції або значними витратами на переобладнання техніки.

У зв’язку з цим актуальним є удосконалення ходової системи трактора шляхом застосування комбінованої конструкції рушія, яка забезпечить покращення зчеплення з ґрунтом, зменшення бокового уводу та підвищення стійкості руху машини під час роботи на схилах.

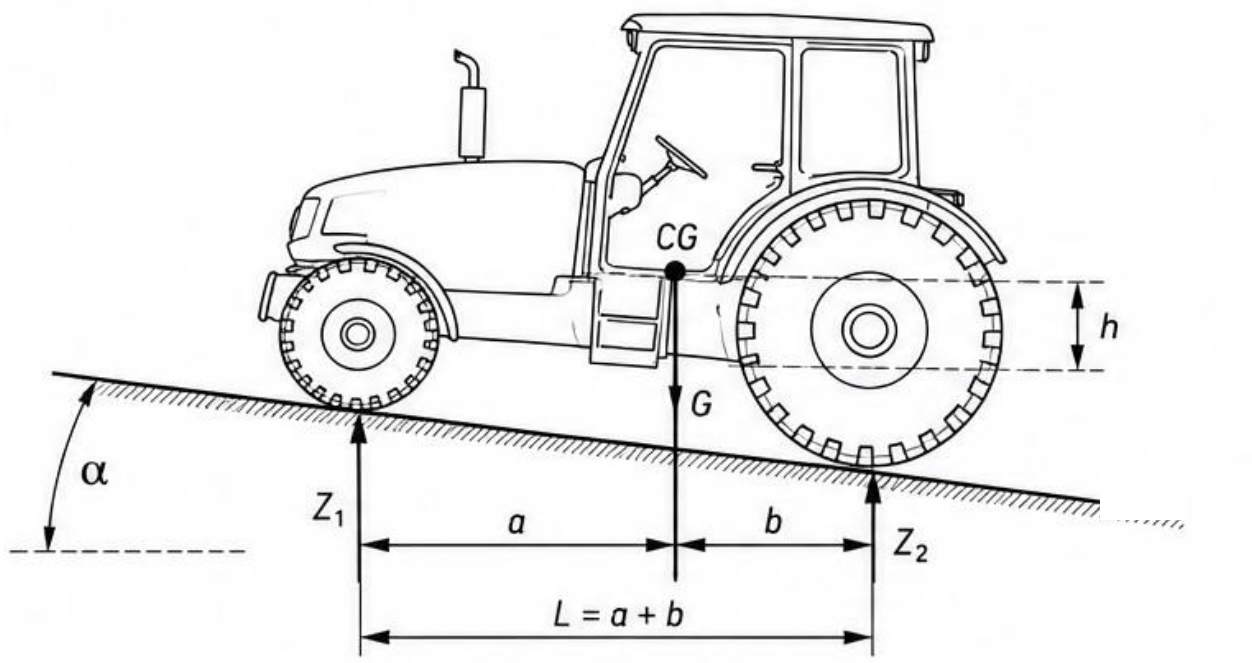
1.2 Вплив рельєфу місцевості на стійкість і тягові показники трактора

Рельєф місцевості є одним із основних факторів, що впливають на ефективність роботи колісних тракторів під час виконання сільськогосподарських операцій [5]. Під час роботи на схилах змінюються умови навантаження ходової системи, погіршується використання тягової потужності двигуна та зростають втрати енергії на буксування рушіїв.

На відміну від роботи на горизонтальних ділянках, під час руху по схилу частина ваги трактора створює додаткову складову сили опору, спрямовану вздовж поверхні руху [6]. У результаті цього збільшується навантаження на двигун і трансмісію, а також зменшується ефективна потужність, що використовується для виконання технологічної операції.

На рисунку 1.4 наведено схему перерозподілу навантажень на осі трактора під час руху на схилі.

Подана схема відображає зміну розподілу вертикальних навантажень між передньою та задньою осями трактора під час руху по схилу. При цьому навантаження на задні колеса збільшується, а на передні — зменшується. Це впливає на тягово-зчіпні властивості рушіїв, керованість трактора та ефективність використання потужності двигуна [7].



G — вага трактора, Н; *CG* — центр мас трактора; *α* — кут нахилу схилу, град; Z_1 — реакція опорної поверхні на передню вісь, Н; Z_2 — реакція опорної поверхні на задню вісь, Н; *a* — відстань від вертикальної проєкції центру мас до передньої осі, м; *b* — відстань від вертикальної проєкції центру мас до задньої осі, м; *L* — колісна база трактора, м; *h* — висота розташування центру мас, м.

Рисунок 1.4 – Схема перерозподілу навантажень на осі трактора під час руху на схилі

Складову сили опору руху трактора на схилі визначають за залежністю [5]:

$$P_\alpha = G_{\sin\alpha}, \tag{1.2}$$

де P_α — сила опору руху на схилі, Н; G — вага трактора, Н; α — кут нахилу схилу, град.

З аналізу формули (1.2) випливає, що зі збільшенням кута нахилу схилу зростає складова сили тяжіння, яка перешкоджає руху трактора вздовж поверхні схилу. Унаслідок цього підвищується навантаження на рушії та збільшуються витрати потужності двигуна на подолання підйому.

Під час роботи на схилах також змінюється розподіл вертикальних навантажень між передньою та задньою осями трактора [7]. При русі на підйом збільшується навантаження на задні колеса, а під час спуску — на передні. Нерівномірний розподіл навантаження погіршує умови роботи рушіїв та знижує стійкість руху машини.

Для колісних тракторів значний вплив має також зміна коефіцієнта зчеплення рушіїв із ґрунтом [9]. На вологих або розпушених ґрунтах зростає буксування коліс, що призводить до додаткових втрат потужності та збільшення витрат пального.

Коефіцієнт буксування рушія визначають за формулою [6]:

$$\delta = \frac{Vm - V\partial}{Vm} \cdot 100, \tag{1.3}$$

де δ — буксування рушія, %; V_m — теоретична швидкість руху трактора, м/с; V_∂ — дійсна швидкість руху трактора, м/с.

Зі збільшенням буксування погіршуються тягові показники трактора, зростає зношування шин та зменшується продуктивність машинно-тракторного агрегату [8].

Для тракторів типу New Holland TD5.75 tractor ефективність роботи на схилах значною мірою залежить від параметрів ходової системи, конструкції шин та умов контакту рушія з ґрунтом [15]. Тому одним із перспективних напрямів підвищення ефективності роботи тракторів є удосконалення ходової системи шляхом застосування комбінованої конструкції рушія, яка забезпечить

покращення тягово-зчіпних властивостей та зменшення втрат потужності під час роботи на схилах.

1.3 Причини виникнення бокового уводу та буксування рушіїв

Під час експлуатації колісних тракторів на схилах ефективність роботи машинно-тракторного агрегату значною мірою залежить від умов взаємодії рушіїв із ґрунтом [5]. Недостатня стійкість трактора та погіршення тягово-зчіпних властивостей ходової системи призводять до виникнення бокового уводу та підвищеного буксування коліс.

Однією з основних причин бокового уводу є дія бокової складової сили тяжіння, яка виникає під час руху трактора поперек схилу [8]. Під дією цієї сили порушується рівновага між боковими реакціями ґрунту та силами зчеплення рушіїв. Унаслідок цього трактор зміщується вниз по схилу відносно заданої траєкторії руху.

На величину бокового уводу суттєво впливають: кут нахилу схилу; ширина колії трактора; висота центра тяжіння; стан поверхні ґрунту; конструкція та технічний стан шин [7].

На рисунку 1.5 наведено вплив деформації шини на виникнення бокового уводу колісного трактора.

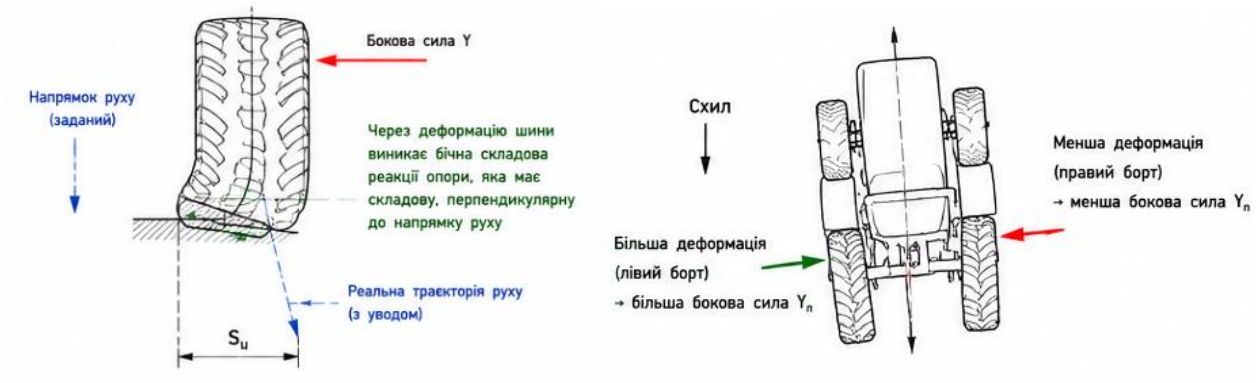


Рисунок 1.5 – Вплив деформації шини на боковий увод трактора

Схема демонструє, що під дією бокового навантаження відбувається деформація пневматичної шини, яка супроводжується зміною форми контактної поверхні колеса з ґрунтом. Це призводить до погіршення утримання трактора на заданій траєкторії руху та збільшення бокового зміщення машини.

Суттєвою причиною погіршення стійкості руху є також недостатня площа контакту рушія з опорною поверхнею [6]. Для серійних колісних тракторів під час роботи на вологих або розпушених ґрунтах характерним є зниження коефіцієнта зчеплення, унаслідок чого зростає ймовірність проковзування коліс.

Буксування рушіїв виникає у випадку, коли дотична сила тяги перевищує силу зчеплення колеса з ґрунтом [9]. У таких умовах частина енергії двигуна витрачається на проковзування рушія, а не на виконання корисної роботи.

Силу зчеплення рушія з ґрунтом визначають за формулою [5]:

$$P_{\varphi} = \varphi Z , \tag{1.4}$$

де P_{φ} — сила зчеплення рушія з ґрунтом, Н; φ — коефіцієнт зчеплення;
Z — нормальна реакція опорної поверхні, Н.

Із формули (1.4) видно, що величина сили зчеплення безпосередньо залежить від вертикального навантаження на колесо та коефіцієнта зчеплення рушія з ґрунтом. При зменшенні одного з цих параметрів погіршуються тягово-зчіпні властивості трактора та зростає буксування коліс.

Для тракторів типу New Holland TD5.75 tractor додатковим фактором виникнення буксування є нерівномірний розподіл навантаження між колесами під час роботи на схилах [15]. Унаслідок цього частина рушіїв працює в умовах недостатнього зчеплення з ґрунтом, що знижує ефективність використання потужності двигуна.

Таким чином, основними причинами виникнення бокового уводу та буксування рушіїв є недостатні тягово-зчіпні властивості серійної ходової системи, нерівномірний розподіл навантаження на колеса та погіршення умов контакту рушія з ґрунтом. Це обумовлює необхідність удосконалення ходової системи трактора для підвищення ефективності його роботи на схилах.

1.4 Аналіз існуючих конструкцій ходових систем тракторів

Ходова система трактора є одним із основних елементів, що визначають його тягово-зчіпні властивості, прохідність, стійкість руху та ефективність роботи в різних умовах експлуатації [1]. Для роботи на схилах конструкція рушія

має особливе значення, оскільки саме через ходову систему забезпечується передача тягового зусилля та утримання трактора на заданій траєкторії руху.

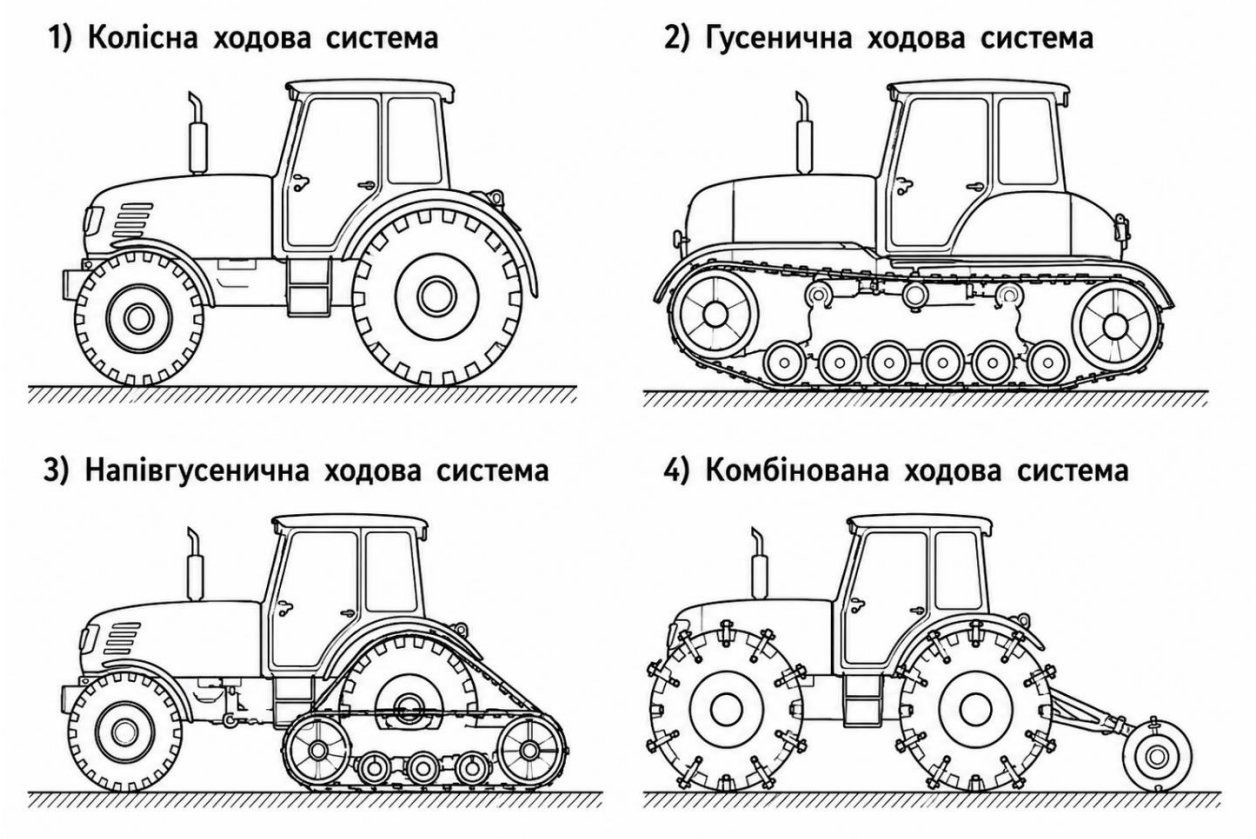
У сучасному тракторобудуванні найбільшого поширення набули колісні та гусеничні ходові системи [2]. Колісні трактори характеризуються вищою транспортною швидкістю, простішою конструкцією та меншими експлуатаційними витратами. Проте під час роботи на схилах їх ефективність знижується через недостатні тягово-зчіпні властивості та підвищене буксування рушіїв.

Гусеничні рушії забезпечують кращу прохідність і менший питомий тиск на ґрунт завдяки більшій площі контакту з опорною поверхнею [5]. Крім цього, гусеничні трактори мають вищу стійкість руху на схилах та менше буксування порівняно з колісними машинами. Однак такі ходові системи характеризуються складнішою конструкцією, більшою масою та значними витратами на технічне обслуговування. На рисунку 1.6 наведено основні типи ходових систем тракторів.

Порівняння наведених типів ходових систем показує, що колісні та гусеничні рушії відрізняються конструктивними особливостями й умовами взаємодії з ґрунтом. Колісні системи забезпечують кращу маневреність і транспортну швидкість, тоді як гусеничні — більшу площу контакту та кращі тягово-зчіпні властивості.

Для підвищення ефективності роботи колісних тракторів на схилах застосовують різні конструктивні рішення [6]: збільшення ширини колії; використання шин зі збільшеною площею контакту; встановлення додаткових ґрунтозачепів; використання здвоєних коліс; застосування напівгусеничних рушіїв.

Одним із найбільш поширених способів покращення тягово-зчіпних властивостей є використання шин із розвиненим рисунком протектора [7]. Такі шини забезпечують краще зчеплення з ґрунтом та зменшують буксування рушіїв. Проте зі збільшенням глибини протектора зростають втрати потужності на кочення та погіршуються транспортні характеристики трактора.



1) Колісна ходова система. Рушіями є колеса. Передача тягового зусилля здійснюється через контакт шин із поверхнею ґрунту. Характеризується високою транспортною швидкістю та маневровістю. 2) Гусенична ходова система. Рушіями є гусеничні стрічки, які забезпечують збільшену площу контакту з ґрунтом. Відзначається зменшеним питомим тиском на поверхню та підвищеною прохідністю. 3) Напівгусенична ходова система. Поєднує колісний передній рушій та гусеничний задній рушій. Забезпечує покращення тягово-зчіпних властивостей і прохідності трактора в складних умовах експлуатації. 4) Комбінована ходова система. Колісний рушій доповнюється додатковими опорними елементами для підвищення стійкості руху, зменшення буксування та покращення розподілу навантаження на ґрунт.

Рисунок 1.6 – Основні типи ходових систем тракторів

Для роботи в складних умовах експлуатації також застосовують здвоєні колеса, які дозволяють збільшити площу контакту рушія з ґрунтом і зменшити питомий тиск на поверхню [9]. Однак використання здвоєних коліс ускладнює конструкцію ходової системи та знижує маневреність машини.

Перспективним напрямом удосконалення ходових систем є застосування комбінованих рушіїв, які поєднують переваги колісних і гусеничних систем [11]. Такі конструкції дозволяють підвищити прохідність і зменшити буксування без істотного збільшення маси трактора.

Для тракторів типу New Holland TD5.75 tractor застосування комбінованої ходової системи є доцільним у зв'язку з необхідністю покращення роботи на схилах та зменшення втрат потужності на буксування [15].

Проведений аналіз показує, що існуючі серійні ходові системи не повністю забезпечують необхідну стійкість руху та ефективність роботи тракторів на схилах. Це обумовлює необхідність удосконалення конструкції рушія шляхом застосування комбінованої ходової системи, яка забезпечить покращення тягово-зчіпних властивостей і зменшення бокового уводу трактора.

1.5 Обґрунтування напрямку удосконалення ходової системи

Проведений аналіз умов роботи колісних тракторів на схилах показав, що основними факторами, які знижують ефективність машинно-тракторного агрегату, є погіршення стійкості руху, підвищене буксування рушіїв та недостатні тягово-зчіпні властивості ходової системи [5]. У процесі експлуатації на схилах серійні колісні рушії не забезпечують достатнього утримання трактора на заданій траєкторії руху, що призводить до зниження продуктивності та збільшення витрат пального.

Однією з причин погіршення роботи трактора є обмежена площа контакту колеса з ґрунтом [6]. Унаслідок цього зростає питомий тиск на опорну поверхню та погіршуються умови реалізації тягового зусилля. Особливо інтенсивно ці явища проявляються під час роботи на вологих і розпушених ґрунтах, де коефіцієнт зчеплення рушія зменшується.

Для підвищення ефективності роботи тракторів на схилах використовують різні способи удосконалення ходових систем: збільшення ширини колії, застосування шин зі збільшеною площею контакту, встановлення додаткових ґрунтозачепів, використання здвоєних коліс або напівгусеничних рушіїв [7].

Проте більшість таких рішень або потребують значного ускладнення конструкції, або супроводжуються збільшенням маси машини та підвищенням експлуатаційних витрат. На рисунку 1.7 наведено один із варіантів комбінованої ходової системи трактора.

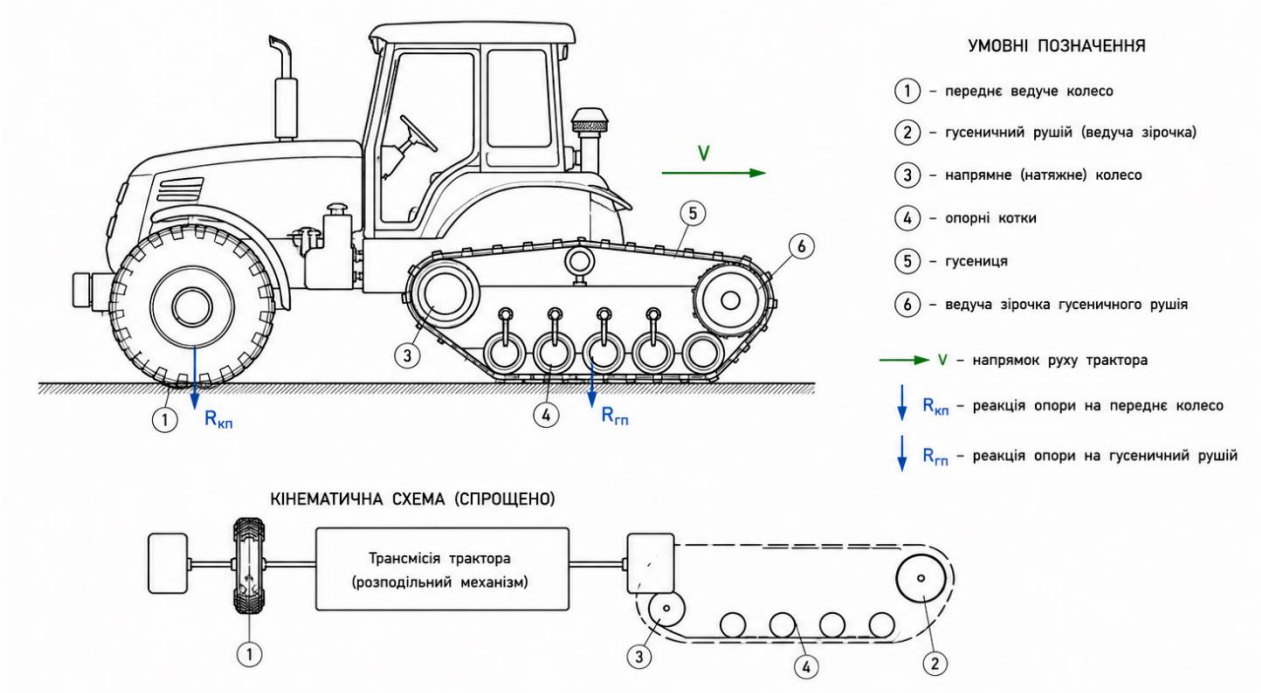


Рисунок 1.7 – Схема комбінованої ходової системи трактора

Подана схема ілюструє принцип поєднання переваг колісного та гусеничного рушіїв у межах комбінованої ходової системи. Завдяки збільшенню площі контакту з ґрунтом покращуються тягово-зчіпні властивості трактора, зменшується буксування та підвищується стійкість руху на схилах.

Одним із основних показників ефективності роботи ходової системи є коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом [9]. Зі збільшенням площі контакту рушія з опорною поверхнею покращуються умови передачі тягового зусилля та зменшується ймовірність проковзування коліс.

Середній питомий тиск рушія на ґрунт визначають за формулою [5]:

$$q = \frac{G}{F}, \tag{1.5}$$

де q — питомий тиск рушія на ґрунт, Па; G — вага трактора, Н; F — площа контакту рушія з ґрунтом, м².

Із залежності (1.5) видно, що зі збільшенням площі контакту рушія з ґрунтом питомий тиск зменшується. Це дозволяє покращити прохідність трактора, знизити буксування та зменшити ущільнення ґрунту.

Для тракторів типу New Holland TD5.75 tractor найбільш доцільним напрямом удосконалення є застосування комбінованої ходової системи з додатковими елементами, які забезпечують збільшення площі контакту рушія з ґрунтом без істотного ускладнення базової конструкції [15].

Застосування комбінованої ходової системи дозволить:

- підвищити стійкість руху трактора на схилах;
- зменшити буксування рушіїв;
- покращити тягово-зчіпні властивості;
- знизити втрати потужності;
- зменшити питомий тиск на ґрунт.

Таким чином, проведений аналіз підтверджує доцільність удосконалення ходової системи трактора шляхом застосування комбінованої конструкції рушія, що дозволить підвищити ефективність роботи машинно-тракторного агрегату на схилах.

Проведений аналіз умов роботи колісних тракторів на схилах показав, що основними причинами зниження ефективності машинно-тракторного агрегату є погіршення стійкості руху, нерівномірний розподіл навантаження на рушії, підвищене буксування та недостатні тягово-зчіпні властивості серійної ходової системи [5–7]. Встановлено, що для підвищення ефективності роботи трактора на схилах доцільним є застосування комбінованої ходової системи, яка забезпечить збільшення площі контакту рушія з ґрунтом та покращення умов реалізації тягового зусилля.

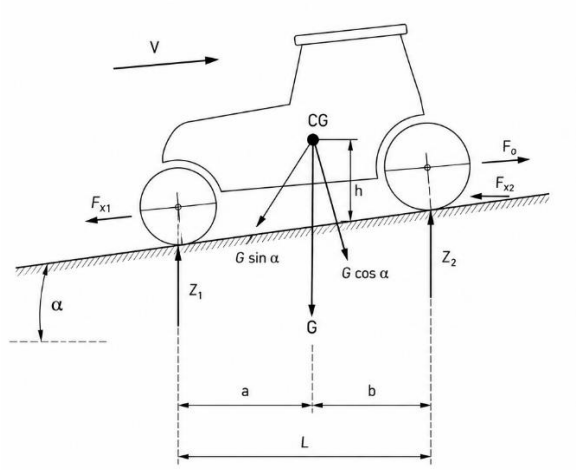
У зв’язку з цим виникає необхідність обґрунтування параметрів удосконаленої ходової системи, визначення умов забезпечення стійкого руху трактора на схилі та виконання розрахунків основних параметрів комбінованого рушія. Це є основним завданням другого розділу дипломного проєкту.

РОЗДІЛ 2 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОЇ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ

2.1 Сили, що діють на трактор під час руху на схилі

Під час руху трактора по схилу на його ходову систему діють сили, які впливають на стійкість руху, величину буксування рушіїв та ефективність реалізації тягового зусилля [5]. Для оцінювання умов роботи удосконаленої ходової системи необхідно визначити основні силові фактори, що виникають під час руху трактора поперек схилу.

Розрахункову схему сил, що діють на трактор на схилі, наведено на рисунку 2.1. (у розрахунковій схемі не враховано сили опору повітря та внутрішні втрати в трансмісії трактора.)



G — вага трактора, Н; *CG* — центр мас трактора; *α* — кут нахилу схилу, град; *V* — напрямок руху трактора; Z_1 — нормальна реакція опорної поверхні на передню вісь, Н; Z_2 — нормальна реакція опорної поверхні на задню вісь, Н; F_{x1} — сила зчеплення передніх коліс, Н; F_{x2} — сила зчеплення задніх коліс, Н; F_o — сила опору руху, Н; *Gsinα* — складова ваги трактора, спрямована вздовж схилу, Н; *Gcosα* — складова ваги трактора, перпендикулярна до поверхні схилу, Н; *a* — відстань від вертикальної проєкції центру мас до передньої осі, м; *b* — відстань від вертикальної проєкції центру мас до задньої осі, м; *L* — колісна база трактора, м; *h* — висота розташування центру мас, м.

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема сил, що діють на трактор під час руху на схилі

На трактор під час руху на схилі діють: сила ваги трактора G; нормальна складова сили ваги $P_н$; бокова складова сили ваги $P_б$; нормальні реакції опорної поверхні; сили зчеплення рушіїв із ґрунтом [6].

Бокова складова сили ваги визначається за формулою [5]:

$$P_б = G\sin\alpha, \tag{2.1}$$

де $P_б$ — бокова складова сили ваги, Н; G — вага трактора, Н; α — кут нахилу схилу, град.

Для трактора типу New Holland TD5.75 tractor приймаємо експлуатаційну масу m=3600 кг.

Тоді вага трактора становить:

$$G = mg, \tag{2.2}$$

де m — маса трактора, кг; g — прискорення вільного падіння, м/с².

Після підстановки значень отримуємо:

$$G = 3600 \cdot 9.81 = 35316\,H$$

Для схилу з кутом нахилу 8° бокова складова сили ваги становить:

$$P_б = 35316\sin 8^\circ$$

$$P_б = 4915\,H$$

Отримане значення показує, що під час руху поперек схилу на трактор діє значна бокова сила, яка спричиняє зміщення машини вниз по схилу та погіршує стійкість руху.

Нормальну складову сили ваги визначають за формулою [5]:

$$P_н = G\cos\alpha, \tag{2.3}$$

де $P_н$ — нормальна складова сили ваги, Н.

Для кута нахилу схилу 8°:

$$P_н = 35316\cos 8^\circ$$

$$P_н = 34972\,H$$

Нормальна складова сили ваги визначає величину вертикального навантаження на рушії та безпосередньо впливає на силу зчеплення коліс із ґрунтом [7].

Силу зчеплення рушія з ґрунтом визначають за залежністю [6]:

$$P_{\varphi} = \varphi P_{н}\,, \tag{2.4}$$

де P_{φ} — сила зчеплення рушія з ґрунтом, Н; φ — коефіцієнт зчеплення.

Для середньосуглинкового ґрунту приймаємо φ=0.65. Тоді:

$$P_{\varphi} = 0.65 \cdot 34972$$

$$P_{\varphi} = 22732\,H$$

Отримане значення перевищує бокову складову сили ваги, однак при збільшенні кута нахилу схилу або зменшенні коефіцієнта зчеплення стійкість руху трактора буде погіршуватися. На рисунку 2.2 наведено графік залежності бокової складової сили ваги від кута нахилу схилу.

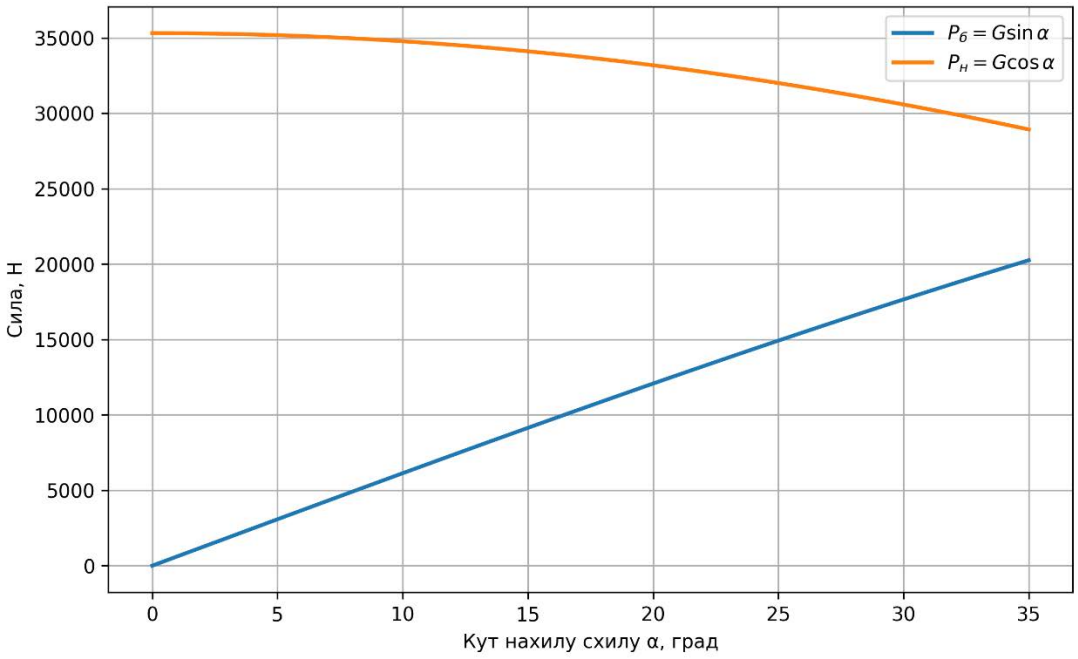


Рисунок 2.2 – Залежність бокової складової сили ваги від кута нахилу схилу

Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням кута нахилу схилу інтенсивність зростання бокової складової сили ваги підвищується. Це призводить до збільшення навантаження на ходову систему та погіршення поперечної стійкості трактора.

Таким чином, під час роботи трактора на схилі виникають значні додаткові навантаження на рушії, які негативно впливають на стійкість руху та тягово-зчіпні властивості машини. Одним із напрямів зменшення негативного впливу

цих факторів є застосування комбінованої ходової системи зі збільшеною площею контакту рушія з ґрунтом.

2.2 Визначення умов стійкого руху трактора на схилі

Стійкість руху трактора на схилі є одним із основних показників ефективності роботи ходової системи [5]. Під час виконання технологічних операцій на схилах на трактор діють сили, які можуть спричиняти бокове сповзання, порушення прямолінійності руху або втрату поперечної стійкості машини.

Для забезпечення стійкого руху необхідно, щоб сили зчеплення рушіїв із ґрунтом компенсували дію бокової складової сили тяжіння [6]. При недостатньому зчепленні виникає зміщення трактора вниз по схилу та погіршується ефективність роботи машинно-тракторного агрегату.

Умову стійкого руху трактора на схилі визначають за залежністю [7]:

$$G\sin\alpha \le \varphi G\cos\alpha, \tag{2.5}$$

де $G\sin\alpha$ — бокова складова сили тяжіння, Н; $\varphi G\cos\alpha$ — сила зчеплення рушія з ґрунтом, Н; G — вага трактора, Н; α — кут нахилу схилу, град; φ — коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом.

Після перетворення залежності (2.5) отримаємо умову забезпечення стійкого руху:

$$\tan\alpha \le \varphi, \tag{2.6}$$

Аналіз залежності (2.6) свідчить, що граничний кут нахилу схилу безпосередньо визначається коефіцієнтом зчеплення рушія з ґрунтом. При зменшенні коефіцієнта зчеплення знижується допустимий кут схилу, за якого забезпечується стійкий рух трактора.

Для трактора типу New Holland TD5.75 tractor приймаємо коефіцієнт зчеплення на середньосуглинковому ґрунті: φ=0.65.

Тоді граничний кут схилу становить:

$$\alpha = \arctan(0.65)$$

$$\alpha = 33^{\circ}$$

Отримане значення є теоретичним граничним кутом стійкості. У реальних умовах експлуатації необхідно враховувати динамічні навантаження, нерівності поверхні поля, деформацію шин та нерівномірність розподілу навантаження між колесами [8]. Тому робочий кут схилу повинен бути меншим за розрахункове значення.

Одним із факторів, що впливають на стійкість руху трактора, є положення центра тяжіння машини [9]. При збільшенні висоти центра тяжіння підвищується ймовірність втрати поперечної стійкості, особливо під час руху поперек схилу.

Граничний кут поперечної стійкості визначають за формулою [5]:

$$\tan \alpha_{кр} = \frac{0.5B}{h_ц}, \tag{2.7}$$

де $\alpha_{кр}$ — граничний кут поперечної стійкості, град; B — ширина колії трактора, м; $h_ц$ — висота центра тяжіння трактора, м.

Для трактора приймаємо:

- ширину колії B=1.8 м;
- висоту центра тяжіння $h_ц$=1.1 м.

Тоді:

$$\tan \alpha_{кр} = \frac{0.5 \cdot 1.8}{1.1}$$

$$\tan \alpha_{кр} = 0.818$$

$$\alpha_{кр} = 39^\circ$$

Отримане значення показує, що при перевищенні кута нахилу схилу понад 39° виникає небезпека втрати поперечної стійкості трактора. На рисунку 2.3 наведено графік Залежність запасу стійкого руху трактора від кута нахилу схилу.

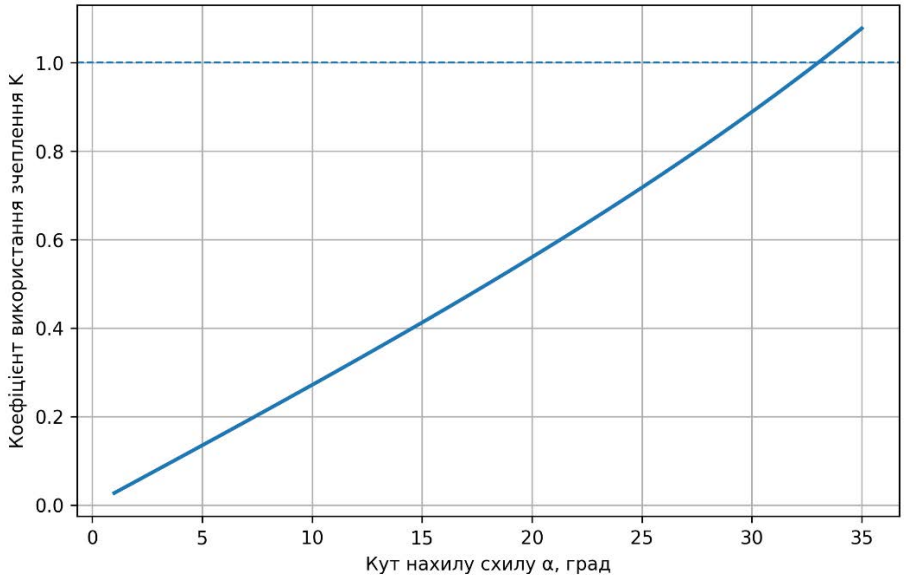


Рисунок 2.3 – Залежність запасу стійкого руху трактора від кута нахилу схилу

Із графіка видно, що зі збільшенням кута нахилу схилу коефіцієнт стійкості трактора зменшується. Найбільш різке погіршення стійкості спостерігається при кутах понад 15°, що супроводжується зростанням бокового уводу та буксування рушіїв.

Для підвищення стійкості руху трактора на схилах доцільним є застосування комбінованої ходової системи, яка забезпечує збільшення площі контакту рушія з ґрунтом та покращення умов реалізації тягового зусилля. Це дозволяє зменшити бокове сповзання трактора та підвищити ефективність його роботи на схилах.

2.3 Оцінка впливу коефіцієнта зчеплення на роботу рушія

У попередніх підрозділах було встановлено, що стійкість руху трактора на схилі значною мірою визначається співвідношенням між боковою складовою сили ваги та силою зчеплення рушіїв із ґрунтом. Тому одним із основних факторів, який впливає на ефективність роботи ходової системи, є коефіцієнт зчеплення φ [5].

Коефіцієнт зчеплення залежить від: типу та вологості ґрунту; конструкції протектора шин; вертикального навантаження на рушії; площі контакту колеса з опорною поверхнею; ступеня буксування рушія [6].

Для колісних тракторів під час роботи на схилах зменшення коефіцієнта зчеплення призводить до погіршення стійкості руху, збільшення буксування та зниження ефективності використання потужності двигуна [7].

Силу зчеплення рушія з ґрунтом визначають за залежністю:

$$P_{\varphi} = \varphi P_{н}\,, \tag{2.8}$$

де P_{φ} — сила зчеплення рушія з ґрунтом, Н; φ — коефіцієнт зчеплення; $P_{н}$ — нормальна складова сили ваги, Н.

Для трактора масою 3600 кг при куті нахилу схилу 8° нормальна складова сили ваги, згідно з формулою (2.4), становить:

$$P_{н} = 34972\,H.$$

Для оцінювання впливу коефіцієнта зчеплення виконаємо розрахунок сили зчеплення при різних значеннях φ.

При φ=0,40:

$$P_{\varphi} = 0,40 \cdot 34972 = 13989\,H.$$

При φ=0,50:

$$P_{\varphi} = 0,50 \cdot 34972 = 17486\,H.$$

При φ=0,65:

$$P_{\varphi} = 0,65 \cdot 34972 = 22732\,H.$$

При φ=0,75:

$$P_{\varphi} = 0,75 \cdot 34972 = 26229\,H.$$

Результати розрахунків наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вплив коефіцієнта зчеплення на силу зчеплення рушія

Коефіцієнт зчеплення φ	Сила зчеплення P_{φ}, Н
0,40	13989
0,50	17486
0,65	22732
0,75	26229

Аналіз наведених у таблиці 2.1 даних свідчить, що зі збільшенням коефіцієнта зчеплення суттєво зростає сила, яку рушій здатний реалізувати без буксування. Це дозволяє зменшити буксування коліс та покращити стійкість руху трактора на схилі.

Одним із показників ефективності роботи рушія є буксування коліс [8]. Зі збільшенням буксування частина потужності двигуна витрачається на проковзування рушія відносно ґрунту, що призводить до зниження продуктивності машинно-тракторного агрегату.

Буксування рушія визначають за формулою [6]:

$$\delta = \frac{\mathrm{V}m - \mathrm{V}\partial}{\mathrm{V}m} \cdot 100, \qquad (2.9)$$

де δ — буксування рушія, %; V_m — теоретична швидкість руху трактора, м/с; V_∂ — дійсна швидкість руху трактора, м/с.

Для оцінювання впливу коефіцієнта зчеплення на буксування приймаємо:

- теоретичну швидкість руху Vт=2,5 м/с;
- дійсну швидкість при різних умовах зчеплення.

Результати розрахунків наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Вплив коефіцієнта зчеплення на буксування рушія

φ	V_∂, м/с	δ, %
0,40	1,90	24
0,50	2,05	18
0,65	2,22	11
0,75	2,32	7

Для наочного оцінювання впливу коефіцієнта зчеплення на величину буксування рушія результати розрахунків, наведені в таблиці 2.2, подано графічно на рисунку 2.4. Аналіз графічної залежності дозволяє оцінити характер зміни буксування коліс при покращенні умов взаємодії рушія з ґрунтом.

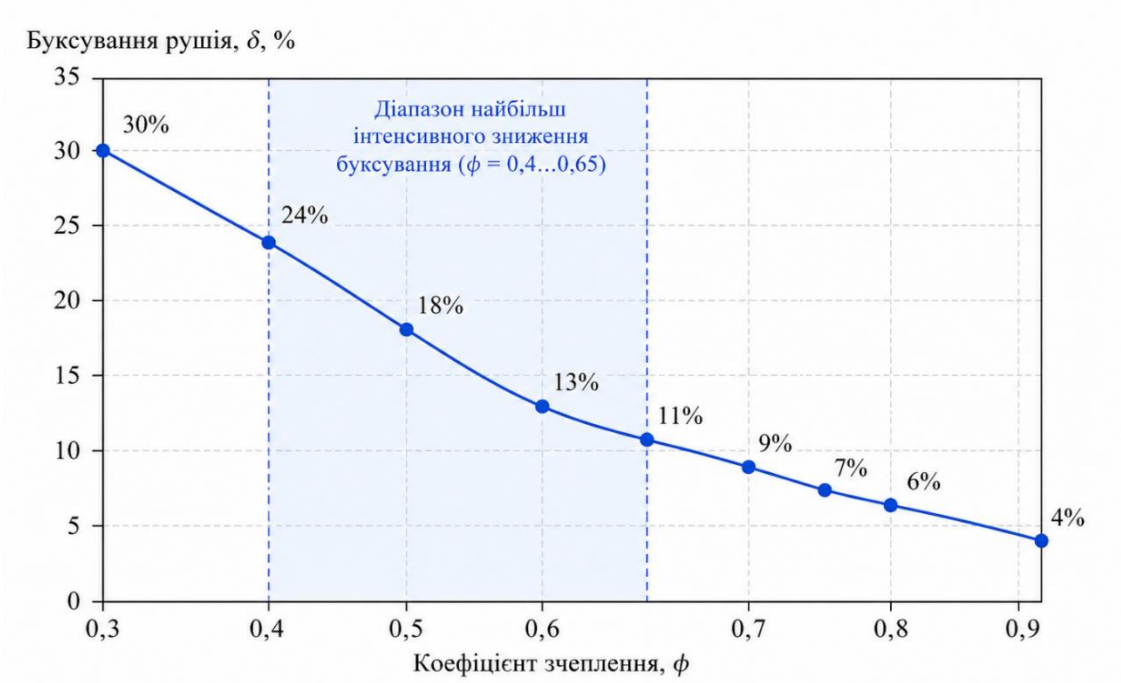


Рисунок 2.4 – Залежність буксування рушія від коефіцієнта зчеплення

Для оцінювання впливу зчіпних властивостей рушія на характер руху трактора побудовано залежність буксування від коефіцієнта зчеплення. Отримана закономірність дозволяє оцінити межі ефективної реалізації тягового зусилля залежно від умов контакту рушія з ґрунтом. Аналіз залежності показує, що найбільш інтенсивне зменшення буксування відбувається в діапазоні значень коефіцієнта зчеплення φ=0,4–0,65. Подальше збільшення коефіцієнта зчеплення супроводжується менш вираженим ефектом, що свідчить про поступове наближення режиму роботи рушія до оптимального.

Для тракторів типу New Holland TD5.75 tractor одним із найбільш ефективних способів підвищення коефіцієнта зчеплення є збільшення площі контакту рушія з ґрунтом [11]. Це дозволяє покращити реалізацію тягового зусилля та зменшити втрати потужності на буксування.

Таким чином, підвищення коефіцієнта зчеплення є одним із основних напрямів покращення роботи трактора на схилі. Для забезпечення цього доцільним є застосування комбінованої ходової системи, яка забезпечить покращення умов взаємодії рушіїв із ґрунтом та зменшення буксування коліс.

Проведені розрахунки показали, що величина буксування рушіїв та стійкість руху трактора на схилі значною мірою залежать від коефіцієнта

зчеплення та площі контакту рушія з ґрунтом. При недостатньому зчепленні погіршується реалізація тягового зусилля, зростають втрати потужності та підвищується ймовірність бокового сповзання трактора.

У зв'язку з цим виникає необхідність обґрунтування конструктивних параметрів удосконаленої ходової системи, яка забезпечить покращення тягово-зчіпних властивостей рушіїв і підвищення стійкості руху трактора на схилах. Для цього в наступному підрозділі виконується обґрунтування параметрів комбінованої ходової системи.

2.4 Обґрунтування параметрів комбінованої ходової системи

Проведений аналіз показав, що однією з основних причин погіршення роботи трактора на схилах є недостатня площа контакту рушія з ґрунтом, унаслідок чого зменшується коефіцієнт зчеплення та зростає буксування коліс [5, 6]. Для підвищення ефективності роботи трактора доцільним є застосування комбінованої ходової системи, яка забезпечить збільшення площі контакту рушія з опорною поверхнею без істотного ускладнення конструкції машини.

У проєкті пропонується використання комбінованої ходової системи з додатковим опорним елементом, установленим у зоні ведучих коліс трактора. Таке конструктивне рішення дозволяє:

- збільшити площу контакту рушія з ґрунтом;
- зменшити питомий тиск на поверхню;
- підвищити силу зчеплення;
- знизити буксування рушіїв;
- покращити стійкість руху трактора на схилі.

Середній питомий тиск рушія на ґрунт визначають за формулою [5]:

$$q = \frac{G}{F}, \tag{2.10}$$

де q — питомий тиск рушія на ґрунт, Па; G — вага трактора, Н; F — площа контакту рушія з ґрунтом, м².

Для серійного трактора приймаємо: вага трактора G=35316 Н; площа контакту двох ведучих коліс із ґрунтом F=0,48 м².

Тоді питомий тиск становить:

$$q = \frac{35316}{0,48}$$

$$q = 73575\,Па.$$

Після встановлення додаткового опорного елемента площа контакту збільшується до:

$$F_к = 0,68\,м^2.$$

Тоді питомий тиск становитиме:

$$q_к = \frac{35316}{0,68}$$

$$q_к = 51935\,Па.$$

Зменшення питомого тиску на ґрунт становить:

$$\Delta q = 73575 - 51935$$

$$\Delta q = 21640\,Па.$$

Отримані результати показують, що застосування комбінованої ходової системи дозволяє зменшити питомий тиск на ґрунт приблизно на 29 %, що позитивно впливає на прохідність та умови реалізації тягового зусилля.

Одним із показників ефективності удосконаленої ходової системи є зміна сили зчеплення рушіїв із ґрунтом [7]. При збільшенні площі контакту покращується взаємодія рушія з опорною поверхнею та підвищується коефіцієнт зчеплення.

Силу зчеплення визначають за залежністю:

$$P_\varphi = \varphi G, \qquad (2.11)$$

де P_φ — сила зчеплення рушія з ґрунтом, Н; φ — коефіцієнт зчеплення; G — вага трактора, Н.

Для серійної ходової системи приймаємо: φ=0,65.

Тоді:

$$P_\varphi = 0,65 \cdot 35316$$

$$P_\varphi = 22955\,Н.$$

Для комбінованої ходової системи внаслідок збільшення площі контакту та покращення умов взаємодії рушія з ґрунтом приймаємо: $\varphi_к$=0,78.

Тоді сила зчеплення становитиме:

$$P_\varphi = 0,65 \cdot 35316$$

$$P_\varphi = 22955\,H.$$

Приріст сили зчеплення становить:

$$P_\varphi = 0,65 \cdot 35316$$

$$P_\varphi = 22955\,H.$$

Результати розрахунків наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Порівняння параметрів серійної та комбінованої ходових систем

Показник	Серійна система	Комбінована система
Площа контакту рушія, м²	0,48	0,68
Питомий тиск на ґрунт, Па	73575	51935
Коефіцієнт зчеплення	0,65	0,78
Сила зчеплення, Н	22955	27546

Для наочного порівняння тягово-зчіпних властивостей серійної та комбінованої ходових систем результати розрахунків, наведені в таблиці 2.3, подано графічно на рисунку 2.5. Графічна залежність дозволяє оцінити зміну сили зчеплення рушіїв із ґрунтом після удосконалення ходової системи трактора.

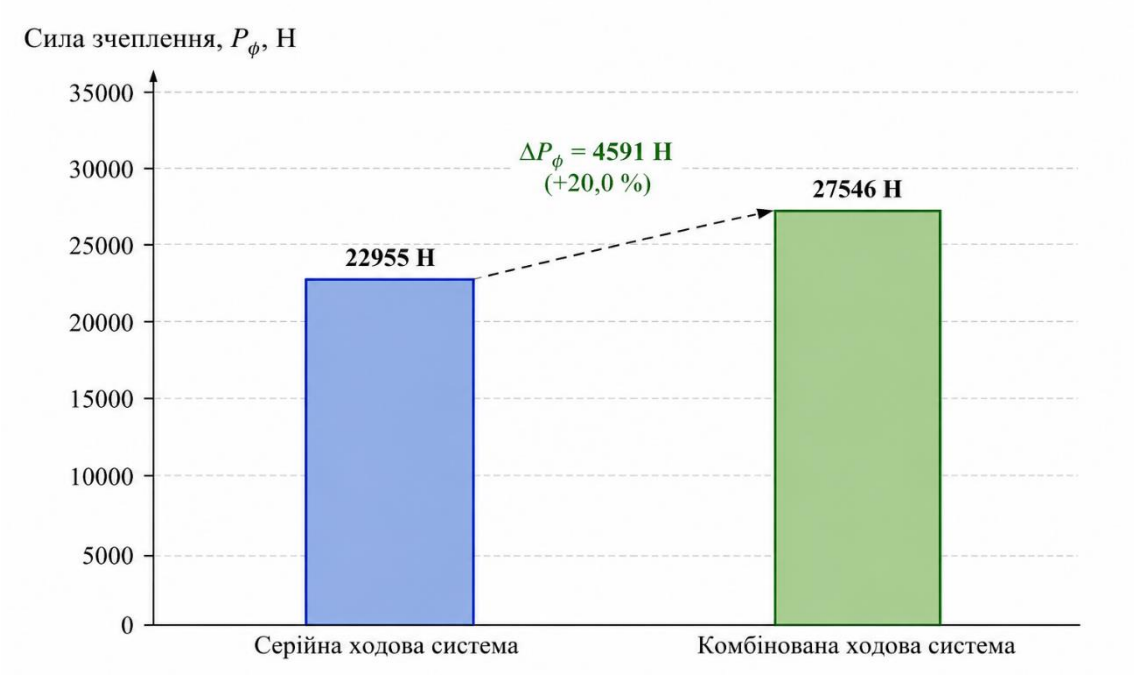


Рисунок 2.5 – Порівняння сили зчеплення серійної та комбінованої ходових систем

Результати розрахунків свідчать, що застосування комбінованої ходової системи сприяє більш ефективній реалізації тягового зусилля трактора та зменшенню питомого тиску на ґрунт. Це дозволяє підвищити стійкість руху машини на схилах та знизити втрати потужності на буксування рушіїв.

Отже, застосування комбінованої ходової системи є технічно доцільним напрямом удосконалення трактора для роботи на схилах.

2.5 Розрахунок основних параметрів удосконаленої ходової системи

Для забезпечення ефективної роботи трактора на схилах необхідно визначити основні параметри комбінованої ходової системи, які забезпечать підвищення сили зчеплення рушіїв із ґрунтом та зменшення буксування коліс [5]. До основних параметрів удосконаленої системи належать: площа контакту рушія з ґрунтом; питомий тиск на опорну поверхню; додаткове тягове зусилля; коефіцієнт використання зчеплення.

Одним із основних параметрів є площа контакту рушія з ґрунтом, оскільки саме вона визначає умови передачі тягового зусилля та величину питомого тиску на поверхню поля [6].

Площу контакту рушія визначають за формулою:

$$F = b \cdot l, \tag{2.12}$$

де F — площа контакту рушія з ґрунтом, м²; b — ширина контактної поверхні рушія, м; l — довжина плями контакту, м.

Для серійного рушія трактора приймаємо ширину шини b=0,42 м; довжину плями контакту l=0,57 м.

Тоді площа контакту одного ведучого колеса становить:

$$F = 0,42 \cdot 0,57$$
$$F = 0,239\,м^2.$$

Для двох ведучих коліс:

$$F_{заг} = 2 \cdot 0,239$$
$$F_{заг} = 0,478\,м^2.$$

Після встановлення додаткового опорного елемента довжина контактної поверхні збільшується до:

$$l_к = 0,81\,м.$$

Тоді площа контакту одного рушія становитиме:

$$F_к = 0,42 \cdot 0,81$$
$$F_к = 0,340\,м^2.$$

Для двох рушіїв:

$$F_{кзаг} = 2 \cdot 0,340$$
$$F_{кзаг} = 0,680\,м^2.$$

Приріст площі контакту становить:

$$\Delta F = 0,680 - 0,478$$
$$\Delta F = 0,202\,м^2.$$

Отримані результати показують, що застосування комбінованої ходової системи дозволяє збільшити площу контакту рушія з ґрунтом приблизно на 42%.

Одним із наслідків збільшення площі контакту є зменшення питомого тиску на ґрунт [7]. Це позитивно впливає на прохідність трактора та зменшує ймовірність пробуксовування рушіїв.

Питомий тиск рушія визначають за формулою:

$$q = \frac{G}{F}, \tag{2.13}$$

де q — питомий тиск на ґрунт, Па; G — вага трактора, Н; F — площа контакту рушія з ґрунтом, м².

Для серійної ходової системи:

$$q = \frac{35316}{0,478}$$

$$q = 73882\,Па.$$

Для комбінованої ходової системи:

$$q_к = 0,68035316$$

$$q_к = 51935\,Па.$$

Зниження питомого тиску становить:

$$\Delta q = 73882 - 51935$$

$$\Delta q = 21947\,Па.$$

Таким чином, застосування комбінованої ходової системи дозволяє знизити питомий тиск на ґрунт приблизно на 30 %, що покращує умови роботи рушія на схилах.

Для оцінювання ефективності удосконалення визначимо коефіцієнт збільшення площі контакту:

$$k_F = \frac{F_{кзаг}}{F_{заг}}, \tag{2.14}$$

де k_F — коефіцієнт збільшення площі контакту.

Після підстановки значень:

$$k_F = \frac{0,680}{0,478}$$

$$k_F = 1,42.$$

Отримане значення показує, що площа контакту рушія з ґрунтом збільшується у 1,42 раза порівняно із серійною конструкцією.

Результати розрахунків наведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Основні параметри ходової системи

Показник	Серійна система	Комбінована система
Площа контакту, м²	0,478	0,680
Питомий тиск, Па	73882	51935
Коефіцієнт збільшення площі контакту	1,00	1,42

Для забезпечення наочності порівняння характеристик серійної та комбінованої ходових систем результати розрахунків наведено у графічному вигляді на рисунку 2.6.

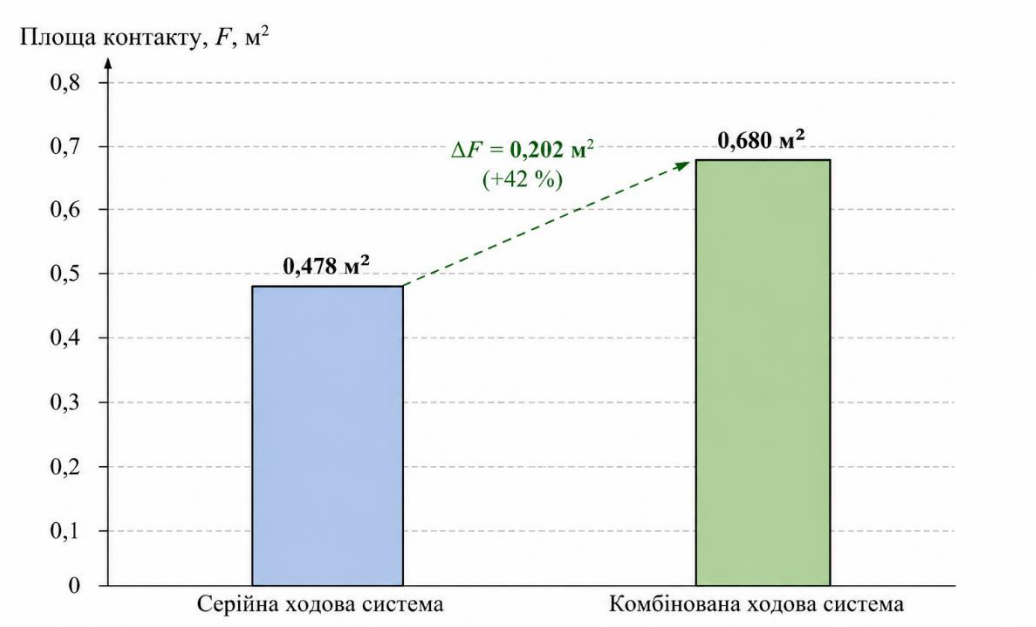


Рисунок 2.6 – Порівняння площі контакту серійної та комбінованої ходових систем

Результати розрахунків свідчать, що застосування комбінованої ходової системи сприяє розширенню контактної поверхні рушія з ґрунтом та зниженню питомого тиску на поверхню поля. Це створює умови для підвищення сили зчеплення рушіїв і зменшення буксування трактора під час роботи на схилах.

Отже, виконані розрахунки підтверджують доцільність застосування комбінованої ходової системи для покращення експлуатаційних показників трактора на схилах.

У другому розділі виконано обґрунтування параметрів удосконаленої ходової системи трактора для роботи на схилах. У результаті проведеного

аналізу встановлено, що під час руху трактора на схилі виникає значна бокова складова сили ваги, яка погіршує стійкість руху та спричиняє збільшення буксування рушіїв.

Визначено, що при збільшенні кута нахилу схилу зростає коефіцієнт використання зчеплення, унаслідок чого зменшується запас стійкого руху трактора та підвищується ймовірність бокового сповзання. Розрахунки показали, що одним із основних факторів забезпечення стійкої роботи трактора є підвищення сили зчеплення рушіїв із ґрунтом.

У результаті обґрунтування параметрів комбінованої ходової системи встановлено, що збільшення площі контакту рушія з ґрунтом із 0,478 до 0,680 м² дозволяє знизити питомий тиск на ґрунт приблизно на 30 % та підвищити силу зчеплення рушіїв на 4591 Н. Це забезпечує покращення тягово-зчіпних властивостей трактора та зменшення буксування під час роботи на схилах.

Виконане математичне обґрунтування підтвердило доцільність застосування удосконаленої ходової системи для експлуатації трактора на схилах. Отримані залежності показали, що збільшення площі контакту рушія з опорною поверхнею сприяє підвищенню сили зчеплення, зменшенню втрат на буксування та покращенню умов забезпечення стійкого руху. Результати розрахунків стали основою для розроблення конструктивного рішення, наведеного в третьому розділі дипломного проєкту.

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБЛЕННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА

3.1 Конструкція удосконаленої ходової системи трактора

Для підвищення ефективності роботи трактора на схилах у дипломному проєкті запропоновано удосконалену комбіновану ходову систему, яка забезпечує збільшення площі контакту рушія з ґрунтом та покращення стійкості руху машини під час виконання технологічних операцій [5, 11].

Основою удосконалення є встановлення додаткового опорного модуля в зоні задніх ведучих коліс трактора. Запропонована конструкція дозволяє частково перерозподілити навантаження між колесами та додатковим опорним елементом, унаслідок чого покращуються тягово-зчіпні властивості рушія та зменшується буксування під час роботи на схилах.

Удосконалена ходова система встановлюється на базовий трактор типу New Holland TD5.75 tractor без суттєвого втручання в конструкцію трансмісії та рами машини. Це дозволяє зменшити складність переобладнання трактора та спрощує технічне обслуговування конструкції.

На рисунку 3.1 наведено загальний вигляд удосконаленої ходової системи трактора.

До складу удосконаленої ходової системи входять:

- базове ведуче колесо;
- додатковий опорний елемент;
- несучий кронштейн;
- елементи кріплення;
- механізм регулювання положення опорного елемента.

Додатковий опорний елемент установлюється позаду ведучого колеса та контактує з поверхнею поля під час руху трактора на схилах. Завдяки цьому збільшується довжина контактної поверхні рушія та покращується розподіл навантаження на ґрунт.

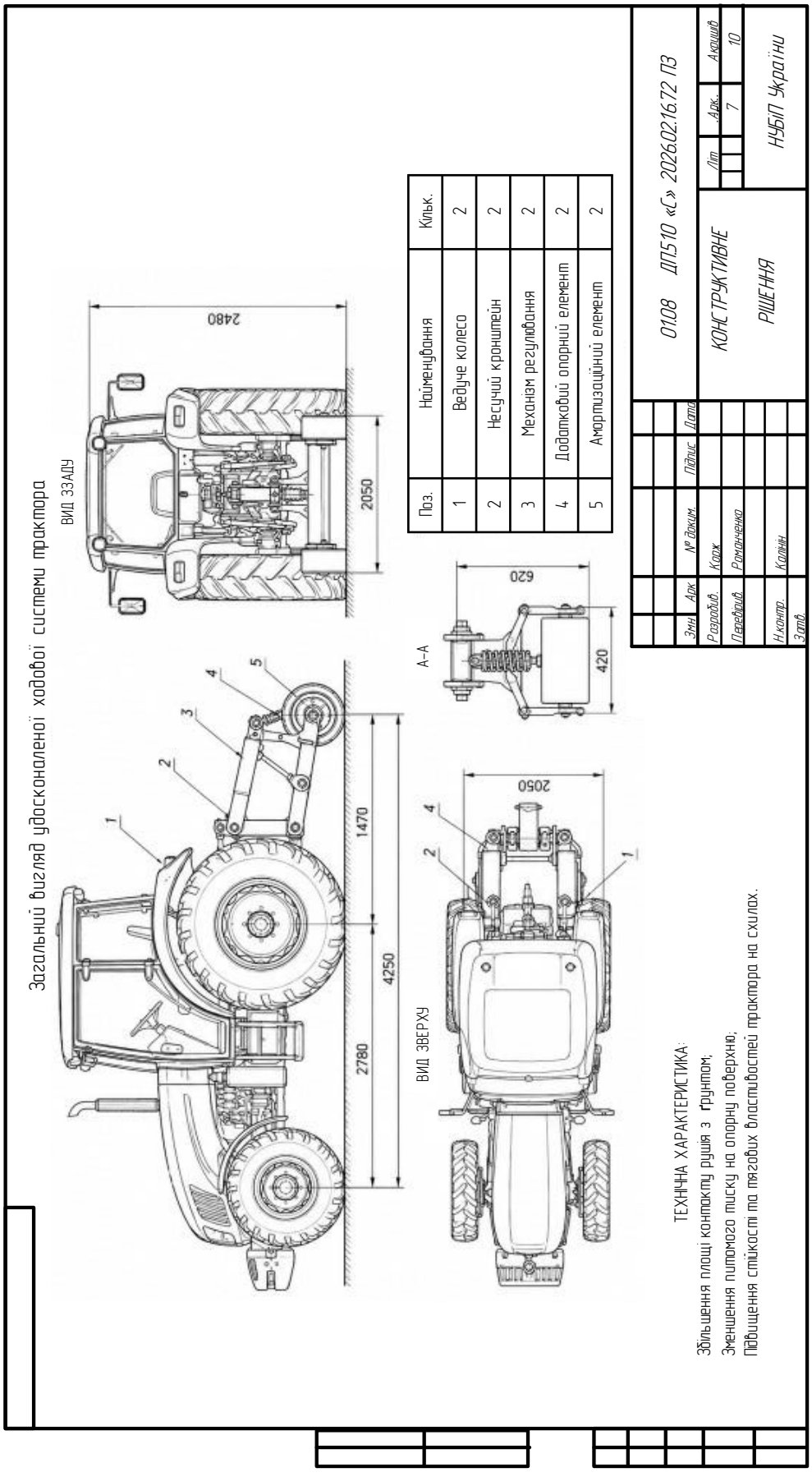


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд удосконаленої ходової системи трактора

Для забезпечення працездатності конструкції передбачено жорстке кріплення несучого кронштейна до елементів заднього моста трактора. Таке рішення дозволяє забезпечити достатню міцність конструкції та зменшити коливання опорного елемента під час руху машини [7].

На рисунку 3.2 наведено конструктивну схему встановлення додаткового опорного елемента.

Встановлення додаткового опорного елемента виконується в задній частині трактора в зоні ведучого моста. Основою конструкції є несучий кронштейн, який жорстко закріплюється до корпусу заднього моста за допомогою болтових з'єднань. Таке розташування дозволяє забезпечити достатню жорсткість конструкції та рівномірну передачу навантаження від додаткового опорного елемента на несучі вузли трактора.

Опорний елемент установлюється на шарнірному важелі, який забезпечує можливість вертикального переміщення під час руху трактора нерівностями поверхні поля. Для стабілізації положення конструкції та зменшення ударних навантажень передбачено пружно-амортизаційний механізм, який частково компенсує динамічні навантаження, що виникають у процесі роботи машинно-тракторного агрегату на схилах.

Регулювання положення опорного елемента здійснюється за допомогою регулювальної тяги. Це дозволяє змінювати висоту встановлення опорного елемента залежно від умов експлуатації трактора, типу ґрунту та кута нахилу схилу. У транспортному положенні опорний елемент може бути частково розвантажений, що зменшує опір руху трактора під час переміщення дорогами загального користування.

Під час роботи трактора на схилі додатковий опорний елемент контактує з поверхнею поля та частково сприймає вертикальне навантаження. Унаслідок цього збільшується загальна площа контакту рушія з ґрунтом, зменшується питомий тиск на опорну поверхню та покращуються умови реалізації тягового зусилля ведучих коліс.

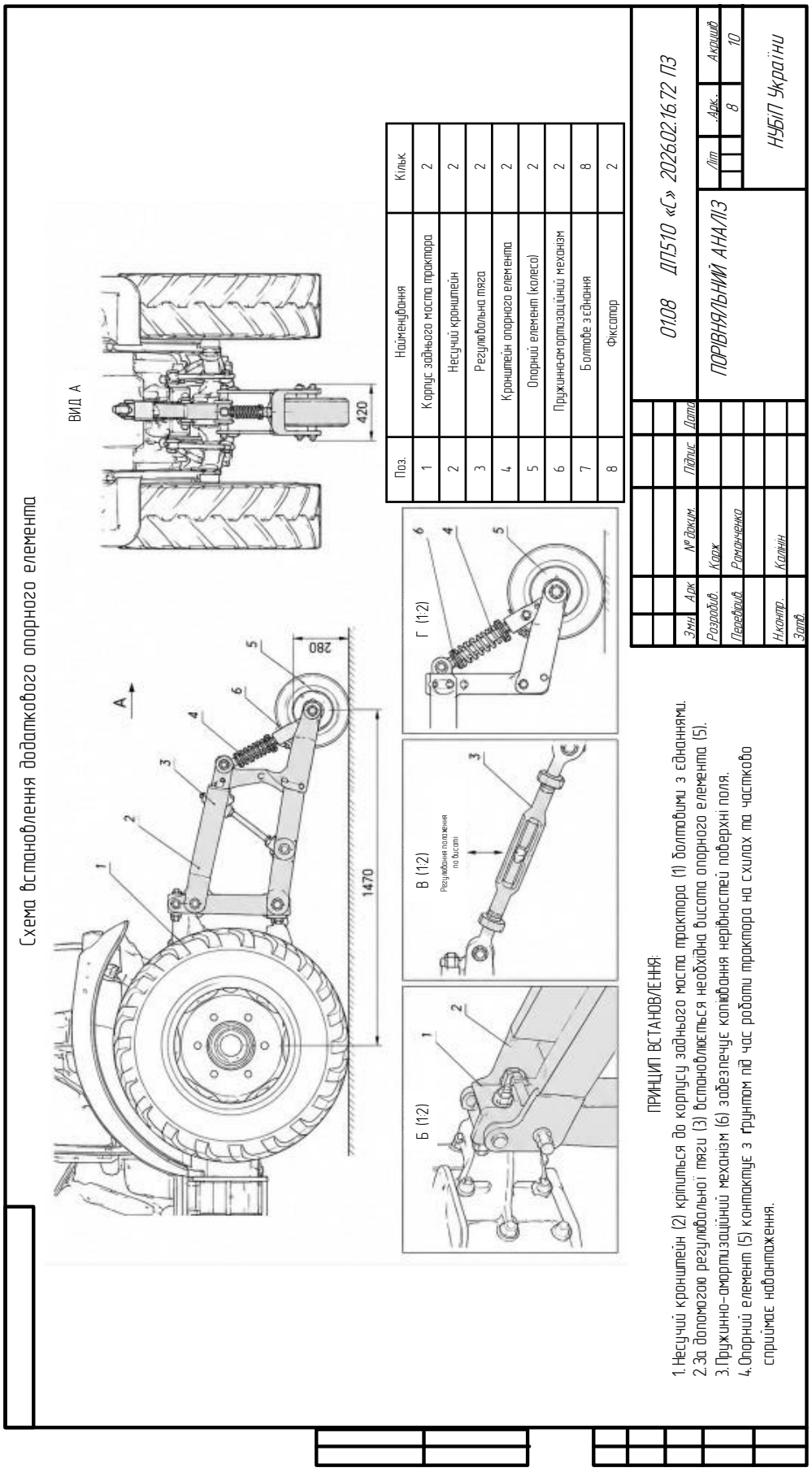


Рисунок 3.2 – Схема встановлення додаткового опорного елемента

Завдяки застосуванню додаткового опорного елемента покращується стійкість руху трактора поперек схилу, зменшується ймовірність бокового сповзання машини та знижується величина буксування рушіїв. Крім цього, більш рівномірний розподіл навантаження між елементами ходової системи сприяє зменшенню ущільнення ґрунту та покращенню експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату.

Конструкція кріплення додаткового опорного елемента не потребує суттєвої зміни базових вузлів трактора, що спрощує монтаж системи та дозволяє використовувати її під час модернізації серійних машин у виробничих умовах сільськогосподарських підприємств.

Подана схема ілюструє принцип установлення додаткового опорного елемента, за якого забезпечується його контакт із поверхнею поля без обмеження роботи основного ведучого колеса. Регулювання положення опорного елемента здійснюється зміною положення кронштейна кріплення.

Під час руху трактора на схилі частина вертикального навантаження передається на додатковий опорний елемент, унаслідок чого: зменшується питомий тиск на ґрунт; покращується стійкість руху; зменшується буксування рушіїв; підвищується ефективність реалізації тягового зусилля.

Однією з переваг запропонованої конструкції є можливість її встановлення на серійні трактори без значної зміни базових вузлів машини. Це дозволяє використовувати удосконалену ходову систему в умовах діючих сільськогосподарських підприємств без суттєвого збільшення витрат на модернізацію техніки.

Для наочного порівняння роботи серійної та удосконаленої ходових систем на рисунку 3.3 наведено схему розподілу навантаження на опорну поверхню.

Подана схема демонструє вплив додаткового опорного елемента на характер розподілу навантаження між опорними елементами трактора, унаслідок чого забезпечується більш рівномірна взаємодія з ґрунтом і зменшується навантаження на окремі колеса. Це створює умови для покращення прохідності машини та підвищення її стійкості під час роботи на схилах.

Рисунок 3.3 – Порівняння розподілу навантаження на ґрунт для серійної та удосконаленої ходових систем

Таким чином, запропонована конструкція удосконаленої ходової системи забезпечує покращення експлуатаційних показників трактора та є технічно доцільною для використання в умовах роботи на схилах.

Отже, запропонована конструкція удосконаленої ходової системи забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження на ґрунт, збільшення площі контакту рушія та покращення тягово-зчіпних властивостей трактора під час роботи на схилах. Застосування додаткового опорного елемента дозволяє знизити питомий тиск на опорну поверхню та зменшити буксування ведучих коліс.

Для забезпечення працездатності та надійності запропонованої конструкції необхідно детально розглянути будову додаткового опорного елемента, особливості його кріплення та принцип роботи в складі удосконаленої ходової системи. Це питання розглядається в наступному підрозділі.

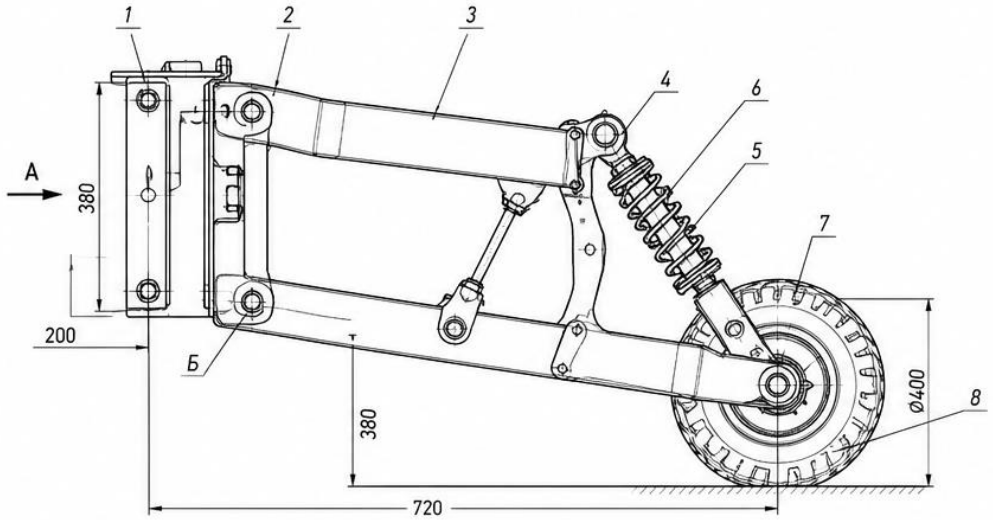
3.2 Конструкція додаткового опорного елемента

Основним елементом удосконаленої ходової системи є додатковий опорний модуль, який забезпечує збільшення площі контакту рушія з ґрунтом та покращення стійкості руху трактора на схилах. Конструкція модуля повинна забезпечувати сприйняття частини вертикального навантаження, стабільний контакт із поверхнею поля та можливість роботи в умовах нерівного рельєфу [5].

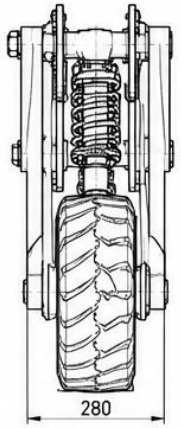
У проєкті запропоновано використання одноколісного опорного елемента з пружно-амортизаційним механізмом. Таке конструктивне рішення дозволяє зменшити масу конструкції, спростити монтаж системи та забезпечити достатню рухливість опорного елемента під час роботи трактора на схилах. На рисунку 3.4 наведено конструкцію додаткового опорного елемента.

До складу додаткового опорного елемента входить комплекс вузлів і деталей, які забезпечують сприйняття частини навантаження від трактора, стабільний контакт із поверхнею ґрунту та компенсацію динамічних навантажень під час руху машинно-тракторного агрегату на схилах.

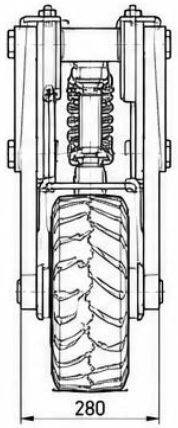
КОНСТРУКЦІЯ ДОДАТКОВОГО ОПОРНОГО ЕЛЕМЕНТА



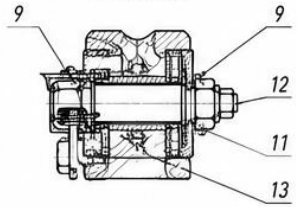
ВИД А
(вид спереду)



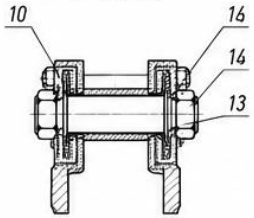
ВИД Б
(вид ззаду)



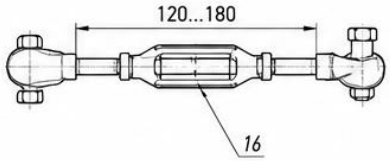
Б–Б (1:2)



В–В (1:2)



Г (1:2)



Поз.	Найменування	Кільк.	Матеріал
1	Кронштейн кріплення	1	Сталь 09Г2С
2	Верхній шарнір важеля	1	Сталь 45
3	Несучий важіль	1	Сталь 09Г2С
4	Пружина циліндрична	1	Сталь 60С2А
5	Амортизатор	1	Сталь/Гума
6	Верхній шарнір пружного механізму	1	Сталь 45
7	Поворотний вузол	1	Сталь 45
8	Опорне колесо (з шиною)	1	Сталь/Гума
9	Вісь опорного колеса	1	Сталь 45
10	Підшипник кочення закритий	2	Сталь ШХ15
11	Корпус поворотного вузла	1	Сталь 45
12	Втулка дистанційна	2	Сталь 45
13	Стопорне кільце	2	Сталь 65Г
14	Втулка шарніра	2	Бронза БрАЖ9-4
15	Мастильний ніпель	2	Сталь
16	Регулювальна тяга (розтяжка)	1	Сталь 45
17	Контргайка М16	2	Сталь 45

ПРИЗНАЧЕННЯ

Додатковий опорний елемент призначений для часткового сприйняття вертикального навантаження від задньої частини трактора, збільшення плющі контакту рушія з грунтом та підвищення стійкості руху на схилах.

ПРИНЦИП РОБОТИ

Під час руху трактора опорне колесо (8) контактує з поверхнею грунту та через важільну систему передає частину навантаження на кронштейн кріплення (1) заднього моста трактора. Пружно-амортизаційний механізм (4,5) забезпечує копіювання нерівностей поверхні та гасіння ударних навантажень. Регулювальна тяга (16) дозволяє змінювати положення опорного елемента відносно землі, регулюючи величину навантаження.

РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ

Зміна довжини регулювальної тяги (16) дозволяє змінювати висоту встановлення опорного колеса. Поворот тяги за годинниковою стрілкою – піднімає колесо, проти годинникової – опускає. Фіксація положення здійснюється контргайками (17).

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Діаметр опорного колеса, мм	400
Ширина опорного колеса, мм	140
Робочий хід опорного елемента, мм	120
Діапазон регулювання висоти, мм	120...180
Маса опорного елемента, кг	56
Максимальне навантаження на опорний елемент, кН	15

Рисунок 3.4 – Конструкція додаткового опорного елемента

Основним робочим елементом конструкції є опорне колесо, яке безпосередньо контактує з поверхнею поля. Колесо оснащується шиною збільшеної ширини з аграрним рисунком протектора, що забезпечує покращення зчіпних властивостей та зменшення питомого тиску на ґрунт. Застосування широкопрофільної шини дозволяє збільшити площу контакту з опорною поверхнею та знизити ймовірність прослизання опорного елемента під час руху трактора поперек схилу.

Опорне колесо встановлюється на осі, яка закріплена в корпусі поворотного вузла. Вісь сприймає вертикальні та частково горизонтальні навантаження, що виникають під час роботи конструкції. Для забезпечення надійності роботи вузла передбачено використання підшипників кочення закритого типу, які забезпечують плавне обертання колеса та зменшують втрати на тертя.

Несучий важіль є одним із основних силових елементів конструкції. Він призначений для передачі навантаження від опорного колеса до кронштейна кріплення, установленого на задньому мосту трактора. Важіль виготовляється з профільної сталевої труби прямокутного перерізу, що забезпечує достатню жорсткість конструкції при відносно невеликій масі елемента. Для підвищення міцності у місцях кріплення передбачено встановлення підсилювальних накладок.

Кронштейн кріплення призначений для встановлення додаткового опорного елемента на корпусі заднього моста трактора. Конструкція кронштейна забезпечує жорстке закріплення системи та передачу навантаження на несучі елементи машини. Кріплення здійснюється болтовими з’єднаннями, що дозволяє виконувати монтаж і демонтаж конструкції без значного переобладнання трактора.

Для забезпечення адаптації конструкції до нерівностей поверхні поля передбачено пружно-амортизаційний механізм. До його складу входять: циліндрична пружина; амортизатор; напрямні елементи; шарнірні кріплення.

Пружина забезпечує компенсацію вертикальних переміщень опорного колеса та зменшує ударні навантаження, що виникають під час руху трактора нерівностями поверхні поля. Амортизатор виконує функцію гасіння коливань та забезпечує стабілізацію положення опорного елемента під час роботи агрегату.

Регулювальна тяга призначена для зміни положення опорного елемента відносно поверхні ґрунту. За допомогою регулювання довжини тяги забезпечується встановлення необхідного положення опорного колеса залежно від умов експлуатації трактора та кута нахилу схилу. Це дозволяє частково змінювати величину навантаження, яке передається на додатковий опорний елемент.

Для забезпечення рухливості конструкції та компенсації перекосів під час роботи на схилах передбачено використання шарнірних з’єднань. Шарніри забезпечують можливість вертикального переміщення опорного елемента та зменшують передачу ударних навантажень на раму трактора. Усі шарнірні вузли обладнані втулками ковзання та мастильними каналами для проведення періодичного технічного обслуговування.

Додатково конструкція містить: обмежувачі ходу; захисні кожухи; елементи фіксації; регулювальні гайки; стопорні елементи.

Обмежувачі ходу запобігають надмірному переміщенню опорного елемента під час руху трактора складним рельєфом. Захисні кожухи забезпечують захист шарнірних та пружно-амортизаційних вузлів від потрапляння ґрунту та рослинних залишків.

Запропонована конструкція додаткового опорного елемента забезпечує достатню жорсткість, надійність та працездатність системи під час експлуатації трактора на схилах. Одночасно конструкція залишається відносно простою у виготовленні та може бути реалізована в умовах ремонтно-механічних майстерень сільськогосподарських підприємств.

Опорне колесо призначене для контакту з поверхнею ґрунту та часткового сприйняття навантаження від задньої частини трактора. Для зменшення

ущільнення ґрунту передбачено використання шини збільшеної ширини з розвиненим рисунком протектора.

Несучий важіль забезпечує передачу навантаження від опорного колеса до кронштейна кріплення. Конструкція важеля виконана з профільної сталевої труби прямокутного перерізу, що забезпечує достатню жорсткість та стійкість до згинальних навантажень.

На рисунку 3.5 наведено схему роботи пружно-амортизаційного механізму.

Пружно-амортизаційний механізм забезпечує компенсацію динамічних навантажень, що виникають під час руху трактора нерівностями поверхні поля. У процесі роботи на схилах додатковий опорний елемент постійно взаємодіє з поверхнею ґрунту, яка має нерівності, колії, локальні підвищення та заглиблення. Унаслідок цього на елементи ходової системи діють змінні ударні навантаження, що можуть призводити до втрати контакту опорного колеса з поверхнею поля, підвищення вібрацій та перевантаження кріпильних вузлів конструкції.

Для зменшення впливу таких навантажень у конструкції передбачено використання пружини та амортизатора. Пружина виконує функцію накопичення потенційної енергії під час вертикального переміщення опорного елемента. При наїзді опорного колеса на нерівність пружина стискається та частково компенсує ударне навантаження. Після проходження нерівності пружина повертає механізм у початкове положення, забезпечуючи стабільний контакт опорного елемента з ґрунтом.

Амортизатор призначений для гасіння коливань, що виникають унаслідок роботи пружини. Без використання амортизатора після проходження нерівностей виникали б значні вертикальні коливання опорного елемента, які негативно впливали б на стійкість руху трактора та довговічність елементів конструкції. Амортизатор перетворює частину механічної енергії коливань у теплову, унаслідок чого зменшується амплітуда переміщень механізму та забезпечується плавність роботи ходової системи.

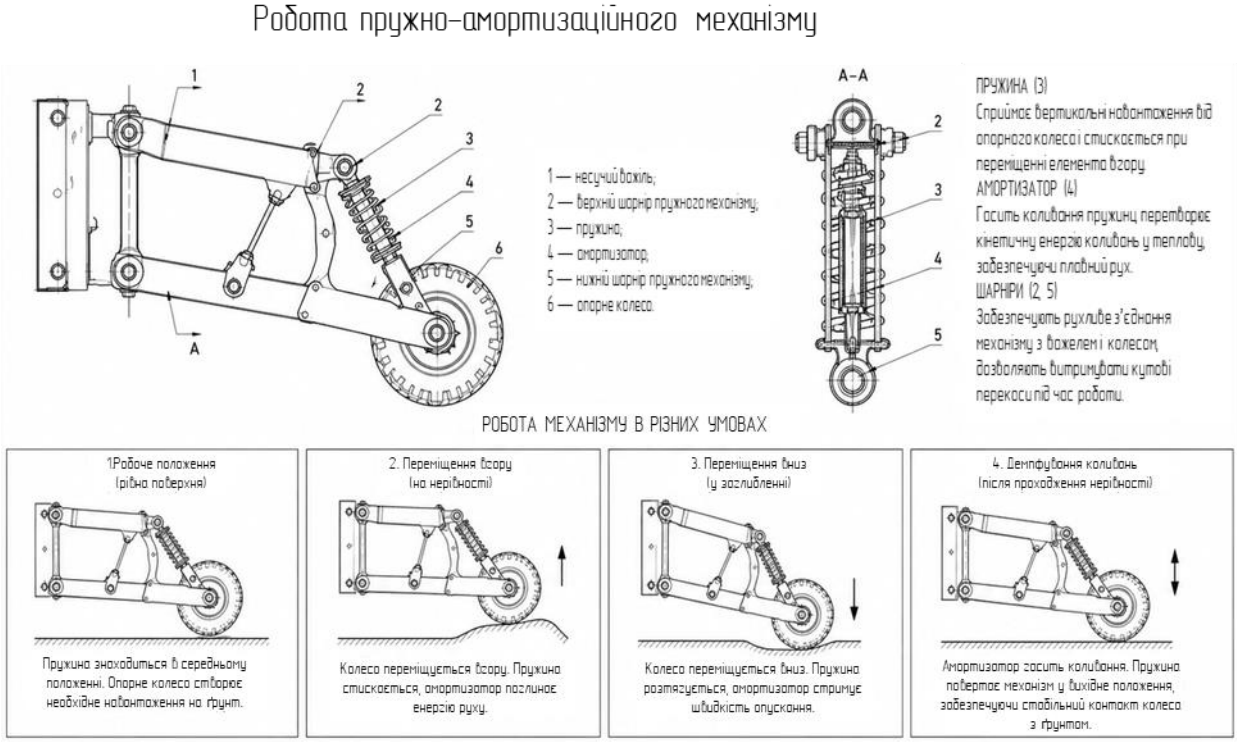


Рисунок 3.5 – Робота пружно-амортизаційного механізму

Завдяки застосуванню пружно-амортизаційного механізму підтримується постійний контакт додаткового опорного елемента з поверхнею ґрунту, покращується рівномірність розподілу навантаження між елементами ходової системи та зменшується ударне навантаження на несучі вузли трактора. Це позитивно впливає на стійкість руху машини під час роботи на схилах та підвищує надійність конструкції в експлуатаційних умовах.

Регулювальна тяга призначена для зміни положення додаткового опорного елемента залежно від умов експлуатації трактора та характеру поверхні поля. Використання регулювального механізму дозволяє встановлювати необхідну

висоту розташування опорного колеса відносно поверхні ґрунту та змінювати величину навантаження, що передається на додатковий опорний модуль.

За допомогою регулювальної тяги оператор може налаштовувати положення механізму таким чином, щоб забезпечити оптимальний контакт опорного колеса з поверхнею поля та необхідний розподіл навантаження між ведучими колесами й додатковим опорним елементом.

Конструкція регулювальної тяги передбачає можливість плавної зміни її довжини шляхом обертання різьбового елемента. Це дозволяє виконувати точне налаштування положення опорного модуля без демонтажу конструкції. Для запобігання самовільній зміні положення під час роботи трактора передбачено використання контргайок та фіксувальних елементів.

Завдяки використанню регулювальної тяги забезпечується адаптація конструкції до різних умов експлуатації, покращується стабільність роботи додаткового опорного елемента та підвищується ефективність роботи удосконаленої ходової системи під час руху трактора на схилах.

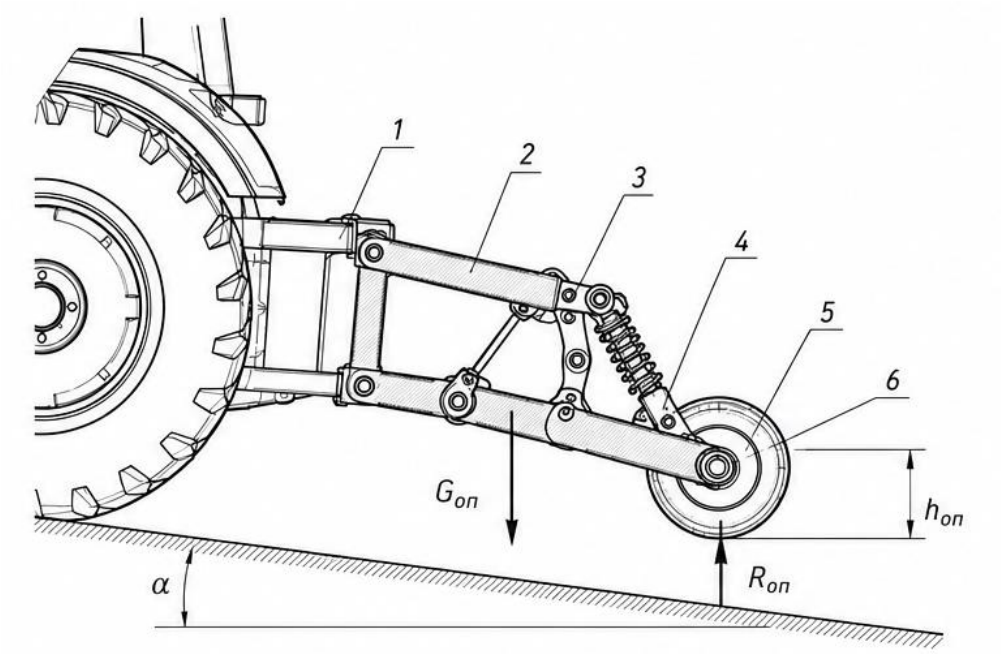
Для забезпечення надійності конструкції особливу увагу приділено шарнірним з’єднанням. Усі шарніри виконані на втулках ковзання з можливістю періодичного мащення. Це дозволяє зменшити зношування елементів та підвищити довговічність конструкції [7].

На рисунку 3.6 наведено загальний принцип роботи додаткового опорного елемента під час руху трактора на схилі.

Під час руху трактора на схилі опорний елемент (5) взаємодіє з поверхнею ґрунту та сприймає частину вертикального навантаження G_{on}, що передається через важільну систему (2, 4). Пружно-амортизаційний механізм (3) забезпечує копіювання нерівностей поверхні та зменшує динамічні навантаження. Реакція опори R_{on} частково розвантажує задню вісь трактора та сприяє стабілізації руху. Унаслідок цього:

- покращується стійкість руху трактора;
- зменшується навантаження на ведучі колеса;
- знижується буксування рушіїв;

- покращується рівномірність розподілу навантаження на ґрунт.



1 — кронштейн кріплення; 2 — важільна система; 3 — пружно-амортизаційний механізм; 4 — важіль опорного елемента; 5 — опорний елемент (колесо); 6 — шарнірні з’єднання.

Рисунок 3.6 – Робота додаткового опорного елемента під час руху трактора на схилі

Однією з переваг запропонованої конструкції є можливість її встановлення на серійні трактори без значного переобладнання базових вузлів машини. Це дозволяє використовувати систему під час модернізації тракторів у виробничих умовах сільськогосподарських підприємств.

Таким чином, запропонована конструкція додаткового опорного елемента забезпечує покращення експлуатаційних показників трактора та підвищує ефективність роботи машинно-тракторного агрегату на схилах.

3.3. Аналіз роботи удосконаленої ходової системи трактора на схилі

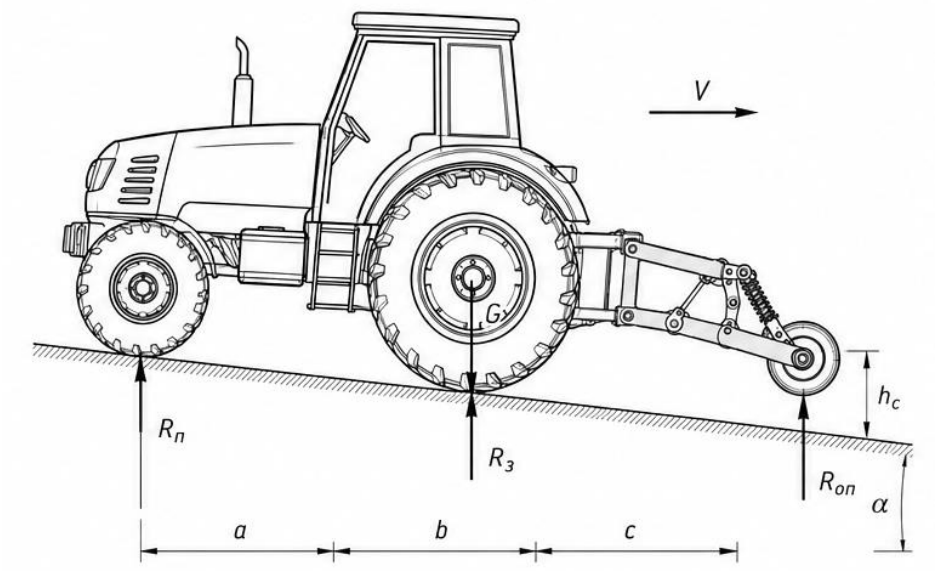
Ефективність роботи удосконаленої ходової системи визначається її здатністю забезпечувати стабільний рух трактора на схилах, зменшувати буксування рушіїв та покращувати розподіл навантаження на опорну поверхню. На відміну від серійної колісної ходової системи, запропонована конструкція з

додатковим опорним елементом забезпечує часткове сприйняття вертикального навантаження та стабілізує положення трактора під час руху поперек схилу.

Під час роботи серійного трактора на схилі значна частина навантаження концентрується на ведучих колесах, унаслідок чого виникає нерівномірний розподіл тиску на ґрунт. При збільшенні кута нахилу схилу зростає бокова складова сили ваги, що призводить до підвищення буксування та збільшення ймовірності бокового сповзання трактора [6].

Удосконалена ходова система працює за рахунок часткового перерозподілу навантаження між ведучими колесами та додатковим опорним елементом. У результаті цього: зменшується навантаження на ведучі колеса; покращується контакт рушіїв із поверхнею ґрунту; знижується величина буксування; підвищується стійкість руху трактора.

На рисунку 3.7 наведено схему роботи удосконаленої ходової системи під час руху трактора на схилі.



Умовні позначення:

G — вага трактора; $R_п$ — реакція опори на передню вісь; $R_з$ — реакція опори на задню вісь; $R_{оп}$ — реакція опори на додатковий опорний елемент; a,b,c — відстані між осями опор; h_c — висота центра мас; α — кут нахилу схилу; V — напрямок руху трактора.

Рисунок 3.7 – Робота удосконаленої ходової системи трактора на схилі

Удосконалена ходова система забезпечує додаткову опору під час руху трактора на схилі за рахунок застосування додаткового опорного елемента. Це сприяє перерозподілу вертикальних реакцій R_n, $R_з$ та $R_{оп}$, зменшенню навантаження на задню вісь і підвищенню стійкості трактора проти бокового зміщення та перекидання. Збільшення площі контакту рушія з ґрунтом сприяє покращенню тягово-зчіпних властивостей і керованості трактора на схилах. Завдяки цьому зменшується перевантаження задніх ведучих коліс та покращується стійкість положення машини.

Для оцінювання ефективності роботи удосконаленої системи виконаємо порівняння величини буксування серійної та модернізованої конструкцій. За результатами розрахунків, виконаних у розділі 2, буксування серійної ходової системи при роботі на схилі становить:

$$\delta c = 18\% \tag{3.3}$$

Для удосконаленої ходової системи внаслідок збільшення площі контакту рушія з ґрунтом та покращення умов реалізації тягового зусилля буксування зменшується до:

$$\delta_{уд} = 11\%. \tag{3.4}$$

Зменшення буксування становить:

$$\begin{gathered} \Delta\delta = 18 - 11, \\ \Delta\delta = 7\%. \end{gathered} \tag{3.5}$$

Отримані результати підтверджують, що застосування додаткового опорного елемента дозволяє покращити умови взаємодії рушіїв із ґрунтом та знизити втрати потужності на пробуксовування ведучих коліс. Результати порівняння наведено в таблиці 3.2.

Для наочного порівняння величини буксування результати розрахунків подано графічно на рисунку 3.8.

Із графіка видно, що застосування додаткового опорного елемента дозволяє зменшити буксування рушіїв приблизно на 39 %. Це свідчить про покращення тягово-зчіпних властивостей трактора та підвищення ефективності роботи машинно-тракторного агрегату на схилах.

Таблиця 3.2 – Порівняння показників роботи ходових систем

Показник	Серійна система	Удосконалена система
Площа контакту рушія, м²	0,478	0,680
Питомий тиск на ґрунт, Па	73882	51935
Буксування рушіїв, %	18	11
Сила зчеплення, Н	22955	27546

Одним із важливих результатів застосування удосконаленої ходової системи є підвищення стійкості руху трактора. Завдяки більш рівномірному розподілу навантаження та зменшенню бокового зміщення рушіїв покращується керованість машини та знижується ймовірність втрати стійкості під час виконання технологічних операцій на схилах.

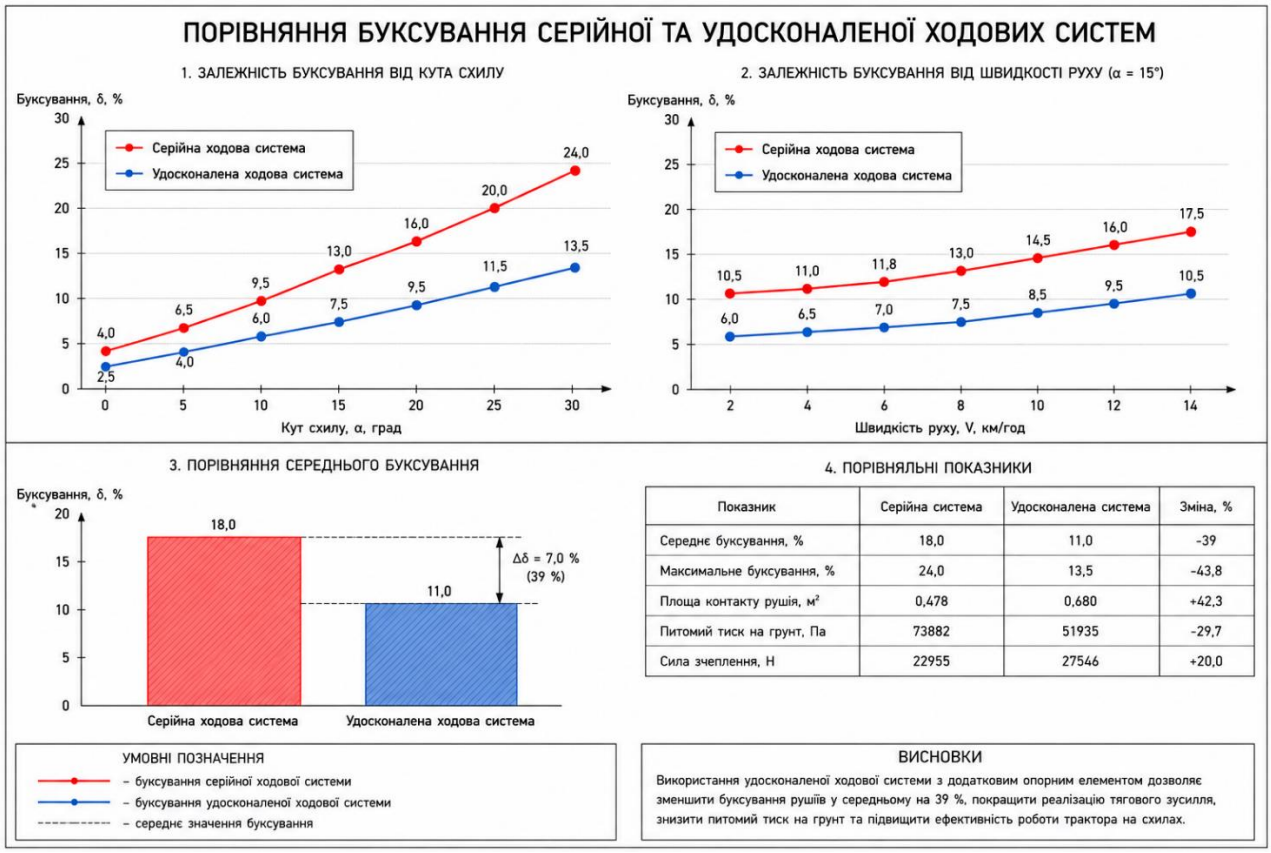


Рисунок 3.8 – Порівняння буксування серійної та удосконаленої ходових систем

Таким чином, результати аналізу підтверджують ефективність застосування додаткового опорного елемента для покращення роботи трактора

на схилах. Запропонована конструкція забезпечує покращення тягово-зчіпних властивостей, зменшення буксування рушіїв та підвищення стійкості руху машинно-тракторного агрегату.

3.4. Переваги та експлуатаційні особливості удосконаленої ходової системи

Запропонована удосконалена ходова система трактора з додатковим опорним елементом дозволяє покращити експлуатаційні показники машинно-тракторного агрегату під час роботи на схилах. Основний ефект досягається за рахунок збільшення площі контакту рушія з ґрунтом, більш рівномірного розподілу навантаження на опорну поверхню та зменшення буксування ведучих коліс.

Однією з головних переваг удосконаленої системи є підвищення стійкості руху трактора на схилі. Під час роботи серійної машини на схилах виникає значна бокова складова сили ваги, яка спричиняє нерівномірне навантаження на колеса та підвищує ймовірність бокового зміщення трактора. Використання додаткового опорного елемента дозволяє частково компенсувати цей вплив та покращити стабільність положення машини під час виконання технологічних операцій.

Важливою перевагою конструкції є зменшення буксування рушіїв. Завдяки збільшенню площі контакту та покращенню умов взаємодії рушія з поверхнею ґрунту підвищується ефективність реалізації тягового зусилля. Це дозволяє зменшити втрати потужності на пробуксовування ведучих коліс та підвищити продуктивність роботи машинно-тракторного агрегату.

На рисунку 3.9 наведено порівняння роботи серійної та удосконаленої ходових систем під час руху трактора на схилі.

Порівняння режимів роботи ходових систем демонструє, що використання додаткового опорного елемента сприяє більш рівномірному розподілу навантаження на опорну поверхню та підвищенню стійкості трактора під час руху по схилу.

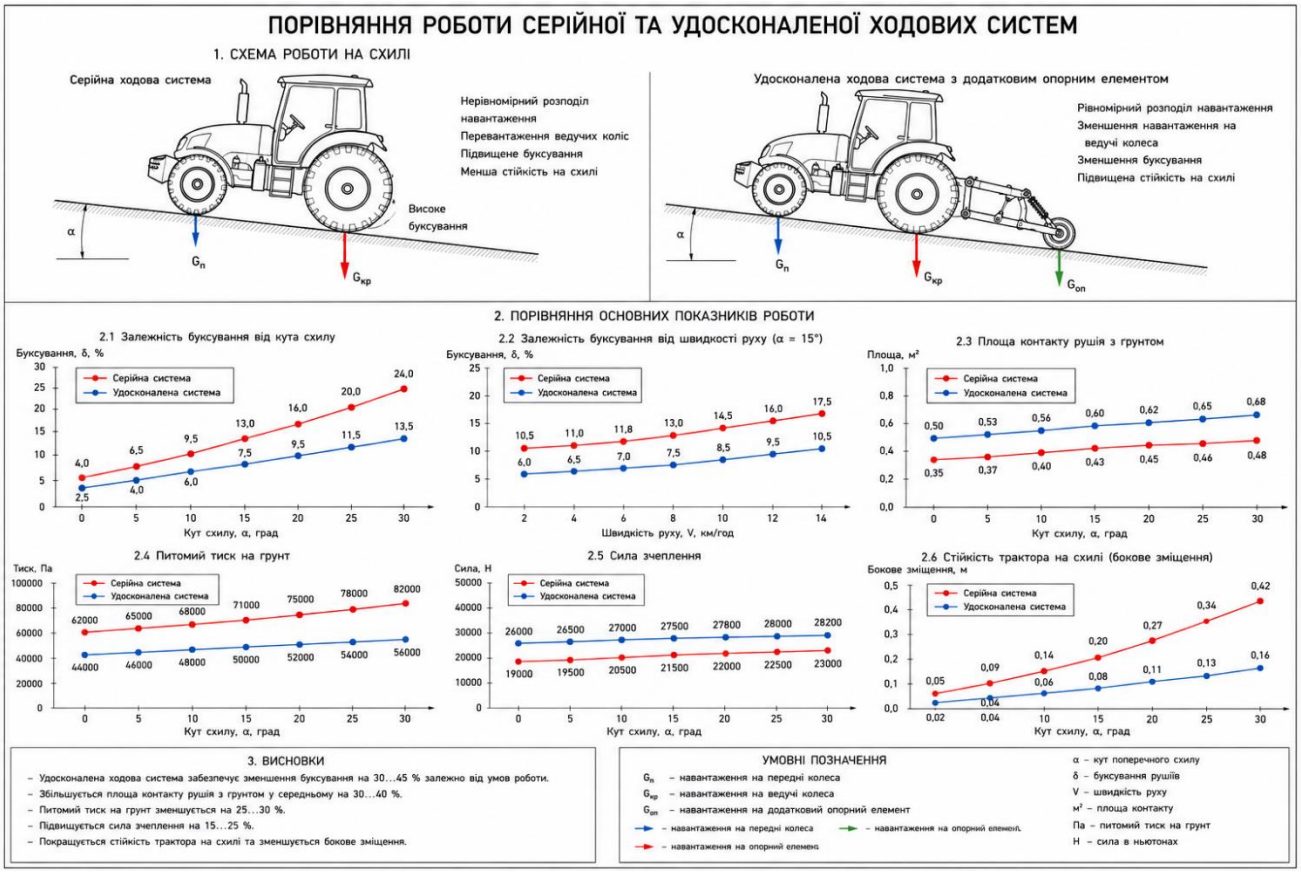


Рисунок 3.9 – Порівняння роботи серійної та удосконаленої ходових систем

Ще однією перевагою удосконаленої конструкції є зменшення питомого тиску на ґрунт. Це дозволяє: зменшити ущільнення поверхневого шару ґрунту; покращити прохідність трактора; знизити ймовірність прослизання рушіїв; підвищити ефективність роботи на перезволожених ділянках поля.

Зниження питомого тиску є особливо важливим під час виконання польових робіт на схилах, де через нерівномірний розподіл навантаження значно погіршуються умови взаємодії рушія з ґрунтом [7].

Пружно-амортизаційний механізм удосконаленої системи забезпечує компенсацію динамічних навантажень, що виникають під час руху трактора нерівностями поверхні поля. Завдяки цьому: зменшуються ударні навантаження на елементи конструкції; покращується плавність руху; підвищується довговічність ходової системи; підтримується постійний контакт опорного елемента з поверхнею ґрунту. На рисунку 3.10 наведено схему впливу удосконаленої ходової системи на стійкість трактора під час руху на схилі.

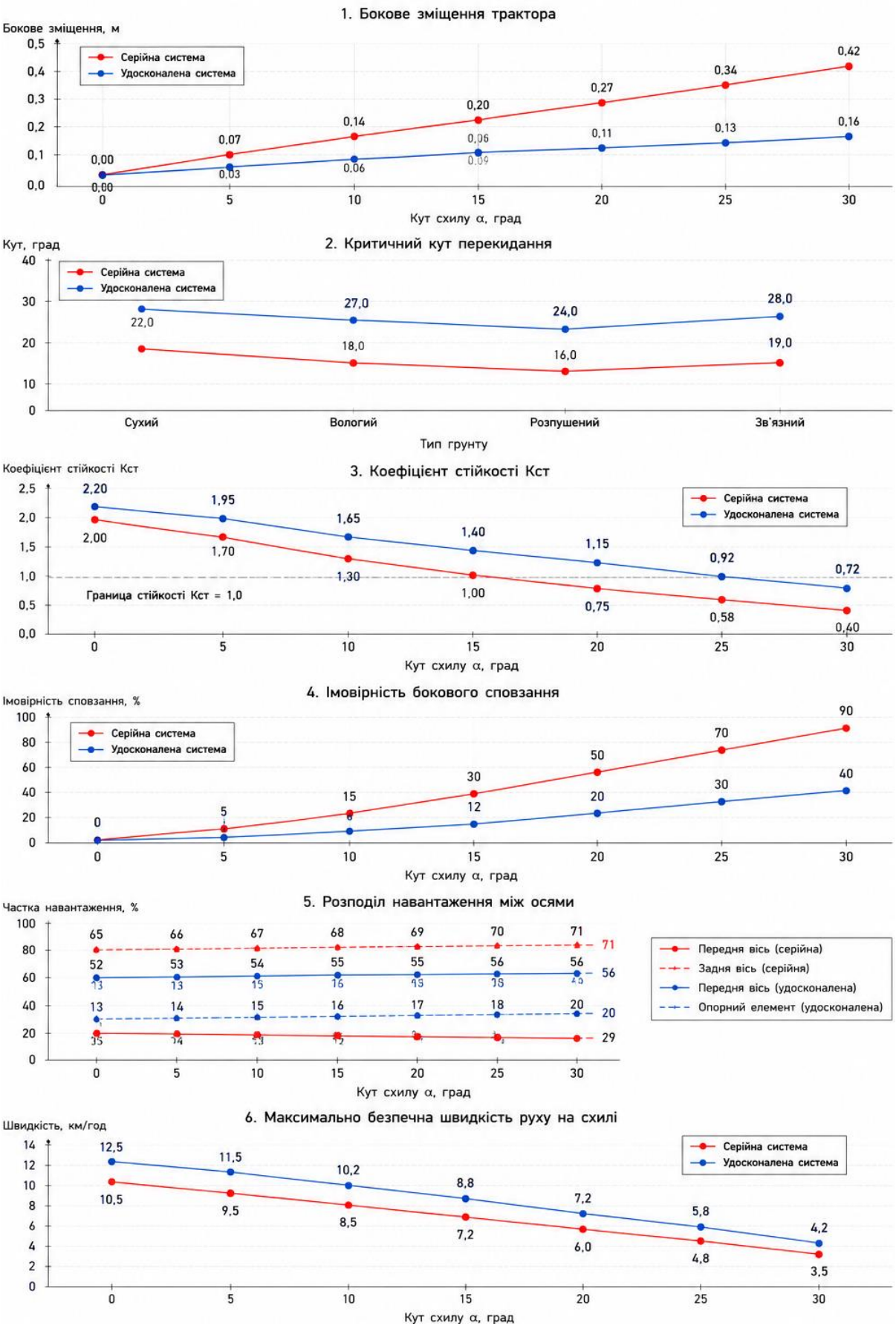


Рисунок 3.10 – Вплив удосконаленої ходової системи на стійкість трактора

Однією з важливих експлуатаційних особливостей конструкції є можливість її встановлення на серійні трактори без значного переобладнання базових вузлів машини. Монтаж додаткового опорного елемента здійснюється за допомогою болтових з’єднань, що дозволяє виконувати модернізацію техніки в умовах ремонтно-механічних майстерень сільськогосподарських підприємств.

Запропонована конструкція також характеризується достатньою ремонтопридатністю. Основні елементи системи мають просту конструкцію та можуть бути виготовлені з використанням стандартних матеріалів і комплектувальних виробів. Шарнірні вузли та регулювальні елементи мають вільний доступ для проведення технічного обслуговування та заміни зношених деталей.

Для забезпечення надійної роботи системи в експлуатаційних умовах необхідно: контролювати стан шарнірних з’єднань; перевіряти затягування болтових кріплень; виконувати періодичне мащення рухомих елементів; контролювати стан пружно-амортизаційного механізму; перевіряти тиск у шині опорного колеса.

Запропоновано конструкцію додаткового опорного модуля, до складу якого входять опорне колесо, несучий важіль, кронштейн кріплення, пружно-амортизаційний механізм, регулювальна тяга та шарнірні з’єднання. Конструкція забезпечує часткове сприйняття вертикального навантаження від задньої частини трактора та підтримання постійного контакту опорного елемента з поверхнею ґрунту.

Установлено, що використання пружно-амортизаційного механізму дозволяє компенсувати динамічні навантаження, зменшити ударні впливи на елементи конструкції та підвищити плавність руху трактора під час роботи на нерівних схилах. Регулювальна тяга забезпечує можливість адаптації конструкції до різних умов експлуатації та налаштування величини навантаження, що передається на додатковий опорний елемент.

Проведений аналіз роботи удосконаленої ходової системи показав, що застосування додаткового опорного елемента дозволяє зменшити буксування

рушіїв із 18 до 11 %, підвищити силу зчеплення та покращити стійкість трактора під час руху поперек схилу. Крім цього, забезпечується більш рівномірний розподіл навантаження на ґрунт та знижується питомий тиск на опорну поверхню.

Запропонована конструкція не потребує значного переобладнання базових вузлів трактора та може бути реалізована в умовах ремонтно-механічних майстерень сільськогосподарських підприємств, що підтверджує її практичну придатність для використання у виробничих умовах.

Отримані результати є основою для оцінювання економічної ефективності запропонованого технічного рішення та розроблення заходів з охорони праці, що розглядаються в четвертому розділі дипломного проєкту.

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЄКТНИХ РІШЕНЬ

4.1 Економічна ефективність удосконалення ходової системи трактора

Одним із основних показників доцільності впровадження удосконаленої ходової системи є економічна ефективність запропонованого технічного рішення. Використання додаткового опорного елемента дозволяє зменшити буксування рушіїв, підвищити стійкість руху трактора на схилах та покращити реалізацію тягового зусилля, що позитивно впливає на продуктивність роботи машинно-тракторного агрегату.

Основний економічний ефект досягається за рахунок: зменшення втрат потужності на буксування; підвищення продуктивності агрегату; зниження витрат палива; зменшення інтенсивності зношування шин; зниження витрат на ремонт і технічне обслуговування.

Для оцінювання економічної ефективності приймаємо, що удосконалена ходова система встановлюється на трактор типу New Holland TD5.75 tractor, який використовується під час виконання польових робіт на схилах.

Вихідні дані для розрахунків наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для економічних розрахунків

Показник	Значення
Річне напрацювання трактора, год	900
Середня витрата палива серійного трактора, л/год	11,5
Зниження витрати палива після удосконалення, %	8
Вартість дизельного палива, грн/л	58
Вартість виготовлення додаткового опорного елемента, грн	46500
Термін експлуатації конструкції, років	5

Зниження буксування рушіїв дозволяє зменшити непродуктивні втрати потужності та скоротити витрату палива під час роботи агрегату на схилах [7].

Річну економію палива визначають за формулою:

$$E_n = T \cdot G_n \cdot \frac{\Delta q}{100},, \tag{4.1}$$

де $E_п$ — річна економія палива, л; T — річне напрацювання трактора, год; $G_п$ — середня витрата палива, л/год; Δq — зниження витрати палива, %.

Після підстановки значень отримуємо:

$$E_п = 900 \cdot 11{,}5 \cdot 1008$$
$$E_п = 828\,л.$$

Вартість річної економії палива становить:

$$E_{гр} = 828 \cdot 58,$$
$$E_{гр} = 48024\,грн.' \tag{4.2}$$

Окрім економії палива, застосування удосконаленої ходової системи дозволяє знизити інтенсивність зношування шин унаслідок зменшення буксування ведучих коліс. Орієнтовне зниження витрат на заміну шин і технічне обслуговування становить 8500 грн на рік.

Тоді сумарний річний економічний ефект визначають за формулою:

$$E_з = E_{гр} + E_ш,, \tag{4.3}$$

де $E_з$ — загальний річний економічний ефект, грн; $E_{гр}$ — економія палива, грн; $E_ш$ — економія на ремонті та шинах, грн.

Після підстановки значень:

$$E_з = 48024 + 8500$$
$$E_з = 56524\,грн.$$

Для оцінювання доцільності впровадження конструкції визначимо термін окупності проєктного рішення:

$$t = \frac{C}{E_з},, \tag{4.4}$$

де t — термін окупності, років; C — вартість виготовлення конструкції, грн; $E_з$ — річний економічний ефект, грн.

Після підстановки значень:

$$t = \frac{46500}{56524}$$
$$t = 0{,}82\,року.$$

Отримані результати свідчать про достатньо високу економічну ефективність запропонованого технічного рішення. Результати економічних розрахунків наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Основні показники економічної ефективності

Показник	Значення
Річна економія палива, л	828
Річна економія коштів на паливі, грн	48024
Додаткова економія на ремонті та шинах, грн	8500
Загальний річний економічний ефект, грн	56524
Вартість виготовлення конструкції, грн	46500
Термін окупності, років	0,82

Результати розрахунків показали, що впровадження удосконаленої ходової системи дозволяє забезпечити зниження експлуатаційних витрат та отримати економічний ефект уже протягом першого року експлуатації.

Таким чином, запропоноване технічне рішення є економічно доцільним та може бути рекомендоване для використання в умовах сільськогосподарського виробництва під час роботи тракторів на схилах.

4.2 Охорона праці під час експлуатації трактора з удосконаленою ходовою системою

Під час експлуатації тракторів на схилах значно зростає небезпека втрати стійкості машинно-тракторного агрегату, бокового сповзання та перекидання машини. Додатковими небезпечними факторами є підвищені динамічні навантаження на ходову систему, нерівномірний розподіл навантаження між колесами та погіршення умов керованості трактора [12].

Запропонована удосконалена ходова система спрямована не лише на покращення експлуатаційних показників трактора, а й на підвищення безпеки роботи машинно-тракторного агрегату під час виконання технологічних операцій на схилах.

Основними небезпечними факторами під час роботи трактора на схилі є: перекидання трактора; бокове сповзання агрегату; втрата керованості; підвищене буксування рушіїв; руйнування елементів ходової системи; підвищена втома оператора через вібраційні навантаження.

Для забезпечення безпечної експлуатації трактора з удосконаленою ходовою системою необхідно дотримуватись таких вимог: не перевищувати допустимий кут нахилу схилу; виконувати рух зі швидкістю, що забезпечує стійкість агрегату; перед початком роботи перевіряти технічний стан додаткового опорного елемента; контролювати стан шарнірних з'єднань і кріпильних елементів; не допускати роботи трактора при пошкодженні пружно-амортизаційного механізму; виконувати періодичне технічне обслуговування системи.

Особливу увагу необхідно приділяти стану кріплення додаткового опорного елемента до заднього моста трактора. Ослаблення болтових з'єднань може призвести до порушення роботи конструкції та виникнення аварійної ситуації під час руху по схилу.

Перед початком роботи оператор повинен:

- перевірити стан опорного колеса;
- перевірити тиск у шині;
- оглянути амортизатор і пружину;
- перевірити відсутність тріщин у зварних з'єднаннях;
- переконатися у справності регулювальної тяги.

Під час роботи на схилах оператор повинен уникати: різких поворотів; різкого гальмування; руху впоперек схилу при перевищенні допустимого кута нахилу; перевантаження трактора навісним обладнанням; руху на підвищеній швидкості по нерівній поверхні.

Важливим елементом безпеки є використання кабіни трактора із захисним каркасом, який забезпечує захист оператора у випадку перекидання машини. Оператор повинен працювати із застосуванням ременя безпеки.

Для зменшення вібраційного навантаження на оператора в удосконаленій конструкції застосовано пружно-амортизаційний механізм. Його використання дозволяє: зменшити ударні навантаження; покращити плавність руху; знизити рівень вібрації; підвищити комфортність роботи оператора.

З метою забезпечення безпечних умов праці необхідно проводити періодичний технічний контроль стану удосконаленої ходової системи та своєчасно усувати виявлені несправності.

Таким чином, застосування удосконаленої ходової системи дозволяє не лише покращити експлуатаційні показники трактора, а й підвищити безпеку роботи машинно-тракторного агрегату на схилах. Дотримання вимог охорони праці та правил експлуатації забезпечує надійну й безпечну роботу трактора в складних умовах рельєфу.

ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті виконано аналіз умов експлуатації тракторів на схилах та обґрунтовано необхідність удосконалення ходової системи з метою підвищення стійкості руху, зниження інтенсивності буксування рушіїв і покращення умов реалізації тягового зусилля машинно-тракторного агрегату.

У результаті аналізу літературних джерел і конструктивних особливостей серійних тракторів установлено, що під час роботи на схилах виникають нерівномірний розподіл навантаження між колесами, боковий увод та погіршення умов взаємодії рушія з ґрунтом, що негативно впливає на стійкість і продуктивність роботи трактора.

Виконане математичне обґрунтування підтвердило доцільність застосування удосконаленої ходової системи для роботи трактора на схилах. Установлено, що збільшення площі контакту рушія з ґрунтом із 0,478 до 0,680 м² сприяє підвищенню сили зчеплення приблизно на 4591 Н та забезпечує зниження питомого тиску на опорну поверхню.

У роботі розроблено конструкцію удосконаленої ходової системи з додатковим опорним елементом, яка забезпечує часткове сприйняття вертикального навантаження, стабілізацію контакту з поверхнею поля та більш рівномірний розподіл навантаження між елементами ходової системи.

Порівняльний аналіз роботи серійної та удосконаленої ходових систем показав, що застосування додаткового опорного елемента сприяє зниженню буксування рушіїв із 18 до 11 %, покращенню стійкості руху трактора та підвищенню ефективності роботи машинно-тракторного агрегату на схилах.

Економічне оцінювання підтвердило доцільність упровадження запропонованого технічного рішення. Річний економічний ефект становить 56524 грн, а розрахунковий термін окупності — 0,82 року (близько 10 місяців).

Запропонована конструкція є практично придатною для використання в умовах сільськогосподарського виробництва та може бути рекомендована для підвищення ефективності роботи тракторів на схилах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білоконь Я. Ю., Окоча А. І. Трактори і автомобілі : підручник. Київ : Урожай, 2002. 324 с.
2. Головчук А. Ф., Орлов В. Ф., Строков О. П. Трактори : підручник / за ред. А. Ф. Головчука. Київ : Грамота, 2003. 336 с.
3. Шкарівський Г. В., Бешун О. А., Лавріненко О. Т. Тягово-динамічні розрахунки мобільних енергетичних засобів : методичні вказівки. Київ : Компринт, 2016. 155 с.
4. Macmillan R. H. The Mechanics of Tractor–Implement Performance: Theory and Worked Examples. Melbourne : University of Melbourne, 2002. 372 p.
5. Zoz F. M., Grisso R. D. Traction and Tractor Performance. St. Joseph, Michigan : American Society of Agricultural Engineers (ASAE), 2003. 46 p.
6. Grisso R., Pitman R. Traction and Tractor Performance. Virginia Cooperative Extension. Blacksburg : Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001. 8 p.
7. Spencer H. B. Stability and Control of Two-Wheel Drive Tractors and Machinery on Sloping Ground. Journal of Agricultural Engineering Research. 1978. Vol. 23, No. 2. P. 147–161.
8. Franceschetti B., Rondelli V., Capacci E. Lateral Stability Performance of Articulated Narrow-Track Tractors. Agronomy. 2021. Vol. 11, No. 12. Article 2512. DOI: 10.3390/agronomy11122512.
9. Franceschetti B., Lenain R., Rondelli V. Comparison between a Rollover Tractor Dynamic Model and Actual Lateral Tests. Biosystems Engineering. 2014. Vol. 127. P. 79–91. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2014.08.010.
10. Previati G., Gobbi M., Mastinu G. Mathematical Models for Farm Tractor Rollover Prediction. International Journal of Vehicle Design. 2014. Vol. 64, No. 2–4. P. 280–303.
11. Pessina D., Facchinetti D., Galli L. E., Bisaglia C., Cutini M. Survey on the Lateral Stability of Wheeled Narrow-Track Tractors. In: Safety, Health and

Welfare in Agriculture and Agro-Food Systems (SHWA 2020). Cham : Springer, 2022. P. 457–467. DOI: 10.1007/978-3-030-98092-4_47.

12. Голуб Г. А., Чуба В. В., Ачкевич В. О., Крушельницький В. А., Цивенкова Н. Г. Modeling of the Running System Pressure on the Soil Depending on the Structural Parameters of the Tractors. INMATEH – Agricultural Engineering. 2023. Vol. 69, No. 1. P. 369–378. DOI: 10.35633/inmateh-69-34.
13. New Holland TD5 Tractor Series – Technical Specifications. URL: https://agriculture.newholland.com (дата звернення: 11.05.2026).
14. Трактори і автомобілі : електронний навчальний посібник / уклад. кафедра тракторів і автомобілів НУБіП України.
15. Трактори і автомобілі. Частина І : електронний навчальний посібник / уклад. кафедра тракторів і автомобілів НУБіП України.

ДОДАТКИ

Графічний матеріал

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет механіко-технологічний

Кафедра тракторів і автомобілів

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ БАКАЛАВРА
на тему:

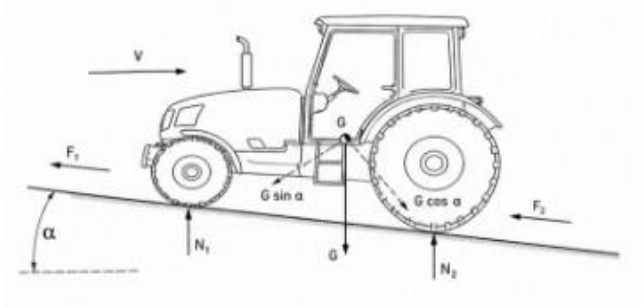
«ПОКРАЩЕННЯ РОБОТИ ТРАКТОРА НА СХИЛІ УДОСКОНАЛЕННЯМ ХОДОВОЇ СИСТЕМИ»

Корж Олександр Григорович

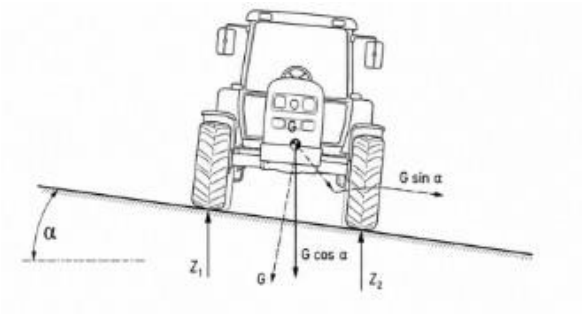
Керівник дипломного проекту доцент, к.т.н., *Романченко В.М.*

Київ 2026

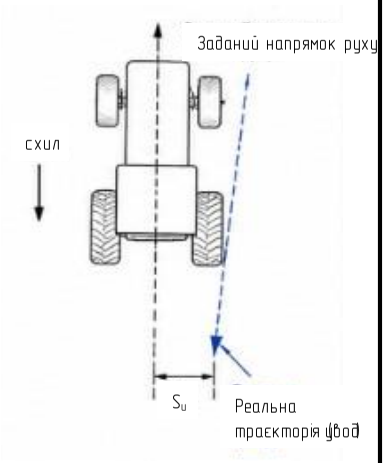
Сили, що діють на трактор під час руху вздовж схилу



Силу що діють на трактор під час руху поперек схилу



Боковий увід колісного трактора на схилі

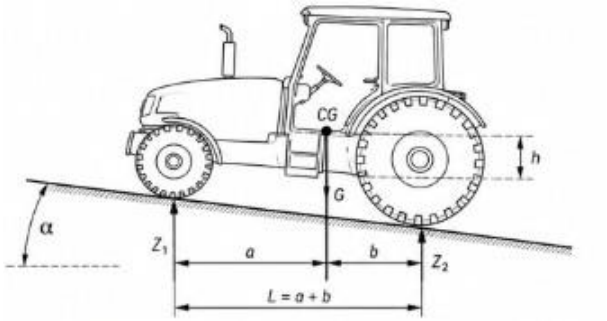


Умовні позначення

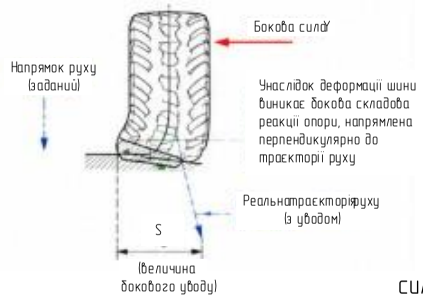
V напрямок руху трактора;
G вага трактора, Н;
α кут нахилу схилу, град;
N_1 нормальна реакція опорної поверхні на передні колеса, Н;
N_2 нормальна реакція опорної поверхні на задні колеса, Н;
F_1 сила зчеплення переднього колеса, Н;
F_2 сила зчеплення заднього колеса, Н;
Gsinα складова ваги трактора, спрямована вздовж схилу
Gcosα складова ваги трактора, перпендикулярна до поверхні схилу
Z_1 реакція опорної поверхні на колеса, розташовані на підвищеному боці схилу, Н;
Z_2 реакція опорної поверхні на колеса, розташовані на нижньому боці схилу Н;

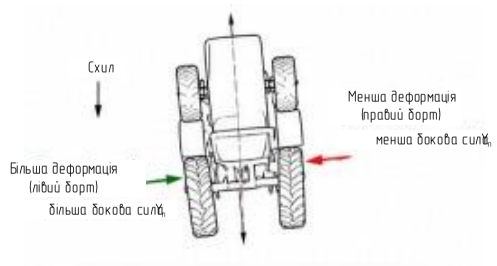
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	01.08 ДП.5.10 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		
Розробив		Карж			ОСОБЛИВОСТІ РУХУ ТРАКТОРА НА СХИЛІ	Літ.	Арк. 1 / Акрушів 11
Перевірив		Романченко					
Н.контр.		Калінін				НУБіП України	
Затв.							

Схема перерозподілунавантаженьна осі трактора під час руху насхилі



Вплив деформації шини на боковийухід трактора





Умовні позначення

G вага трактора, Н;
CG центр мас трактора;
α кут нахилу схилу, град;
Z_1 реакція опорної поверхні на передню вісь, Н;
Z_2 реакція опорної поверхні на задню вісь, Н;
a відстань від вертикальної проекції центру мас до передньої осі, м;
b відстань від вертикальної проекції центру мас до задньої осі, м;
L колісна база трактора, м;
h висота розташування центру мас, м.

сила, що перешкоджаєруху насхилі

$$P_\alpha = G_{\sin\alpha} \qquad (1)$$

P_α сила опору руху на схилі, Н; G вага трактора, Н; α кут нахилу схилу, град.

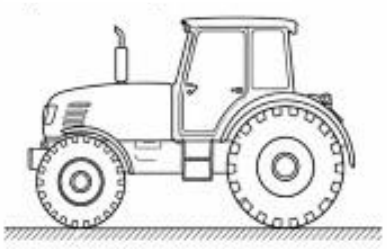
граничнийкут схилу

$$\tan\alpha \le \varphi \qquad (2)$$

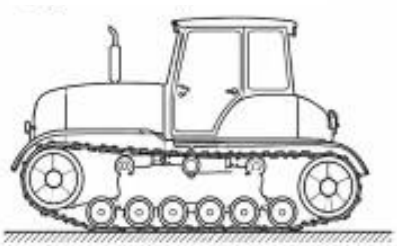
					01.08 ДП.510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив.		Корж			СИЛОВА ВЗАЄМОДІЯ ТРАКТОРА ТА УМОВИ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ	Літ.	Арк. 2	Акушів 11
Перевірив.		Романченко						
Н.контр.		Колінін				НУБіП України		
Затв.								

Основні типиходовихсистем тракторів

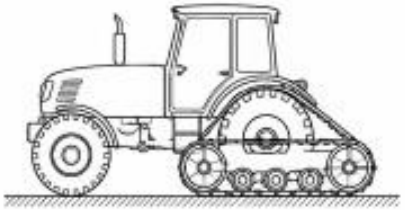
1) Колісна ходова система



2) Гусенична ходова система



3) Напівгусенична ходова система



4) Комбінована ходова система

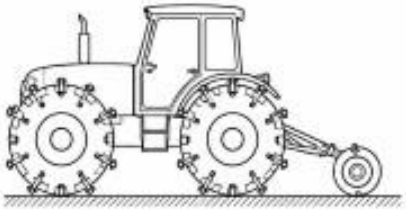
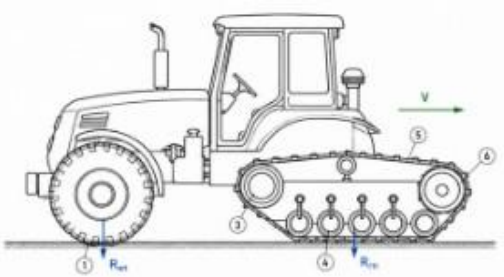


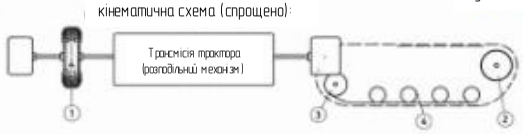
Схема комбінованоїходової системи трактора



Умовні позначення:

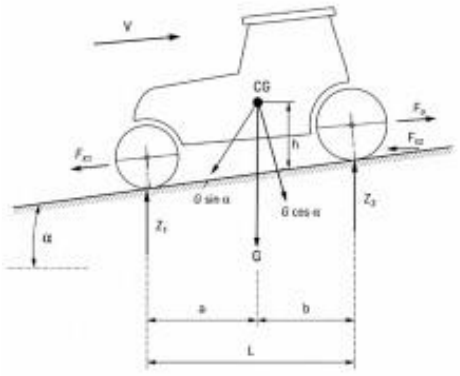
1 переднє ведуче колесо
2 гусеничний рушій (ведуча зірочка)
3 напрямне (натяжне) колесо
4 опорні котки
5 гусениця
6 ведуча зірочка гусеничного рушія
V напрямок руху трактора
Rкп реакція опори на переднє колесо
Rгп реакція опори на гусеничний рушій

кінематична схема (спрощено):



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	01.08 ДП5510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		
Розробив.		Кафж			АНАЛІЗ СЕРІЙНИХ ХОДОВИХ СИСТЕМ	Літ	Арк. 3 / Акрушів 11
Перевірив.		Романченко					
Н.контр.		Калінін				НУБіП України	
Затв.							

Розрахунковасхема сил,що діють на тракторпід час руху насхилі



Умовні позначення:

G вага трактора, Н;
CG центр мас трактора;
α кут нахилу схилу, град;
V напрямок руху трактора;
Z1 нормальна реакція опорної поверхні на передню вісь, Н;
Z2 нормальна реакція опорної поверхні на задню вісь, Н;
Fx1 сила зчеплення передніх коліс, Н;
Fx2 сила зчеплення задніх коліс, Н;
Fo сила опору руху, Н;
Gsinα складова ваги трактора, спрямована вздовж схилу, Н;
Gcosα складова ваги трактора, перпендикулярна до поверхні схилу, Н;
a відстань від вертикальної проєкції центру мас до передньої осі, м;
b відстань від вертикальної проєкції центру мас до задньої осі, м;
L колісна база трактора, м;
h висота розташування центру мас, м.

Бокова складова сили ваги:

$$P_б = G\sin\alpha \quad (1)$$

де $P_б$ бокова складова сили ваги, Н; G вага трактора, Н; α кут нахилу схилу, град.

Вага трактора:

$$G = mg \quad (2)$$

де m маса трактора, кг; g прискорення вільного падіння, м/с^2.

Нормальна складова сили ваги:

$$P_н = G\cos\alpha \quad (3)$$

Сила зчеплення рушія з ґрунтом:

$$P_в = \varphi P_н \quad (4)$$

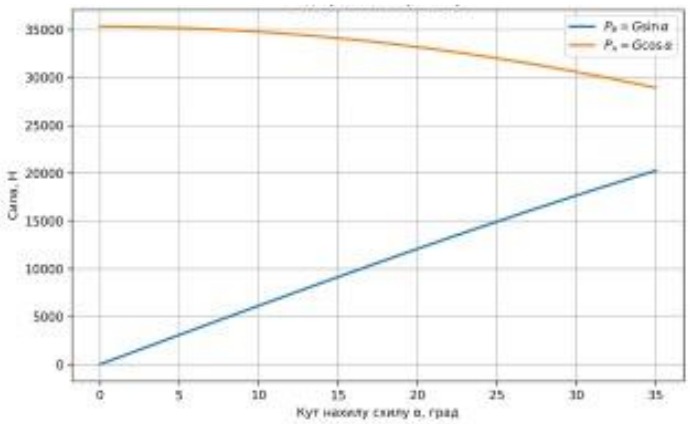
Умова стійкого руху трактора на схилі:

$$G\sin\alpha \le \varphi G\cos\alpha \quad (5)$$

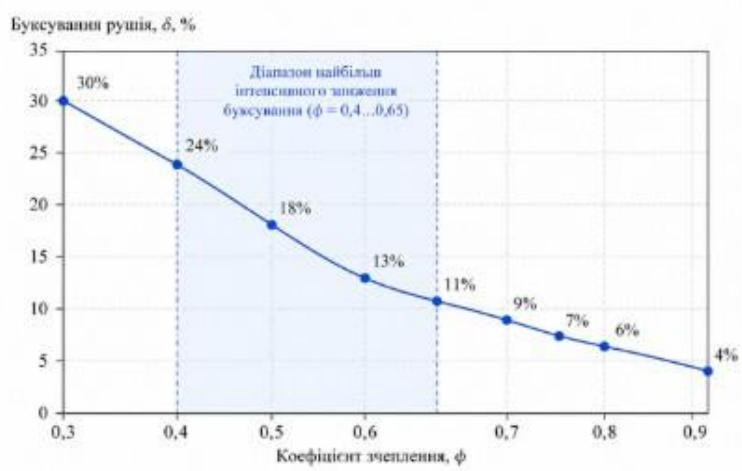
де $G\sin\alpha$ — бокова складова сили тяжіння, Н; $\varphi G\cos\alpha$ — сила зчеплення рушія з ґрунтом, Н; G вага трактора, Н; α — кут нахилу схилу, град; φ — коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	01.08 ДП.510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		
Розробив.		Корж			МАТЕМАТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ ТРАКТОРА НА СХИЛІ	Літ.	Арк. 4 / Акрушів 11
Перевірив.		Романченко					
Н.контр.		Калінін				НУБіП України	
Затв.							

Залежність бокової і складової сили ваги від кута нахилу схилу



Залежність буксування рушія від коефіцієнта зчеплення

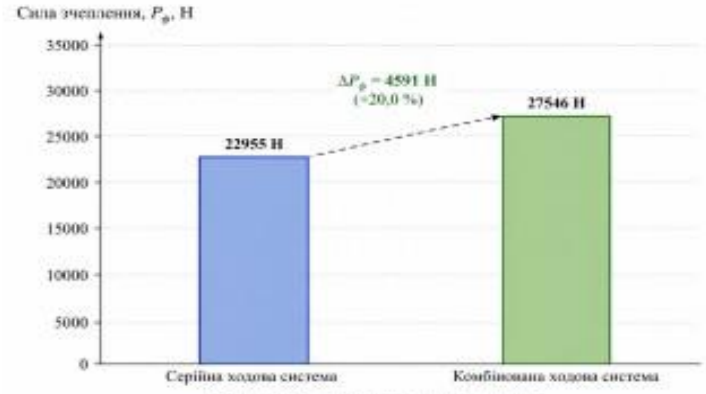


Вплив коефіцієнта зчеплення на силу зчеплення рушія

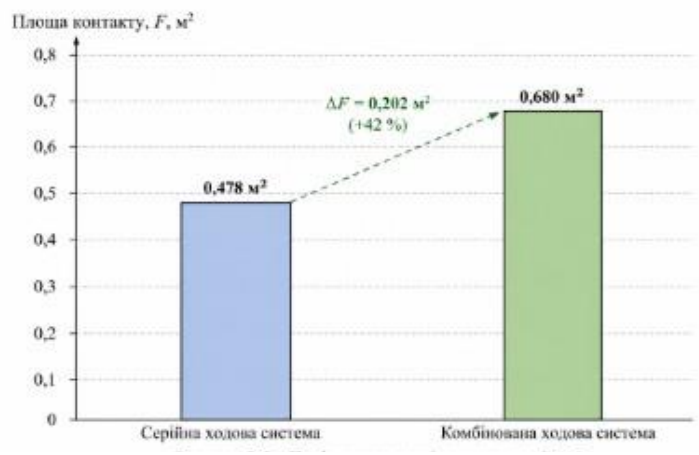
Коефіцієнт зчеплення φ	Сила зчеплення P_φ, Н
0,40	13989
0,50	17486
0,65	22732
0,75	26229

					01.08 ДП.510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив.		Карж			РЕЗУЛЬТАТИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	Літ.	Арк. 5 / Акрушів 11
Перевірив.		Романченко					
Н.контр.		Калінін				НУБіП України	
Затв.							

Порівняння сили зчеплення серійної та комбінованої ходових систем



Порівняння площі контакту серійної та комбінованої ходових систем

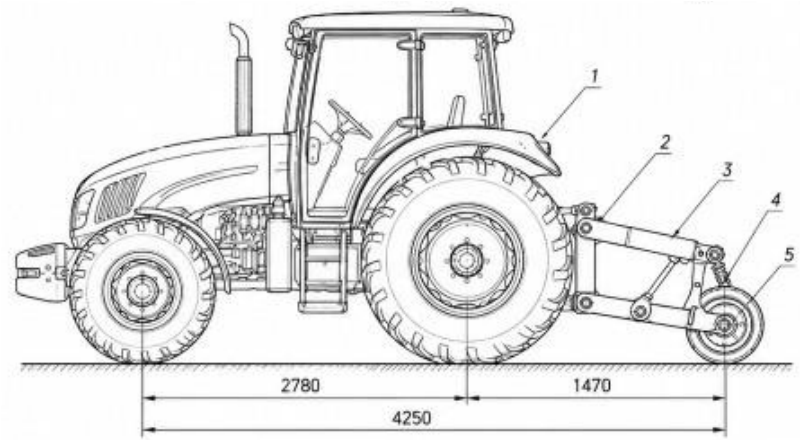


Порівняння параметрів серійної та комбінованої ходових систем

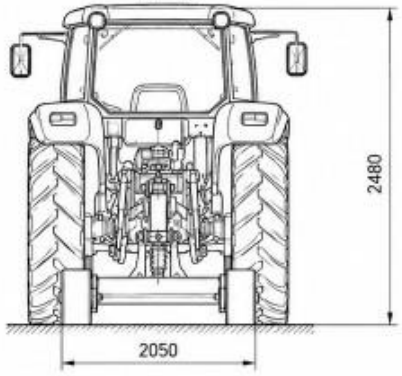
Показник	Серійна система	Комбінована система
Площа контакту рушія, ^{2}м	0,48	0,68
Питомий тиск на ґрунт, Па	73575	51935
Коефіцієнт зчеплення	0,65	0,78
Сила зчеплення, Н	22955	27546

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	01.08 ДП.510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ			
Розробив.		Корж			ПОРІВНЯННЯ СЕРІЙНОЇ ТА КОМБІНОВАНОЇ ХОДОВИХ СИСТЕМ	Літ.	Арк. 6	Аркушів 11
Перевірив.		Романченко				НУБіП України		
Н.контр.		Калінін						
Затв.								

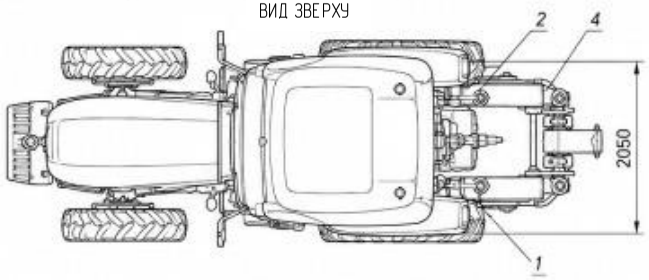
Загальний вигляд удосконаленої ходової системи трактора



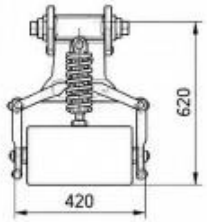
ВИД ЗЗАДУ



ВИД ЗВЕРХУ



А–А



Поз.	Найменування	Кільк.
1	Ведуче колесо	2
2	Несучий кронштейн	2
3	Механізм регулювання	2
4	Додатковий опорний елемент	2
5	Амортизаційний елемент	2

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА:

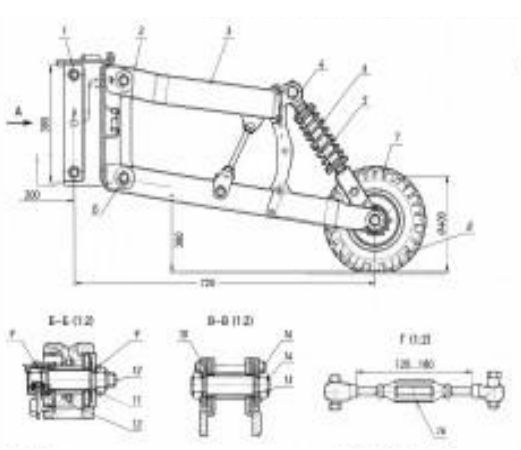
Збільшення площі контакту рушія з ґрунтом;

Зменшення питомого тиску на опорну поверхню;

Підвищення стійкості та тягових властивостей трактора на схилах.

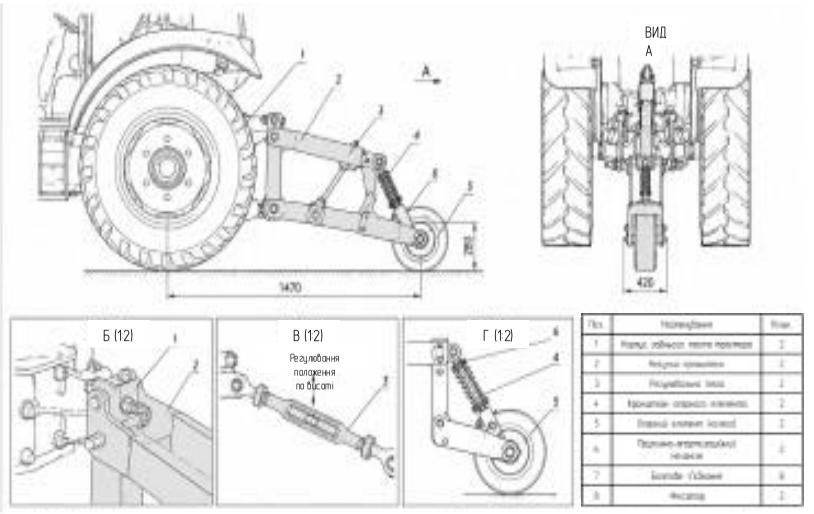
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	01.08 ДП.510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		
Розробив.		Корж			КОНСТРУКТИВНЕ РІШЕННЯ	Літ.	Арк. 7 / Акрушів 11
Перевірив.		Романченко					
Н.контр.		Калінін				НУБіП України	
Затв.							

Конструкція додаткового опорного елемента



Поз.	Найменування	Кіль.	Матеріал
1	Кронштейн кріплення	1	Сталь 09Г2С
2	Вісь коромисла	1	Сталь 45
3	Маточина	1	Сталь 09Г2С
4	Пружина амортизатора	1	Сталь 65Г
5	Амортизатор	1	Сталь/Гума
6	Важіль корегувального механізму	1	Сталь 45
7	Тяга регульована	1	Сталь 45
8	Опорне колесо (в зборі)	1	Сталь/Гума
9	Вісь опорного колеса	1	Сталь 45
10	Підшипник кочення радіальний	2	Сталь ШХ15
11	Корпус підшипникового вузла	1	Сталь 45
12	Втулка дистанційна	2	Сталь 45
13	Опорна кільця	2	Сталь 65Г
14	Втулка-шарнір	2	Бронза БрАЖ9-4
15	Установчий штифт	2	Сталь
16	Регульований елемент (ресурсний)	1	Сталь 45
17	Контргайка М16	2	Сталь 45

Схема встановлення додаткового опорного елемента



Поз.	Найменування	Кіль.
1	Корпус зубчастого насоса гідропривода	1
2	Фільтр грубого очищення	1
3	Розширювальний бачок	1
4	Кронштейн опорного елемента	2
5	Опорний елемент (колесо)	1
6	Пружинно-амортизаційний механізм	1
7	Болт М16х90	4
8	Фіксатор	1

ПРИЗНАЧЕННЯ

Додатковий опорний елемент призначений для часткового сприйняття вертикального навантаження від задньої частини трактора, збільшення площі контакту рушія з ґрунтом та підвищення стійкості руху на схилах.

ПРИНЦИП РОБОТИ

Під час руху трактора опорне колесо (8) контактує з поверхнею ґрунту та через важільну систему передає частину навантаження на кронштейн кріплення (1) заднього моста трактора. Пружинно-амортизаційний механізм (4,5) забезпечує копіювання нерівностей поверхні та гасіння ударних навантажень. Регулювальна тяга (16) дозволяє змінювати положення опорного елемента відносно землі, регулюючи величину навантаження.

РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ

Зміна довжини регулювальної тяги (16) дозволяє змінювати висоту встановлення опорного колеса. Поворот тяги за годинниковою стрілкою піднімає колесо, проти годинникової — опускає. Фіксація положення здійснюється контргайками (17).

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ:

Діаметр опорного колеса, мм — 400; Ширина опорного колеса, мм — 140; Робочий хід опорного елемента, мм — 120; Діапазон регулювання висоти, мм — 120…180; Маса опорного елемента, кг — 56; Максимальне навантаження на опорний елемент, кН — 15

ПРИНЦИП ВСТАНОВЛЕННЯ:

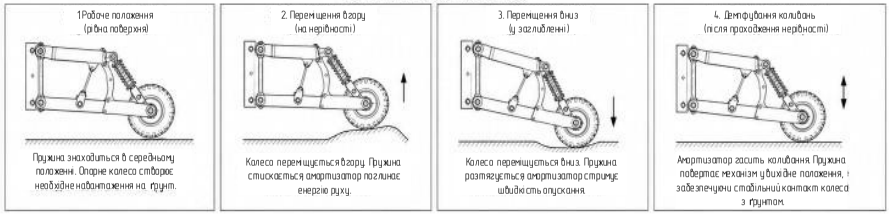
1. Несучий кронштейн (2) кріпиться до корпусу заднього моста трактора (1) болтами з — еднаннями.
2. За допомогою регулювальної тяги (3) встановлюється необхідна висота опорного елемента (5).
3. Пружинно-амортизаційний механізм (6) забезпечує копіювання — нерівностей поверхні поля.
4. Опорний елемент (5) контактує з — ґрунтом під час роботи трактора на схилах та частково сприймає навантаження.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	01.08 ДП.5.10 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		
Розробив.		Корж			КОНСТРУКТИВНЕ РІШЕННЯ (продовження)	Літ.	Арк. 8 / Акушів 11
Перевірив.		Романченко					
Н.контр.		Калнін				НУБіП України	
Затв.							

Робота пружно-амортизаційного механізму



РОБОТА МЕХАНІЗМУ В РІЗНИХ УМОВАХ

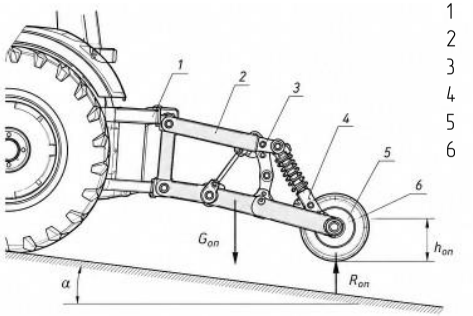


ПРИНЦИП РОБОТИ

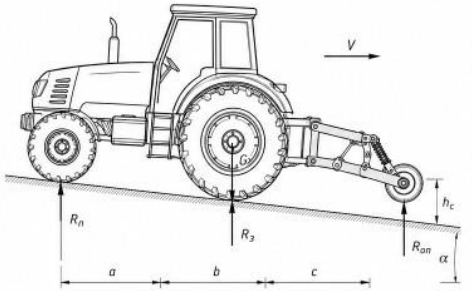
Під час руху трактора опорне колесо повторює нерівності поверхні. Вертикальне переміщення передається на пружно-амортизаційний механізм. Пружина стискається або розтягується, накопичуючи потенційну енергію, а амортизатор гасить коливання, забезпечуючи плавність ходу. Завдяки цьому механізм копіює рельєф поверхні, а опорний елемент зберігає постійний контакт із ґрунтом.

ФУНКЦІЇ МЕХАНІЗМУ компенсація нерівностей поверхні поля; зменшення ударних навантажень; підтримання постійного навантаження на опорне колесо; покращення стійкості та плавності руху трактора.

Робота додаткового опорного елемента під час руху трактора на схилі



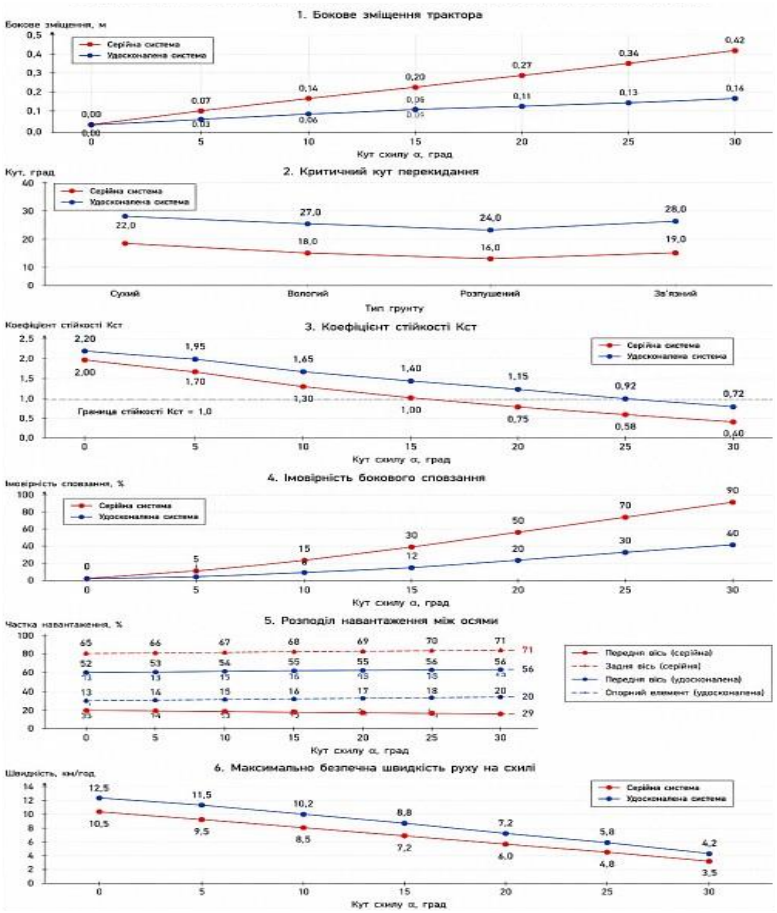
1 кронштейн кріплення;
2 важільна система;
3 пружно-амортизаційний механізм;
4 важіль опорного елемента;
5 опорний елемент (колесо);
6 шарнірні з'єднання.

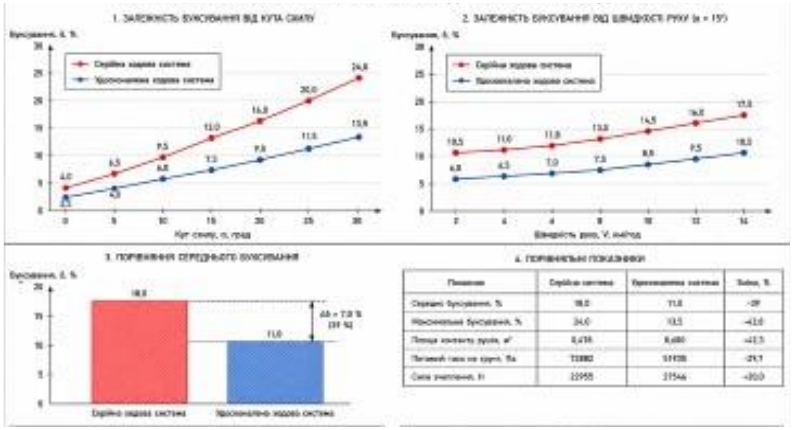


Умовні позначення:
G вага трактора;
$R_п$ реакція опори на передню вісь;
$R_з$ реакція опори на задню вісь;
$R_{оп}$ реакція опори на додатковий опорний елемент;
a,b,c відстані між осями опор;
h_c висота центра мас;
α — кут нахилу схилу;
V напрямок руху трактора.

Робота удосконаленої ходової системи трактора на схилі

					01.08 ДП.510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
Розробив.		Корж			РОБОТА УДОСКОНАЛЕНОЇ СИСТЕМИ	Літ. / Арк. 9 / Акрушів 11
Перевірив		Романченко				
Н.контр.		Калінін				НУБіП України
Затв.						





Основні показники економічної ефективності

Показник	Значення
Річна економія палива, л	828
Річна економія коштів на паливі, грн	48024
Додаткова економія на ремонті та шинах, грн	8500
Загальний річний економічний ефект, грн	56524
Вартість виготовлення конструкції, грн	46500
Термін окупності, років	0,82

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	01.08 ДП510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ		
Розробив.		Корж			ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАПРОПОНОВАНОГО РІШЕННЯ	Літ.	Арк. 10 / Акрушів 11
Перевірив.		Романченко				НУБіП України	
Н.контр.		Калінін					
Затв.							

У дипломному проєкті виконано аналіз умов експлуатації тракторів на схилах та обґрунтовано необхідність удосконалення ходової системи з метою підвищення стійкості руху, зниження інтенсивності буксування рушіїв і покращення умов реалізації тягового зусилля машинно–тракторного агрегату.

У результаті аналізу літературних джерел і конструктивних особливостей серійних тракторів установлено, що під час роботи на схилах виникають нерівномірний розподіл навантаження між колесами, боковий увод та погіршення умов взаємодії рушія з ґрунтом, що негативно впливає на стійкість і продуктивність роботи трактора.

Виконане математичне обґрунтування підтвердило доцільність застосування удосконаленої ходової системи для роботи трактора на схилах. Установлено, що збільшення площі контакту рушія з ґрунтом із 0,478 до 0,680 м² сприяє підвищенню сили зчеплення приблизно на 4591 Н та забезпечує зниження питомого тиску на опорну поверхню.

У роботі розроблено конструкцію удосконаленої ходової системи з додатковим опорним елементом, яка забезпечує часткове сприйняття вертикального навантаження, стабілізацію контакту з поверхнею поля та більш рівномірний розподіл навантаження між елементами ходової системи.

Порівняльний аналіз роботи серійної та удосконаленої ходових систем показав, що застосування додаткового опорного елемента сприяє зниженню буксування рушіїв із 18 до 11 %, покращенню стійкості руху трактора та підвищенню ефективності роботи машинно–тракторного агрегату на схилах.

Економічне оцінювання підтвердило доцільність упровадження запропонованого технічного рішення. Річний економічний ефект становить 56524 грн, а розрахунковий термін окупності 0,82 року (близько 10 місяців).

Запропонована конструкція є практично придатною для використання в умовах сільськогосподарського виробництва та може бути рекомендована для підвищення ефективності роботи тракторів на схилах.

					01.08 ДП.510 «С» 2026.02.16.72 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив.		Корж			ВИСНОВКИ	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевірив.		Романченко					11	11
Н.контр.		Калінін				НУБіП України		
Затв.								