

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ” 2023 р.
Зав. кафедри к.т.н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
А.В. Войтік
(підпис) (ініціали, прізвище)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи
магістр
(освітній рівень)

тема роботи: **«Підвищення ефективності експлуатації машино-тракторного агрегату шляхом баластування та застосування здвоєних коліс на тракторі»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208
«Агроінженерія»
Андрущенко Вадим Васильович
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор Дідур В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

А.В. Войтік

“ ____ ” _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ**

студенту _____ **Андрущенко Вадиму Васильовичу** _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності експлуатації машино-тракторного агрегату шляхом баластування та застосування здвоєних коліс на тракторі»

керівник роботи _____ **Д.Т.Н., професор Дідур В.В.** _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“14” листопада 2023 р. № 01-06/261

2. Строк подання студентом роботи _____ 25.11.2023 р. _____

3. Вихідні дані до роботи: способи зниження коливань машинно-тракторних агрегатів; літературні джерела; шляхи підвищення тягово-зчіпних показників колісних тракторів.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

- проаналізувати джерела коливань елементів машинно-тракторних агрегатів та способи їх зниження;

- теоретично дослідити вплив профілю опорної поверхні й коливань в тривимірному просторі на динаміку МТА;

- провести теоретичний аналіз впливу баластування та різних типів колісних систем на тягово-енергетичні показники енергетичного засобу МТА;

- обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування датчика динаміки колеса енергетичного засобу МТА;

- експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує висоту профілю опорної поверхні та коливання в тривимірному просторі.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; конструктивне рішення встановлення здвосних коліс на тракторі ХТЗ-242К; показники економічної ефективності;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Дідур В.В., доцент		

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При-мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	30.04.2023 р.	
2.	Розділ 1.	14.05.2023 р.	
3.	Розділ 2.	28.05.2023 р.	
4.	Розділ 3.	11.06.2023 р.	
5.	Розділ 4.	25.06.2023 р.	
6.	Розділ 5.	24.09.2023 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	23.10.2023 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	25.11.2023 р.	

Студент _____
(підпис)

Андрущенко В.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Дідур В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Андрущенко В.В. Підвищення ефективності експлуатації машино-тракторного агрегату шляхом баластування та застосування здвоєних коліс на тракторі (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2023: пояснювальна записка на 66 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 24 рисунки, 3 таблиці, 22 джерела літератури, додатки А і Б).

Робота присвячена покращенню тягово-зчіпних показників тракторів за рахунок використання здвоєних шин на ведучих колесах тракторів марки ХТЗ-242К.

Запропоноване удосконалення ходового рушія трактора дозволить зменшити питомий тиск на родючий шар ґрунту та покращить тягово-зчіпні показники тракторів за рахунок збільшення площі контакту шин з опорною поверхнею.

Для реалізації поставленої мети в першому розділі проведено дослідження впливу коливань елементів машинно-тракторного агрегату на його динамічні показники.

В другому розділі проведено аналіз шляхів підвищення тягово-зчіпних показників колісних тракторів, врахувавши переваги і недоліки кожного обрано способу з використанням здвоєння коліс.

В третьому розділі проведено удосконалення ходової частини, а саме розроблено конструкцію пристрою кріплення додаткових коліс. Проведено конструктивно-технологічні розрахунки запропонованого пристрою, якими доведено підвищення тягово-зчіпних показників трактора за рахунок збільшення площі контакту коліс з опорною поверхнею.

Розроблено питання з охорони праці при експлуатації тракторів зі здвоєними колесами.

Виконано економічне обґрунтування запропонованого удосконалення.

Ключові слова: КОЛІСНИЙ РУШІЙ, ЗДВОЄНІ ШИНИ, ТЯГОВО-ЗЧІПНІ ПОКАЗНИКИ, ПРОХІДНІСТЬ ТРАКТОРІВ, КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ КОЧЕННЯ, ПИТОМИЙ ТИСК НА ҐРУНТ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 СТАН ПРОБЛЕМИ. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ МТА НА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ.....	8
1.1 Вплив профілю опорної поверхні на динаміку елементів агрегату.....	8
1.2 Способи зниження коливань машинно-тракторних агрегатів	14
1.3 Висновки по розділу.....	18
2 ТЕНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА.....	20
2.1 Аналіз шляхів підвищення тягово-зчіпних показників колісних тракторів.....	20
2.2 Висновки по розділу.....	31
3 КОНСТРУКТИВНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	32
3.1 Конструктивне рішення встановлення здвоєних коліс на тракторі ХТЗ-242К.....	32
3.2 Розрахунок конструктивних параметрів пристрою.....	35
3.3 Теоретичне обґрунтування відстані між здвоєними колесами.....	36
3.4 Визначення рушійної сили здвоєних коліс трактора.....	40
3.5 Оцінка прохідності трактора.....	43
3.6 Висновки по розділу.....	45
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	46
4.1 Організація охорони праці в господарстві.....	46
4.2 Заходи з оорони праці при роботі машино-тракторного агрегату з здвоєними колесами.....	48
4.3 Висновки по розділу	50
5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	51
5.1 Метод оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування.....	51
5.2 Результати оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування.....	53
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВИК.....	55
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	56
ДОДАТКИ.....	59

ВСТУП

Ступінь універсальності сучасних тракторів та машинно-тракторних агрегатів (МТА) постійно підвищується. Кожен сучасний агрегат повинен бути пристосований до виконання все більшого числа різноманітних сільськогосподарських, тягових, транспортних та інших операцій, тому все більш складними стають їх конструкції. Для підвищення продуктивності енергоємність енергетичного засобу (ЕЗ) постійно збільшується, підвищуються швидкості руху агрегатів. Це призводить до збільшення динамічної навантаженості деталей та елементів МТА, підвищення рівня коливань та вібрацій. Динамічні навантаження та коливання елементів МТА викликають переущільнення ґрунту, що ускладнює пророщування рослин і призводить до зниження родючості ґрунтів. Окрім цього, дані коливання призводять до порушення агротехнічних вимог, створення несприятливих умов вирощування рослин, знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ, погіршують умови праці оператора, зменшують його працездатність. Для зменшення коливань елементів МТА та відповідного зниження їх негативного впливу механізатори навмисно знижують робочу швидкість руху, що призводить до погіршення тягово-енергетичних показників.

Таким чином, дослідження з підвищення ефективності машинно-тракторного агрегату шляхом зниження коливань елементів баластуванням та застосуванням здвоєних колісних систем є актуальною та перспективною науково-прикладною задачею.

Мета дослідження: підвищення ефективності МТА шляхом зниження коливань елементів через баластування енергетичного засобу та застосування здвоєних колісних систем.

Задачі дослідження:

- проаналізувати джерела коливань елементів машинно-тракторних агрегатів та способи їх зниження;
- теоретично дослідити вплив профілю опорної поверхні й коливань в тривимірному просторі на динаміку МТА;

- провести теоретичний аналіз впливу баластування та різних типів колісних систем на тягово-енергетичні показники енергетичного засобу МТА;
- обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування датчика динаміки колеса енергетичного засобу МТА;
- експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує висоту профілю опорної поверхні та коливання в тривимірному просторі.

Об’єкт дослідження: процес руху МТА, його зв'язок з профілем опорної поверхні, баластуванням та типом колісних систем.

Предмет дослідження: закономірності впливу профілю опорної поверхні, коливань елементів МТА та баластування енергетичного засобу на динамічні та тягово-енергетичні показники.

1 СТАН ПРОБЛЕМИ. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ МТА НА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

1.1 Вплив профілю опорної поверхні на динаміку елементів агрегату

Існує два методи аналітичного опису мікропрофілю опорної поверхні. Перший - представлення мікропрофілю у вигляді періодичних функцій. Метод розроблено акад. В. Н. Болтінським. Другий - представлення мікропрофіля як стаціонарної випадкової функції і завдання його кореляційною функцією і спектральною щільністю. Такий спосіб знайшов відображення у роботах Д. А. Чудакова, В. В. Гуськова, Р. В. Ротенберга, А. А. Силаєва, І. Б. Барського та ін.

Представлення мікропрофілю у вигляді періодичних функцій дозволило вирішити ряд завдань динаміки машин [2-4]. Відпрацьованість математичного апарату, наочність отриманих рішень, великий досвід застосування методів розрахунку, простота відтворення періодичних функцій в лабораторних умовах роблять більш прийнятним аналітичний опис мікропрофілю.

Однак, слід зазначити, що реальні сільськогосподарські фони не являють собою функції, близькі до періодичних, їх мікропрофіль носить випадковий характер. При визначенні допустимих швидкостей МТА, що рухаються по різних видах доріг, необхідно виходити з реальних умов руху і мікропрофіль розглядати як випадкову функцію часу, задану відповідними статистичними характеристиками. Найбільш повною статистичною характеристикою мікропрофілю є інтегральний і диференціальний закони розподілу [5].

Для практичних розрахунків мікропрофілі сільськогосподарських фонів досить повно описуються кореляційної функцією і спектральної щільністю, які характеризують мікропрофіль в часовій та частотних характеристиках [6, 7].

Для більш точної апроксимації можна застосовувати вирази вигляду [6]:

$$Q(l) = A_0 e^{-\alpha|l|} (1 - \alpha_0|l|) + \sum_{i=1}^m A_i e^{-\alpha|l|} \left(\cos \beta_i l + \frac{\alpha_i}{\beta_i} \sin \beta_i |l| \right), \quad (1.1)$$

або поліном, що має вигляд [97]:

$$Q(l) = \sum_{i=1}^m A_i e^{-\alpha |l|} \cos \beta_i l, \quad (1.2)$$

де m - число членів полінома.

Стаціонарність реалізацій випадкового процесу опису мікропрофілю необхідно перевіряти за допомогою критерію серій. Така методика приведена у роботах І. С. Нагорського, Дж. Бендата, Л. Пірсола [5] та ін.

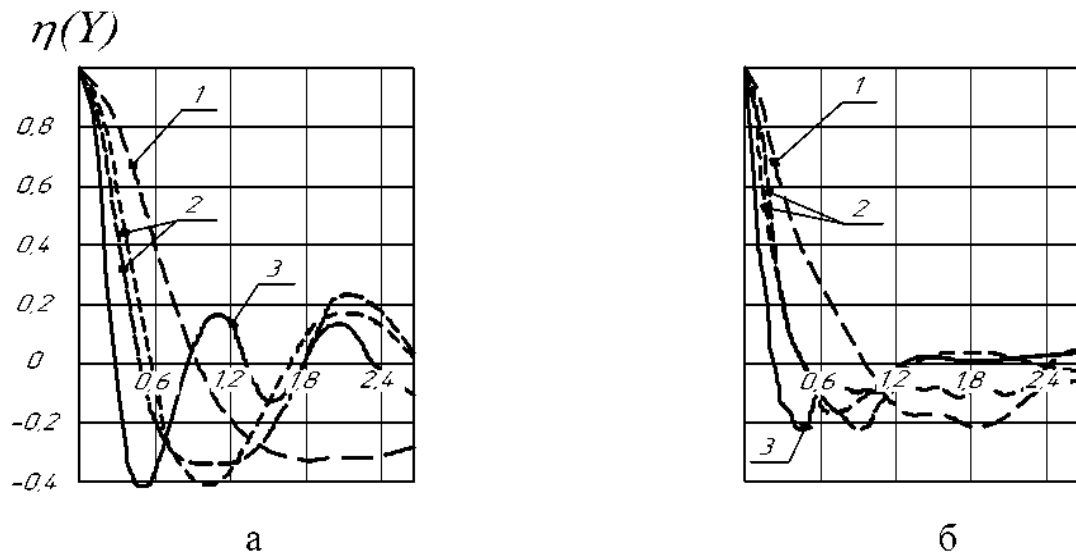
При дослідженні плавності ходу тракторів вплив може характеризуватися нерівностями під лівими і правими, під передніми і задніми колесами. У цьому випадку вводять взаємні кореляційні функції [8, 9], які характеризують зв'язок між впливами лівих і правих, передніх і задніх коліс.

Спектральна щільність впливу мікропрофілю може бути виражена через кореляційну функцію за допомогою прямого функціонального перетворення Фур'є:

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} Q(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau. \quad (1.3)$$

На рис. 1.1 а, б та 1.2, а, б наведено нормовані кореляційні функції і спектральні щільності впливу мікропрофілю доріг на машину при різних швидкостях руху.

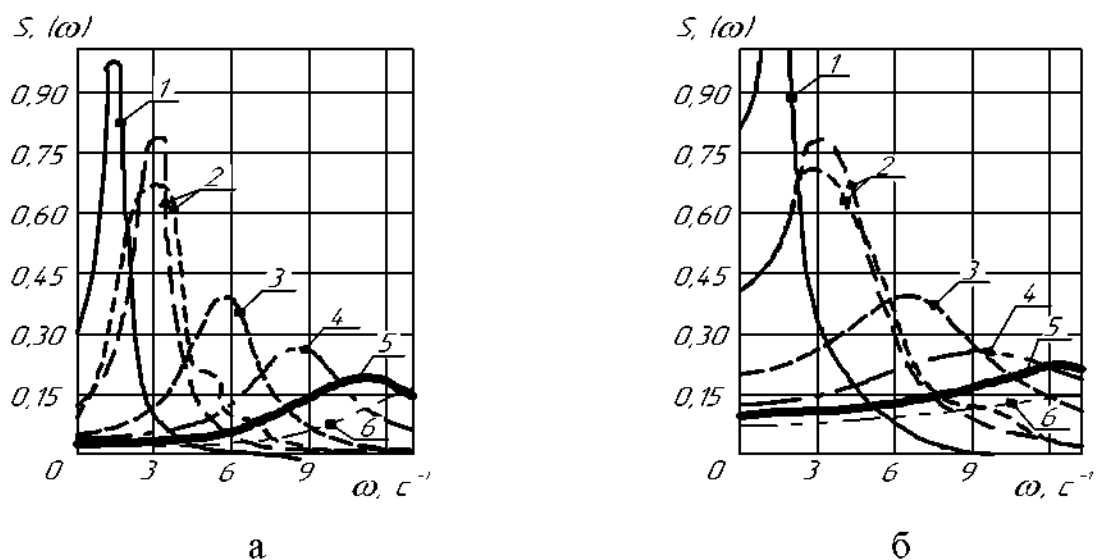
Аналіз нормованих кореляційних функцій та спектральних щільностей показує, що найбільші значення спектральної щільності доріг відповідають частотам до 8 с^{-1} . Зі збільшенням швидкості впливу спектри частот розтягуються, а час кореляції і значення максимумів спектральної щільності зменшуються. Впливи, що обумовлені мікропрофілем дороги, носять випадковий характер і можуть бути апроксимовані з достатньою точністю експоненційно-косинусоїдальними виразами (1.9)-(1.11).



а – ґрунтова дорога; б – шосе; 1 – $v = 1$ м/с; 2 – $v = 2$ м/с; 3 – $v = 4$ м/с;

————— – розрахункові криві; - - - - - – експериментальні криві.

Рисунок 1.1 - Нормовані кореляційні функція впливу дороги на машину для різних швидкостей руху



а – ґрунтова дорога; б – шосе; 1 – $v = 1$ м/с; 2 – $v = 2$ м/с; 3 – $v = 4$ м/с;

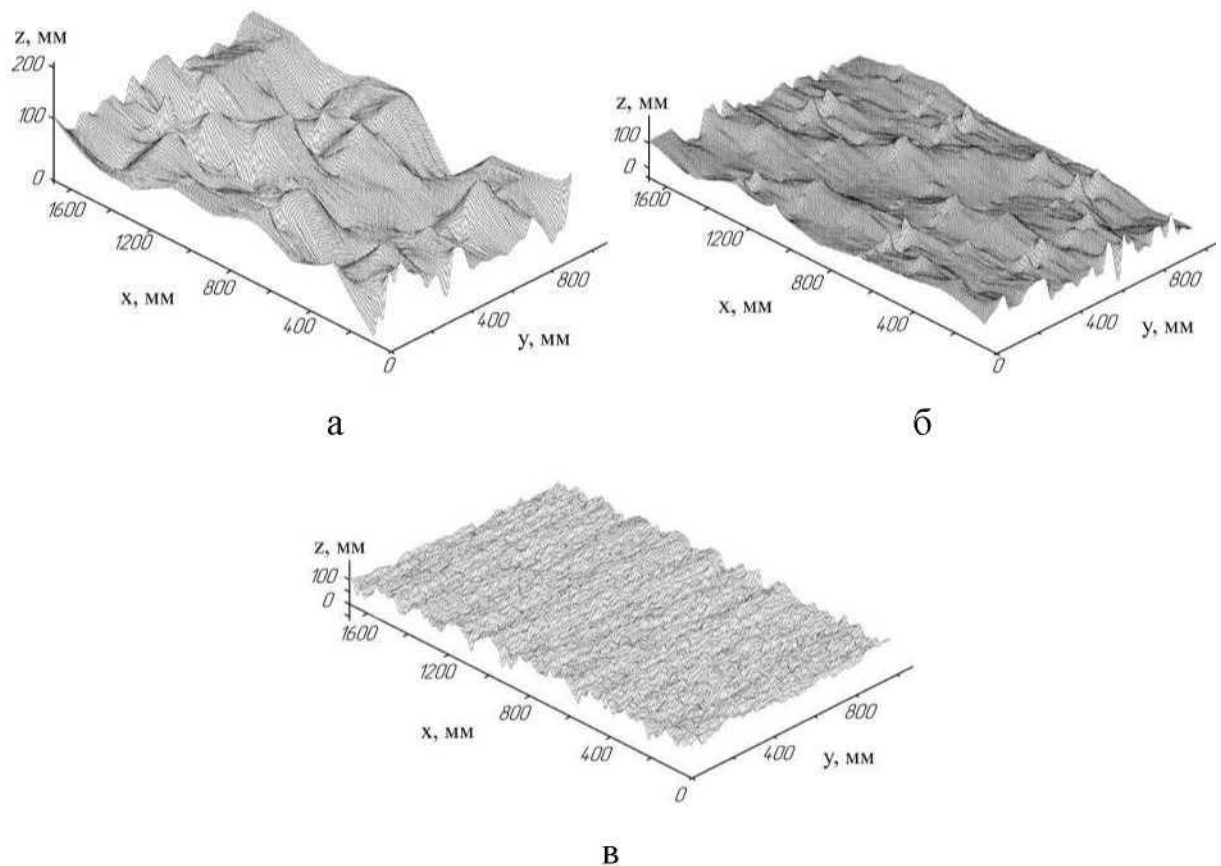
4 – $v = 6$ м/с; 5 – $v = 8$ м/с; 6 – $v = 10$ м/с;

————— – розрахункові криві; - - - - - – експериментальні криві.

Рисунок 1.2 - Нормовані спектральні щільності впливу дороги на машину для різних швидкостей руху

В роботі Kheiralla A. [100] профіль опорної поверхні представлено як DEM («цифрову модель рельєфу») (рис. 1.3).

Форму профілю визначено у точці відбору проб на полі після операції обробки дисковим плугом (рис. 1.3, а), дисковою бороною після дискового плуга (рис. 1.3, б), обертовою фрезою після дискового плуга (рис. 1.3, в).



а – дисковим плугом; б – дисковою бороною після дискового плуга;
в – обертовою фрезою після дискового плуга.

Рисунок 1.3 - Цифрова модель профілю поверхні ґрунту після обробки:

Основним джерелом виникнення коливань рами є мікронерівності профілю поля, які мають випадковий характер [5]. Плавність руху транспортних засобів розглядається на основі теорії ймовірності, спектрального і кореляційного аналізу випадкових процесів [8]. В якості критеріїв плавності руху використовуються максимальні значення прискорень характерної точки підресореної маси, середньоквадратичні значення прискорень, вид амплітудно-частотної

характеристики системи або передавальної функції від впливів поля до точки [8]. Дослідження коливань елементів агрегатів наведено у роботах Аніловича В. Я., Артоболевського І. І., Булгакова В. М. [10, 12], Калініна Є. І [13], Шуляка М. Л. [14].

Коливання трактора, що виникають при виконанні технологічних операцій разом з навісним та причіпним обладнанням, пов'язаних з вирощуванням сільськогосподарських культур, призводять до порушення агротехнічних вимог для створення сприятливих умов зростання рослин (глибина обробітку ґрунту, закладення насіння та ін.), знижують тягово-зчіпні властивості трактора, погіршують умови праці водія, зменшують його працездатність, надають шкідливий вплив на роботу механізмів, викликаючи їх передчасний знос. Підвищення тягово-зчіпних властивостей та зменшення ущільнюючої дії рушіїв на ґрунт відображено у роботах Горячкіна В.П., Савочкіна В.А., Золотаревської Д. І. [27], Кушнар'ова А. С., Скотникова В. А., Солар'ова О. О. [15], Pernmpgal J. [16], Pytka J. [17] та ін.

Існуючі в рослинництві технології по вирощуванню польових культур супроводжуються багаторазовими проходами техніки по полю: комбайнів, тракторів, сільськогосподарських машин та автомобілів. Це призводить до підвищеного механічного впливу ходових систем на ґрунт. Сумарна площа слідів рушіїв при вирощуванні сільськогосподарських культур перевищує площу поля приблизно в два рази, від 6 до 20 разів піддається ущільненню 1012% площі поля, від 1 до 6 разів - 65-80%, і тільки лише 10-15% площі не піддається впливу. Доведено, що збільшення щільності ґрунту з $1,0-1,2 \text{ г/см}^3$ до $1,5-1,6 \text{ г/см}^3$ супроводжується зниженням врожаю зернових до 20%, картоплі до 27%, зниженням ефективності застосування добрив до 40% і збільшенням до 18% сумарних витрат палива [10].

Кушнар'ов А. С. розробив математичну модель, що об'єднує щільність ґрунту і врожайність сільськогосподарських культур:

$$Q = 1 - (a_1(\rho_{opt}\rho)^2 + a_2(\rho_{opt}\rho)), \quad (1.4)$$

де Q - урожай в частинах від максимального врожаю при ρ_{opt} ;

ρ_{opt} - оптимальна щільність складання, г/см³;

ρ - поточне значення щільності ґрунту, г/см³;

a_1, a_2 - емпіричні коефіцієнти, що характеризують чутливість сільськогосподарської культури на зміну щільності ґрунту.

За ступнем негативного впливу ходових систем на щільність ґрунту трактори умовно можна розташувати у наступний ряд (рис 1.4).

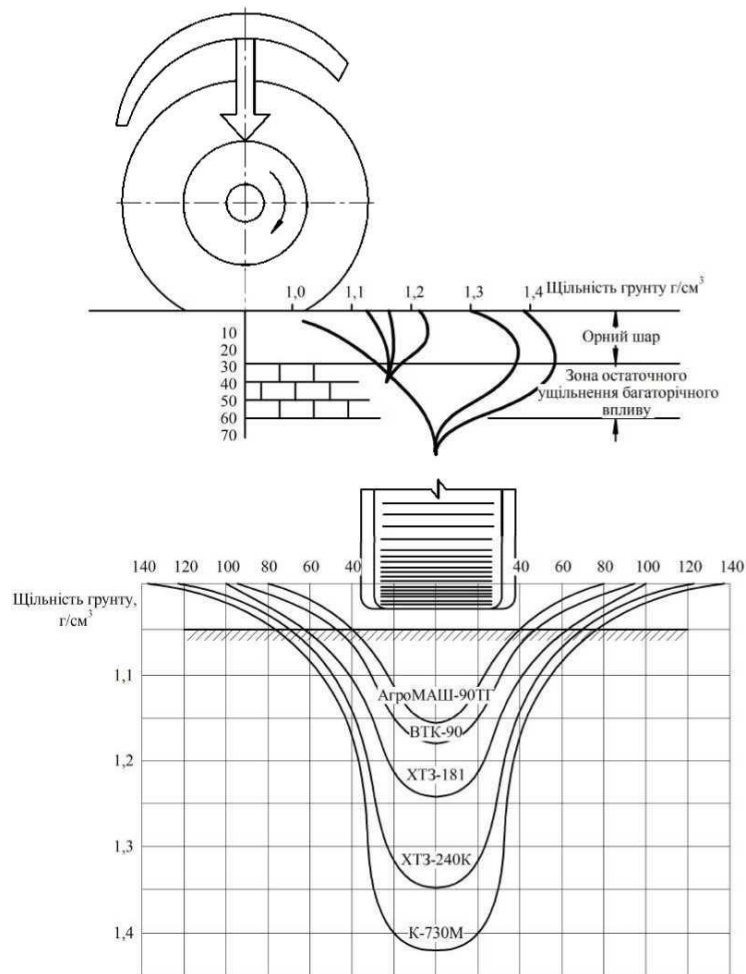


Рисунок 1.4 - Вплив рушіїв тракторів на ґрунт

Для зниження тиску на ґрунт існує ряд конструктивних і технологічних прийомів: обґрунтування раціональної опорної поверхні рушіїв гусеничних тракторів, встановлення здвоєних коліс, застосування аркових шин і шин

низького тиску, заміна колісного рушія на гусеничний з трикутним обводом, застосування резино-армованої гусениці, застосування перспективних технологій (пряма сівба, технологічна колія та ін.) або створення принципово нового трактора.

1.2 Способи зниження коливань машинно-тракторних агрегатів

Коливання елементів машинно-тракторних агрегатів, що утворюються переліченими вище джерелами збуджень [9], призводять до погіршення виконання агротехнічних вимог через непрямолінійність траєкторії руху, переущільнення ґрунту та ін. Для зниження коливань тракторів та сільськогосподарських машин обґрунтовано такі заходи: застосування пружних елементів в трансмісії тракторів [7,8, 9, 10]; активна навіска з пневмогідравлічним пружним елементом [10]; пружне кріплення робочих органів сільгоспмашин; встановлення демпфуючих елементів між рамами [13]; застосування здвоєних/строєних коліс; баластування тощо.

Так як вертикальні коливання призводять до переущільнення родючого шару ґрунту що здійснюють потужні трактори [12], то до ефективних засобів зниження тиску на родючий шар відноситься встановлення на них здвоєних коліс [10, 11] (рис. 1.5). Величина середнього тиску ходових систем тракторів на ґрунт показує, що обладнання здвоєними колесами значно знижує рівень впливу рушіїв на ґрунт і наближає його до рівня, що відповідає агротехнічним вимогам.



Рисунок 1.5 - Трактори зі здвоєними колесами

Зі збільшенням маси трактора повинна збільшуватися і площа контакту колеса (гусениці) з поверхнею поля таким чином, щоб знизити тиск на ґрунт або зберегти на допустимому рівні.

Для технологічної адаптації, зниження коливань елементів колісних тракторів та підвищення їх продуктивності рекомендується встановлювати баласт (рис. 1.6) [12].

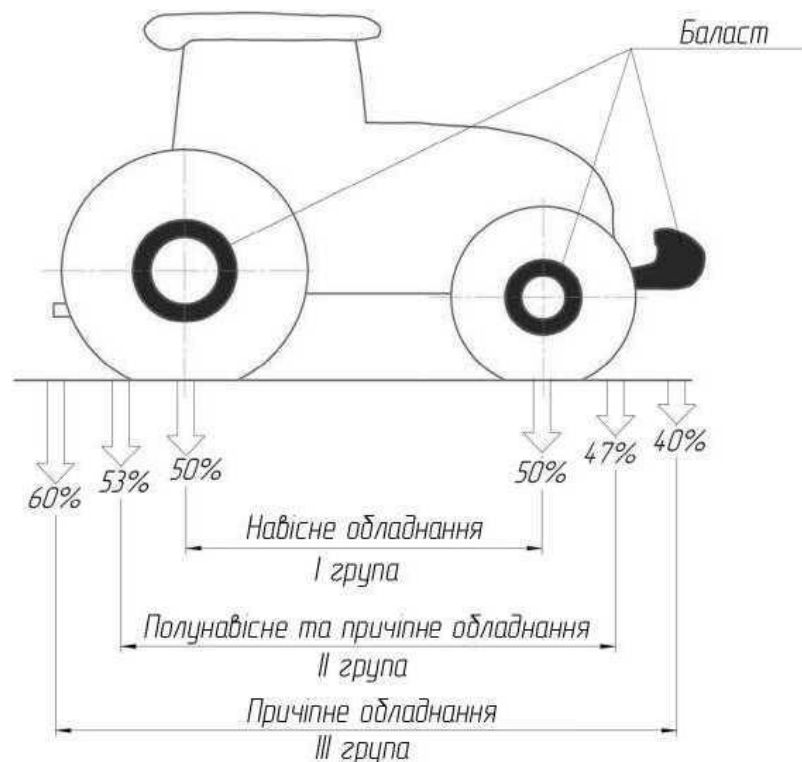


Рисунок 1.6 - Схема баластування колісного трактора

Баластування тракторів здійснюється в основному установкою знімних баластних вантажів попереду остова трактора на спеціальному кронштейні і на дисках задніх коліс, а також додаткового комплекту передніх і задніх коліс або тільки задніх. В окремих випадках на деяких моделях (Terrion 5280, Terrion 7360), вантажі встановлюються також на дисках передніх коліс [13].

Зниження негативного впливу коливань елементів агрегатів узагальнено у роботі Сидорова М. В. [14]. Обґрунтовано місця можливого встановлення в тракторі пружних елементів і демпфіруючих пристроїв (рис. 1.7).

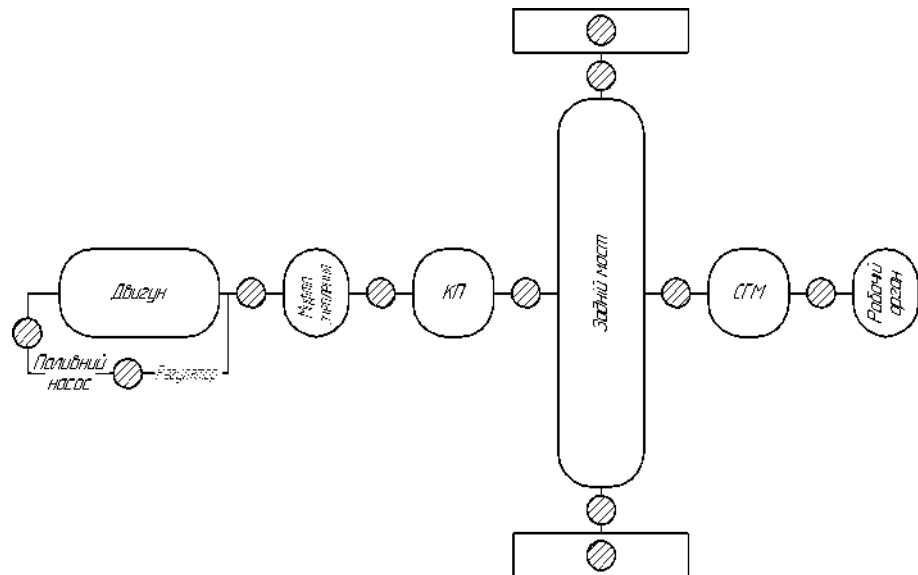


Рисунок 1.7 - Місця можливого встановлення в тракторі пружних елементів та демпфіруючих пристроїв

Наприклад, використання пружної зчипки на орному агрегаті дозволило знизити коливання тягового опору і підвищити середню швидкість руху [14]. Наявність пружних елементів в зчипному пристрої покращує динаміку розгону МТА: мінімальні обороти двигуна в період рушання і розгону підвищуються в середньому на 5-15% в порівнянні з жорсткою зчипкою.

Застосування демпфіруючих елементів в трансмісії сільськогосподарського трактора наведено у роботі Нехорошева Д. А. [15]. Це дозволило знизити крутильні коливання з боку двигуна і досягти зменшення динамічних навантажень в трансмісії. Застосування еластичного елемента на валу зчеплення дозволило на сталому режимі роботи агрегату стабілізувати навантаження, знизити витрату палива на 5,7% та збільшити продуктивність на 4%.

Для зниження коливань остова трактора агрегатованого з сільськогосподарською машиною розроблено та досліджено систему активного демпфування (рис. 4) [19].

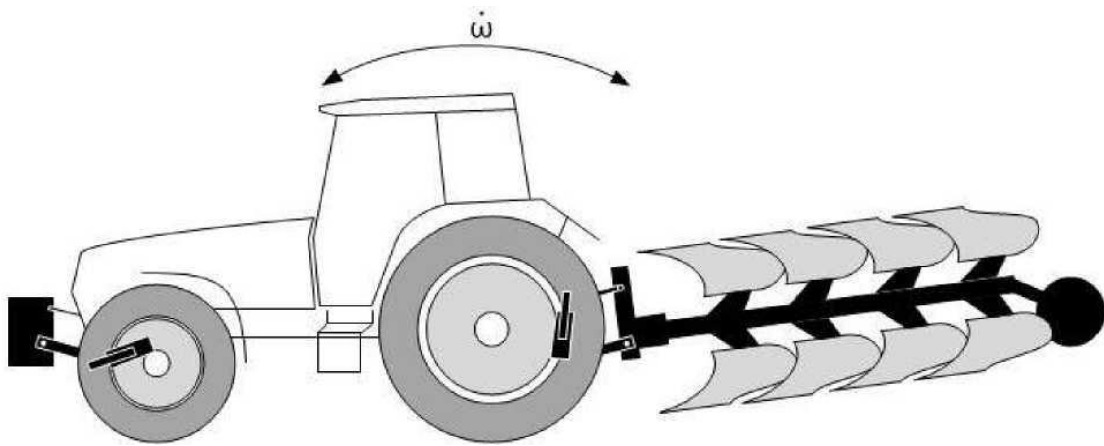
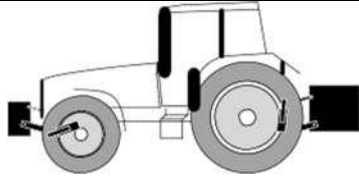
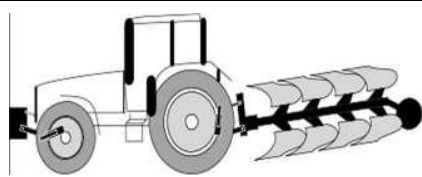


Рисунок 1.8 - Схема кутового переміщення трактора з переднім баластом та плугом

Середньоквадратичне кутове прискорення для двох режимів роботи системи (включено\вимкнено) наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Середньоквадратичне кутове прискорення остова трактора

Дослід				
	ω, рад/с ²			
	—	з системою активного демпфування	—	з системою активного демпфування
№ 1	0,386	0,305	0,431	0,289
№ 2	0,429	0,301	0,416	0,277
№ 3	0,452	0,295	0,431	0,282
№ 4	0,392	0,298	0,412	0,284
№ 5	0,384	0,313	0,418	0,281
Середнє значення	0,409	0,303	0,422	0,283
Зниження, %		25%		32%

Експериментальні дослідження проведено для трактора з баластом, що був розташований на передній та задній навісках трактора. Встановлено, що у трактора з баластом, який розташований на передній та задній навісках,

застосування системи активного демпфірування знижує середньоквадратичне кутове прискорення остова на 25 %. Для другої конфігурації отримано зменшення на 32 %.

Таким чином, проаналізовані заходи зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів дозволяють суттєво покращити продуктивність, знизити витрату палива й динамічні навантаження.

1.3 Висновки по розділу

Проблеми підвищення ефективності експлуатації МТА вирішували Агєєв Л. Е., Василенко П. М., Кацигін В. В., Кіртбая Ю. К., Кравчук В. І., Ксєневич І. П., Кутьков Г. М., Лебєдєв А. Т., Медведєв М. І., Мельник В. І., Надикто В. Т., Погорілий Л. В. та ін. Проблеми підвищення продуктивності та взаємозв'язок з динамікою МТА вирішувались Авдєєвим В. М., Адамчуком В. В., Андрєєвим Ю. М., Артьомовим М. П., Козаченком О. В. Кюрчевим В. М., Пастуховим В. І., Подригало М. А., Рославцевим А. В., Самородовим В. Б., Werner R., Shabana A. A., Blundell M. та ін. Встановлено, що підвищення продуктивності вимагає збільшення енергоємності тракторів, підвищення швидкості руху агрегатів та призводить до збільшення динамічної навантаженості елементів МТА, підвищення рівня коливань і вібрацій. Залишається не вирішеною задача зниження коливань елементів МТА при збільшенні енергоємності ЕЗ.

Дослідження коливань елементів МТА наведено у роботах Аніловича В. Я., Артоболевського І. І., Булгакова В. М., Калініна Є. І., Шуляка М. Л. та ін. Визначено, що основним джерелом виникнення коливань рами є нерівності профілю поля, які мають випадковий характер. Вплив профілю опорної поверхні на динаміку елементів МТА, враховуючи рух у тривимірному просторі, недостатньо досліджено.

Вирішення задач підвищення тягово-зчіпних властивостей ЕЗ та зменшення ущільнюючої дії рушіїв на ґрунт відображено у роботах Горячкіна В. П., Савочкіна В. А., Золотаревської Д. І., Клімова А. В., Кушнарьова А. С., Соларьова О. О. та ін. Встановлено, що коливання елементів агрегатів які виникають при виконанні технологічних операцій, призводять до порушення агротехнічних вимог, знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ, погіршують умови праці оператора.

Узагальненням результатів відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача зниження коливань елементів багатоелементного МТА у тривимірному просторі застосуванням здвоєних колісних систем та баластуванням з урахуванням профілю опорної поверхні.

Тому для вирішення науково-прикладного завдання підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів зниженням коливань його елементів необхідно провести дослідження динаміки МТА, оцінити вплив профілю опорної поверхні, баластування та здвоєних колісних систем.

2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Аналіз шляхів підвищення тягово-зчіпних показників колісних тракторів

У сільському господарстві трактори, як правило, більшу частину часу працюють в полі і тільки транспортні роботи супроводжуються переміщенням по дорогам з ґрунтовим або удосконаленим покриттям. Транспортні роботи пов'язані, як з короткими переїздами в середині господарства до 5 км так і більш відносно далекі до 15 км (міжгосподарські), що пов'язано з вивезенням збіжжя. Більший період роботи тракторів припадає на виконання технологічних робочих операцій в умовах поля, а транспортні роботи можуть відбуватися в умовах бездоріжжя. Тому основною умовою при проектуванні тракторів являється його прохідність в умовах бездоріжжя та високі тягові властивості в умовах поля. [5, 6, 10]. Тягово-зчіпні показники трактора характеризують його здатність працювати за різних умов. Прокідність трактора безпосередньо залежить від стану зачепів рушіїв, зчіпної ваги, властивостей опорної поверхні з якою контактують рушії. Недостатнє зчеплення ходової частини з опорною поверхнею зумовлює буксування втрату тягових показників, перевитрату пального та зниження продуктивності агрегату. Буксування рушіїв викликає зривання поверхневого шару ґрунту зумовлює ріст опору кочення так як рушій занурюється в ґрунт до більш стійкого шару, що зумовить збільшення зчеплення та подальший рух енергетичного засобу. За умови відсутності зчеплення трактор втрачає прохідність і подальший рух не можливий без додаткової допомоги.

Буксування являється одним із негативних явищ, що виникає при контакті рушії з опорною поверхнею. Основними параметрів, які на нього впливають являються коефіцієнт зчеплення і опір кочення.

Підвищити прохідність і тягово-зчіпні показники можливо наступним чином: по перше збільшуючи зчіпну вагу трактора баластування тобто

довантаженням коліс, передньої частини трактора; по-друге збільшенням площі контакту опорної частини рушіїв (використання накладних ґрунто- зачепів, ланцюгів проти ковзання). Основні фактори, що впливають на тягово- зчіпні показники тракторів представлено на рисунку 2.1.

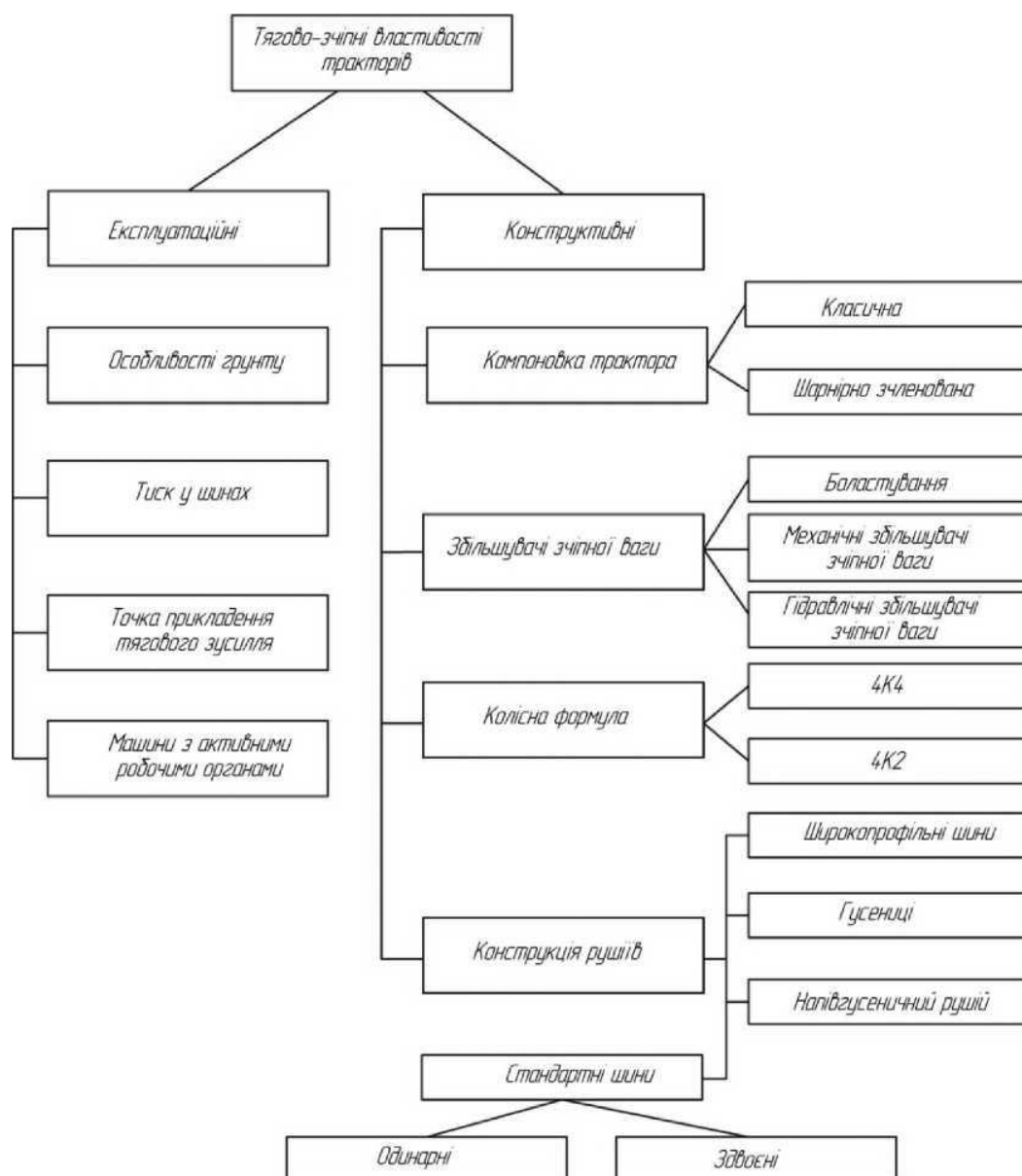


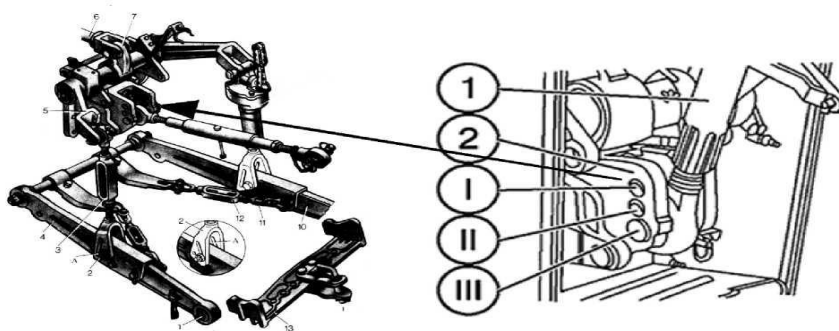
Рисунок 2.1 - Фактори що впливають на тягово-зчіпні показники тракторів [7]

Широке використання сільськогосподарських навісних машин привело до розвитку нових напрямків у підвищенні тягово-зчіпних показників колісних тракторів. Збільшення зчіпного ваги трактора відбувається за рахунок часткового

або повного перенесення ваги сільськогосподарської машини і вертикальної складової сумарної реакції ґрунту на її робочі органи на ведучі колеса трактора. При цьому не тільки підвищуються тягові показники трактора, а й знижується реакція на опорних колесах сільськогосподарської машини і її тяговий опір [5, 7, 9].

Довантажування ведучих коліс трактора, що агрегатується з сільськогосподарською машиною отримало найбільше поширення, так як конструктивна вага трактора при цьому не збільшується і не потрібен додатковий час на його переоснащення. Довантаження ведучих коліс трактора буває наступних видів: механічні і гідравлічні.

Механічне довантаження ведучих коліс (рис.2.2). За механічного довантаження ведучих коліс перенесення частини ваги навісного знаряддя і вертикальних реакцій, що діють на нього, відбувається за рахунок зміни кута нахилу центральної тяги 1 механізму навіски. Зміни кута нахилу центральної тяги відбувається поступово, за рахунок зміни її положень щодо кронштейна 2 [9, 10]. В результаті зміни кута нахилу центральної і поздовжньої тяги змінюється розташування миттєвого центру обертання навісної машини.



1.1.1– центральна тяга; 2 – кронштейн; I , II, III – позиції положення центральної тяги механічного довантажувача.

Рисунок 2.2 – Механічний довантажувач

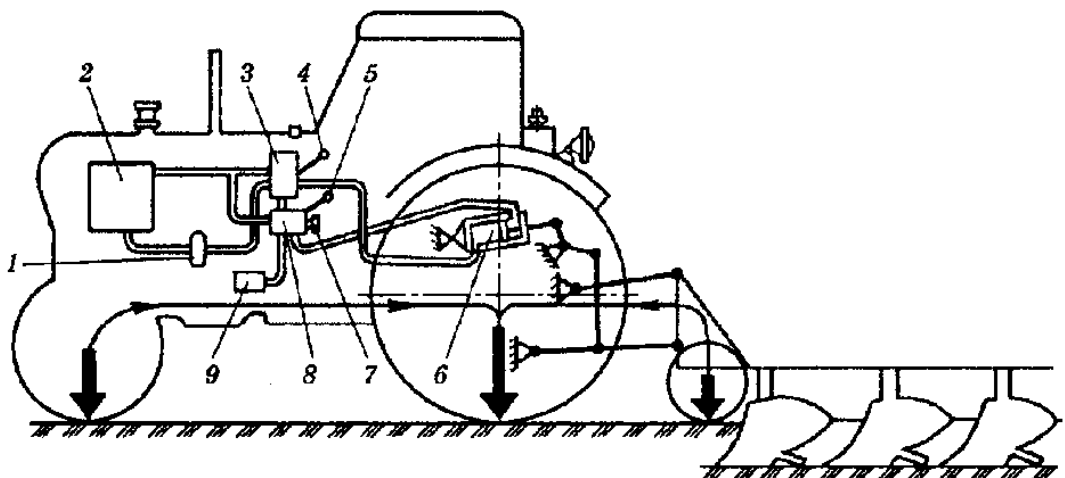
Основний обробіток ґрунту, виконується з використанням максимального тягового зусилля енергетичного засобу, але не завжди цього достатньо. Так за умови достатнього зусилля не достатнє зчеплення рушіїв спровокує їх буксування

та неможливість використання технологічної операції. Виконати довантаження рушіїв можливо встановивши центральну тягу 1 нижнє положення III кронштейна 2.

Виконанні культивуації або глибоких розпушувань ґрунтів з різним агрофоном центральна тяга встановлюється в положення II кронштейна для зменшення маніпуляції по керування положення робочих органів культиватора.

Однак практично таке переналагодження навісного пристрою представляє значні незручності і не може виконуватися на ходу. Крім того, положення миттєвого центру обертання навісної машини певною мірою впливає на рівномірність глибини ходу робочих органів при русі трактора.

Гідравлічне довантажування ведучих коліс. У гідравлічних довантажувачів зчіпної ваги (ГЗВ) збільшення нормальних реакцій на ведучих колесах трактора здійснюється за рахунок створення надлишкового тиску в порожнині підйому гідроциліндра 6 механізму навішування (рисунок. 2.3) [9, 10]



1 – насос; 2 – гідробак; 3 – розподільник гідроприводу; 4 – рукоятка; 5 – важіль; 6 – гідроциліндр; 7 – маховичок; 8 – гідрозбільшувач зчіпної ваги; 9 – гідроакумулятор

Рисунок 2.3 – Гідравлічний довантажувач ведучих коліс

Збільшення зчіпного ваги проводиться без внесення змін у конструкцію трактора і плавно регулюється в певних межах. Управління зчіпними властивостями трактора здійснюється трактористом з кабіни під час руху.

Для підвищення тягово-зчіпних показників трактора збільшенням вертикального навантаження використовують такий спосіб, як баластування. Баластування трактора – це загальне збільшення ваги трактора баластними вантажами. Як баласт використовуються спеціальні знімні вантажі встановлені на передню частину рами трактора або на диски ведених і ведучих коліс (рис. 2.4 а, б) [11, 12].



а)



б)

а – баластування трактора Т-150К;
б – баластування трактора Джон Дір на оранці;

Рисунок 2.4 – Баластування тракторів встановленням додаткових вантажів:

В якості баласту також застосовують рідини, що заливають в шини (рис. 2.5) [13]. Такі заходи підвищують тягово-зчіпні показники тракторів за рахунок збільшення зчіпної маси. За рахунок рідини маса кожного колеса розміром 18.4-38 може збільшуватися до 400 кг. Заповнення колеса рідиною здійснюється не

повністю а приблизно на 70...75%, що пов'язано з конструктивним розміщенням дозуючого пристрою та підтриманням робочого тиску в шинах. До негативних сторін такого способу можна віднести ущільнення ґрунту і зниження його родючості. Крім того, використання в якості баласту рідини в шинах пов'язане зі складністю технологічного процесу наповнення та зливу робочої рідини, прискоренням корозії елементів колеса.



Рисунок 2.5 – Баластування тракторів рідиною

За результатами експериментальних досліджень проведених співробітниками корпорації CASE встановлено, що приблизно тільки 50% маси баласту реалізується в збільшенні дотичній сили тяги трактора при приблизно стандартних умовах експлуатації трактора.

Згідно проведених досліджень баластування [14] може надати найбільший ефект тільки при використанні трактора на транспортних роботах, що не відповідає його призначенню та не є характерною операцією при використанні трактора в сільському господарстві.

Одним з ефективних прийомів підвищення тягово-зчіпних показників трактора при роботі на звичайних пневматичних шинах є зниження внутрішнього тиску в них. Тиск в шинах є одним з основних факторів, що впливають на опір коченню.

При зміні тиску повітря в шині змінюється пляма контакту з опорною

поверхнею, що призводить до збільшення дотичної сили тяги і зменшення ущільнення ґрунту [15].

Для підтримки заданої деформації шини при зміні вертикального навантаження або умов експлуатації тиск в шині має автоматично змінюватися

Системи підкачки повітря в шинах отримали поширення в військовій техніці. В тракторобудуванні нашої країни дані системи на трактори не встановлюються, що пов'язано з певними труднощами при зміні і підборі тиску повітря в шинах, займаючи тривалий період. Проведеними дослідженнями встановлено, що при зниженні тиску в шинах нижче $0,8 \text{ кгс} / \text{см}^2$ виникає небезпека провертання шини по диску колеса [15]. Результати експериментальних досліджень, проведених співробітниками корпорації CASE, показали, що приріст величини сили тяги незначний [14].

Додаткові накладні та каркасні ґрунто-зачеми не сприяють зниженню питомого тиску на ґрунт і не зменшують глибину сліду, і тому використовуються в основному для підвищення прохідності на слизьких дорогах і вологих ґрунтах. Ґрунто-зачеми в основному застосовують у вигляді ланцюгів проти ковзання.

З метою підвищення прохідності універсально-просапні трактори застосовуються легкі гусениці, що встановлюються на основне ведуче колесо та додаткове натяжне колесо встановлене попереду ведучого. Монтаж легкої гусениці відбувається досить швидко на протязі години трактор з колісного можна переобладнати в напівгусеничний (рис.2.6).



Рисунок 2.6 – Напівгусеничний рушій універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 т

За рахунок збільшеної площі контакту підвищується зчеплення та прохідність трактора особливо в умовах бездоріжжя. Вага трактора передається, як на основне ведуче колесо так і на додаткове натяжне, що зумовлює зниження на питомого тиску на опорну поверхню та підвищує зчеплення а відповідно і прохідність трактора. За рахунок використання напівгусеничного рушія середній тиск на опорну поверхню знижується з 97 до 60 кПа [1].

Розглянемо застосування гусеничних рушіїв на прикладі нової моделі трактора Джон Дір серії 9RX [16]. Дана модель чотири гусеничного над потужного трактора з'явилася на базі колісної серії 9.

Трактори серії 9RX (рис. 2.5) за потужністю на одну кінську силу відстають від такого гіганту як «Quadtrac» фірми Кайс.



Рисунок 2.5 – Трактор Джон Дір серії 9 з гусеничною ходовою частиною

На трактор встановлено дизельний двигун потужністю 691 к.с. Трактор має досить хороші показники маневреності (радіус розвороту 5,8 м). Використання гусеничних рушіїв дозволяє знизити негативний вплив на поверхню ґрунту трактора маса, якого становить близько 26 тон за рахунок збільшення п'ятна контакту ходової частини на 120 % в порівнянні з колісними, та на 40 % з тракторами на яких встановлено дві гусениці. Не дивлячись на таку масу трактор здатен розвивати швидкість на транспортних роботах до 40 км/год завдяки

ефективній підвісці та гальмам.

Вітчизняні виробники тракторів також в своїх розробках впроваджують ходові системи з використанням легких гусениць. Так на Харківському тракторному заводі розроблено ходову частину для колісного трактора ХТЗ-280 з використанням легких гусениць дослідження якої проводиться в співпраці з науковцями Харківського національного технічного університету (рис.2.6) [17]



Рисунок 2.6 – Застосування гусеничних рушіїв на тракторах ХТЗ-280

Отримані результати польових досліджень довели ефективність проведеного удосконалення ходової частини трактора. Використання легких гусениць дозволило збільшити площу опорної поверхні рушії завдяки чому питомий тиск на родючий шар ґрунту знизився на 45 % в порівнянні з класичним колісним рушієм. Розглянуті варіанти з використанням легких гусениць підвищують прохідність тракторів та знижують питомий тиск останніх на ґрунт. До недоліків даних способів можна віднести ускладнення конструкції ходової частини трактора, додаткові витрати робочого часу на переоснащення рушіїв. Ще одним вагомим недоліком розглянутих способів являється їхня Але найголовнішим недоліком додаткових пристроїв є відсутність універсальності, що обмежує їх широке використання.

В даний час в Україні набуває поширення застосування на тракторах здвоєних шин, яке дозволяє усунути недоліки попередніх способів підвищення тягово-зчіпних показників трактора та знизити механічний вплив елементів

ходової частини на родючий шар ґрунту.

Використання здвоєних шин на тракторах розширює можливості реалізації максимального тягового зусилля, за максимальної потужності тракторного двигуна. Збільшення площі опорної поверхні дозволяє знизити питомий тиск в порівнянні з використанням одинарних коліс. Це дозволяє зменшити механічний вплив на органічну частину ґрунту. Всі ці фактори дозволяють збільшити продуктивність трактора, та знизити витрати на паливе при виконанні енергонасичених операцій.

Так дослідженнями проведеними в фермерському господарстві «Соболь» встановлено, що за використання здвоєних шин на тракторі John Deere 8200 під час його роботи з широкозахватним культиватором (рис. 2.7) [18] буксування знизилося на 38 % до 14,3 % за максимальної швидкості 12 км/год про що свідчить рисунок 2.8.



Рисунок 2.7 – Тягові випробування трактора Джон Дір на культивації [18]

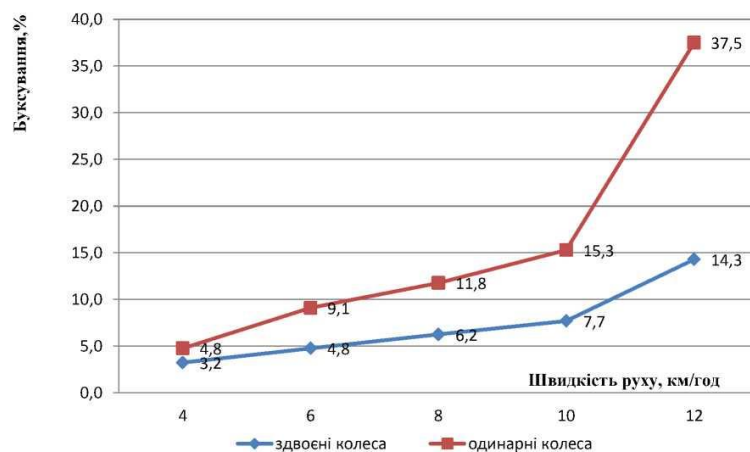


Рисунок 2.8 – Залежність буксування рушіїв трактора від швидкісного режиму при сталому тяговому зусиллі на гаку 42,3 кН [18]

Практично всі закордонні виробники тракторів розробляють пристрої для можливості здвоювання коліс ходової частини. Розглянемо варіант пристрою для здвоювання коліс на прикладі трактора Buhler Versatile (Канада). Пристрій дозволяє одночасно розміщувати до двох коліс (рис 2.9) [19]. Недоліком пристрою являється відсутність універсальності, тобто можливість роботи з одним колесом. До переваг можна віднести високу надійність кріплення здвоєних коліс.



Рисунок 2.9 – Використання здвоєних коліс на тракторі Buhler Versatile

Використання здвоєних коліс підвищило продуктивність трактора від 10 до 15 % в залежності від виконання робочих операцій.

Питання взаємодії здвоєних коліс з ґрунтом багатьма авторами [20, 21, 22] розглядалося з точки зору зменшення шкідливого впливу на ґрунт, тому потрібне подальше вивчення енергетичних показників здвоєних коліс.

2.2 Висновки

1. Аналіз способів підвищення тягово-зчіпних показників тракторів в деякій мірі поліпшують їх значення, але вони зовсім не відповідають поставленим до них вимогам: універсальності, простота і надійності.

2. Найбільш ефективним способом підвищення тягових показників колісних тракторів є використання повного приводу. Однак використання повного приводу не завжди дає позитивний ефект. На ґрунтах з підвищеною вологістю важкі енергонасичені трактори навіть з повним приводом утворюють глибоку колію і грузнуть.

3. За результатами аналізу шляхів підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів встановлено, що одним з найбільш ефективних прийомів підвищення тягово-зчіпних показників з можливістю розширення тягового діапазону тракторів є установка здвоєних коліс.

3 КОНСТРУКТИВНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1 Конструктивне рішення встановлення здвоєних коліс на тракторі ХТЗ-242К

Враховавши проведений аналіз шляхів підвищення тягово-зчіпних показників тракторів для нашого випадку обрано варіант з здвоєнням коліс. Здвоєння коліс на тракторі ХТЗ-242К дозволить максимально реалізувати тягові властивості при роботі з широкозахватними машинами для обробітку ґрунту або посіву сільськогосподарських культур.

На рисунку 3.1 представлено поширені варіанти кріплення додаткових коліс. Кріплення додаткових коліс здійснюється за допомогою додаткової ступиці (рис. 3.1, а) або використовуючи короткі чи довгі стяжки з запірними пристроями (рис. 3.1, б). Кріплення колеса через додаткову ступицю має кращі показники міцності, але досить значний час виконання операції переналагодження ходової частини.



а



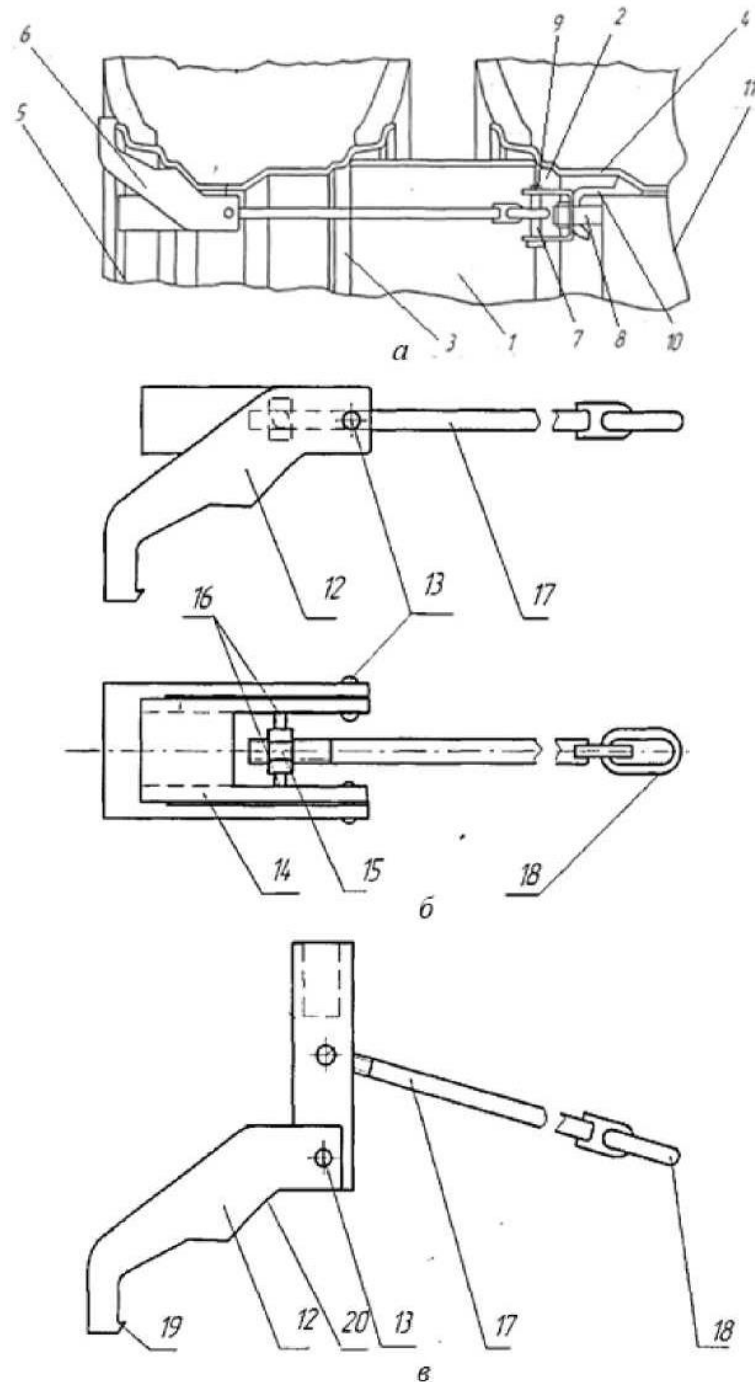
б

а – за допомогою додаткової ступиці; б з використанням стяжок та центруючої вставки (циліндра)

Рисунок 3.1 – Варіанти кріплення додаткових коліс

Враховавши переваги та недоліки конструкції обох варіантів кріплення коліс, для реалізації здвоєння шин розроблено швидкоз'ємну конструкцію

пристрою для здовоєння коліс адаптованого для трактора ХТЗ-242К (рис. 3.2).



а – загальний вигляд пристрою для здовоєння коліс; б – пристрій в замкненому стані; в – пристрій в розімкненому стані

Рисунок 3.2 – Пристрій для здовоєння коліс трактора ХТЗ-242К:

Пристрій складається з циліндра 1, на зовнішній поверхні якого виконані два конічні пояски 2 і 3, призначені для центрування коліс. Кріплення

додаткового колеса здійснюється за допомогою запірних пристроїв 6 і вузла кріплення, що складається з пальця 7 і скоби 8, що кріпляться гайками 9 до шпильок 10 ступиці 11 основного колеса.

Замок пристрою складається із захвату 12, до якого за допомогою шарнірів 13 прикріплений зажим 14, виготовлений із квадратної труби. В технологічний отвір труби при монтажі колеса встановлюється важіль для надійної фіксації запірного пристрою. При виконанні монтажу колеса зажим замка обертається відносно шарнірів 13 на кут до 180° . За допомогою гайки 15 і стяжки 17 виконується регулювання зусилля запірного пристрою. Гайка через півосі 16 встановлена на шарнірах 13, на кінцях стяжки 17 виконано отвір з ланкою 18. Захват 12 має виступи 19, які забезпечують надійну фіксацію на ободі додаткового колеса 5, разом з натискною поверхнею 20. В цілому замок пристрою забезпечує надійне притискання додаткового колеса 5 до основного колеса 4. Загальна кількість запірних пристроїв становить 6 штук, що забезпечує рівномірне розподілення прижимного зусилля по ободу колеса.

Розроблений пристрій працює таким чином. За першого встановлення додаткового колеса 5 на кожному запірному пристрої 6 відвертаються гайки 9 кріплення основного колеса 4 і на шпильки 10 встановлюємо скоби 8 які надійно фіксуються гайками 9. Через скобу 8 кріпиться ланка 18 запірного пристрою і фіксується за допомогою пальця 7. Запірні пристрої кріпляться в ослабленому стані. Потім на основне колесо 4 встановлюється циліндр 1, фіксуючи пояском 2 основне колесо, а на циліндр 1 встановлюється додаткове колесо 5. За допомогою виступів 19 та натискної поверхні 20 відбувається надійна фіксація захвату 12 відносно додаткового колеса 5 (рис. 3.2, а).

Закриття запірного пристрою виконуємо за допомогою важеля встановленого в технологічний отвір зажиму 14. При повороті зажиму 14 відбувається стискання додаткового колеса 5 до циліндра 1 і циліндра 1 до основного колеса 4. Використання різьбового з'єднання замкового механізму дозволяє регулювати зусилля стискання коліс.

3.2 Розрахунок конструктивних параметрів пристрою

Для визначення конструктивних показників пристрою для здвоєння коліс скористаємося напрацюваннями науковців кафедри ТСГМ [5,20]. Для проведення розрахунків скористаємося вихідними даними наведеними в додатку А. Врахувавши конструктивні параметри рушіїв трактора обираємо діаметр проставки рівний 457 мм. Для визначення діаметра стяжки визначимо максимальний крутний момент на колесі:

$$M_{кр} = \frac{M_{дв.} \cdot i_{тр}}{4} = \frac{0,693 \cdot 52,3}{4} = 9,06 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.1)$$

де $M_{кр}$ – максимальний крутний момент на колесі, кН·м;

$M_{дв.}$ – максимальний крутний момент двигуна, згідно додатку А, [24];

$i_{тр}$ – передаточне число трансмісії на першій передачі, згідно додатку А.

Дотичну силу на ободі колеса визначимо за рівнянням:

$$P_{\kappa} = \frac{M_{кр}}{r_{\kappa}} = \frac{9,06}{0,30} = 27,45 \text{ кН}, \quad (3.2)$$

де P_{κ} – дотична сила на ободі колеса, кН;

r_{κ} – радіус обода колеса, м.

Для того, щоб не відбувалося провертання проставки відносно колеса, необхідно, щоб виконувалася наступна умова:

$$P_{\kappa} < P_{об}, \quad (3.3)$$

де – сила тертя між ободом колеса і проставкою, кН.

Силу тертя визначимо за рівнянням:

$$P_{об} = N \cdot f_{ст}, \text{ кН} \quad (3.4)$$

де N – сила стискання проставки до обода, кН;

f_{cm} - коефіцієнт тертя ло сталі, $f_{cm} = 0,19$ [25]

Врахувавши рівняння (3.3, 3.4) визначимо силу стискання:

$$P_{cm} \geq P_{\kappa} / f_{cm} = 27,45 / 0,19 = 144 \text{ кН} \quad (3.5)$$

Так як у пристрої є 8 стяжок то сила стискання, яка припадає на одну стяжку дорівнюватиме $P_{cm1} = 18 \text{ кН}$.

Знайдемо допустимий діаметр стяжки виходячи з умови міцності на розтягування:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{cm1}}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18000}{3,14 \cdot 180}} = 11,28 \quad (3.6)$$

де $[\sigma]$ — допустима напруга на розрив сталі марки 20, $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$;

Приймаємо стандарте значення діаметра стяжки 12 мм.

3.3 Теоретичне обґрунтування відстані між здвоєними колесами

Для обґрунтування відстані між здвоєними колесами розглянемо їх взаємодію з клином (рис. 3.3). Вихідні дані для проведення розрахунку наведено в додатку Б . Зробимо наступні припущення: клин має правильну геометричну форму рівнобедреного трикутника висотою h , деформація коліс відсутня, фізико-механічні властивості клина відповідають наступним характеристикам ґрунт - чорнозем, вологістю 20%. В поперечному перерізі колесо має еліпсоїдну форму. Вважаємо, що об'єм ґрунту, витіснений одним колесом в зазор між колесами дорівнює половині об'єму колеса, зануреного в ґрунт, отже, в перерізі площа ґрунтового клину між колесами (площа трикутника ABC) буде дорівнює площі частини одного колеса, зануреного в ґрунт.

трикутника АВ еліпса в точці D. Для цього прийємо систему координат xOy з центром в точці O (рис 3.3). Складемо в обраній системі координат рівняння еліпса

$$\frac{x^2}{b^2} = \frac{(y-a)^2}{a^2} = 1 \quad (3.11)$$

звідки

$$y = a \cdot \left(1 \pm \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b} \right)^2} \right) \quad (3.12)$$

Рівняння ділянки еліпса OA (нижньої половини еліпса) має вигляд:

$$y = a \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b} \right)^2} \right) \quad (3.13)$$

Рівняння дотичної АВ буде мати вигляд:

$$ctg\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{dy}{dx} = \frac{a \cdot x}{b \cdot \sqrt{b^2 - x^2}}, \quad (3.14)$$

з іншого боку:

$$ctg\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{y \cdot y_A}{x - x_A}, \quad (3.15)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (3.14) і (3.15), отримаємо:

$$\frac{y \cdot y_A}{x - x_A} = \frac{a \cdot x}{b \cdot \sqrt{b^2 - x^2}} \quad (3.16)$$

Розділивши вираз 3.10 на $2h$ і перетворивши його, отримуємо:

$$\frac{1}{2} = (\pi \cdot a \cdot b + 2b \cdot (H - a)) \cdot ctg\left(\frac{\gamma}{2}\right) \quad (3.17)$$

звідки знайдемо

$$\operatorname{ctg}\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{1}{2b \cdot (\pi \cdot a + 2(H - a))} \quad (3.18)$$

З виразу (3.16) знайдемо

$$\frac{x_A}{\sqrt{b^2 - x_A^2}} = \frac{1}{2a \cdot (\pi \cdot a + 2(H - a))} \quad (3.19)$$

Позначимо вираз $\frac{1}{2a \cdot (\pi \cdot a + 2(H - a))} = Z$ і піднесемо обидві частини рівняння 3.19 в квадрат і провівши необхідні перетворення, отримаємо координату точки D (x_A)

$$x_A = \sqrt{\frac{Z \cdot b^2}{1 + Z}} \quad (3.20)$$

Підставивши отримане значення координати x_A в рівняння дотичної (3.16), отримаємо другу координату точки D (y_A)

$$y_A = a \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{Z}{1 + Z}}\right) \quad (3.21)$$

Точку А перетину дотичної з віссю x знайдемо з виразу (3.15), прирівнявши $y = 0$:

$$x_A = Z \cdot \sqrt{\frac{Z \cdot b^2}{1 + Z}} - b \left(1 - \sqrt{1 - \frac{Z}{1 + Z}}\right) \quad (3.22)$$

З малюнка (3.8) можна знайти величину основи трикутника AC

$$AC = 2 \cdot (b - x_A) + L_\Delta \quad (3.23)$$

Підставивши вираз (3.23) в (3.10) отримаємо:

$$h = \frac{\pi \cdot a \cdot b + 2b(H - a)}{2 \cdot \left(b - \sqrt{\frac{Z \cdot b^2}{1 + Z}}\right) + L_\Delta} \quad (3.24)$$

Використавши отримане рівнянням 3.24 визначимо значення відстані між колесами за умови допустимого значення висоти клину та глибини колії.

$$L_{\Delta} = \frac{\pi \cdot a \cdot b + 2b(H - a)}{2 \cdot \left(b - \sqrt{\frac{Z \cdot b^2}{1 + Z}} \right)} - h = \frac{3,14 \cdot 18 \cdot 270 + 2 \cdot 270 \cdot (30 - 18)}{2 \cdot \left(270 - \sqrt{\frac{2 \cdot 270^2}{1 + 2}} \right)} - 33 = 186 \text{ мм} \quad (3.25)$$

За результатами проведених розрахунків за допомогою математичного пакету Mathcad оптимальне значення відстані між здвоєними колесами повинно знаходитися в межах 162 до 186 мм за глибини колії H в допустимих межах 20-30 мм, при цьому висота клину h становитиме 26 – 33 мм.

3.4 Визначення рушійної сили здвоєних коліс трактора

Розрахунок рушійної сили проведемо використавши вихідні дані наведені в додатку В. Рушійна сила $P_{руш}$ утворюється як складова реакції ґрунту, спрямована у бік руху, внаслідок впливу ґрунтозачепів та зовнішньої поверхні шини колеса на ґрунт, а також наявності сил тертя між шинами та ґрунтом [26]:

де знак суми означає підсумовування за кількістю ґрунтозачепів, що знаходяться одночасно в зачепленні з ґрунтом.

$$P_{руш} = \sum P_{nz} + \sum P_{тр} \quad (3.26)$$

де $\sum P_{nz}$ – сумарне зусилля від ґрунту на ґрунтозачепах, Н;

$\sum P_{тр}$ – сумарні сили тертя між ґрунтом і колесами, Н.

Відповідно до роботи [26] сумарна реакція ґрунту на ґрунтозачепах визначатиметься наступним виразом:

$$\sum P_{nz} = \sum_i \int_0^{h'} \int_0^b \tau \cdot dh' \cdot db \quad (3.27)$$

де знак суми означає підсумовування за кількістю ґрунтозачепів, що знаходяться одночасно в зачепленні з ґрунтом.

dh' і db – перпендикулярні до напрямку руху елементарні місця контакту ґрунтозачепу з ґрунтом;

τ – паралельна шляху проекція напруги ґрунту (дотичні напруги);

i – кількість ґрунтозачепів, що знаходяться в зачепленні, шт.

Приймаючи, що τ – середня проекція напруги ґрунту є постійна величина, винесемо її за знак інтеграла. Тоді формула (3.27) отримає вигляд:

$$\sum P_{nz} = \sum_1^i \tau \cdot h' \cdot b \quad (3.28)$$

Проведемо уточнення формули (3.27), приймаючи, що контакт колеса з ґрунтом у поперечному перерізі відбувається приблизно по дузі еліпса (рис.3.4).

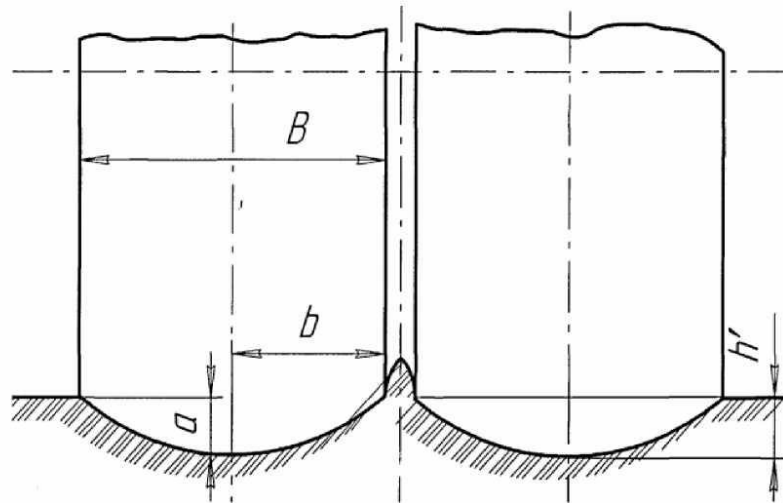


Рисунок 3.4 – Схема до розрахунку тягового зусилля здвоєних коліс

У цьому випадку формула (3.27) матиме вигляд:

$$\sum P_{nz} = \sum_1^i \int_0^{h'} \int_0^{B'} \tau \cdot dh' \cdot db \quad (3.29)$$

де $B' = \pi \left[1,5(a + b) - \sqrt{a \cdot b} \right]$ – половина периметра еліпса, м;
 a – мала піввісь еліпса, м;

b – ширина одного протектора, приблизно рівна половині ширини колеса, м.

За умови $\tau = \text{const}$ формула (3.27) набуде вигляду:

$$\sum P_{nz} = 0,5 \cdot \tau \cdot \sum_1^i (h' \cdot \pi (3(a + b) - \sqrt{a \cdot b} - b)) \quad (3.30)$$

Врахуємо також, що поздовжня проекція напруги ґрунту залежить від ущільнення ґрунту [26], і отже, можна прийняти приблизно прямо пропорційну залежність дотичної напруги від ваги трактора:

$$\tau = K \frac{G_{\kappa}}{S} \quad (3.31)$$

де G_{κ} – навантаження на колесо, Н;

S – площа п'ятна контакту, м²;

K – коефіцієнт пропорційності, що залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Підставляючи (3.31) в (3.30) і виносячи постійні величини за знак суми, отримаємо вираз

$$\sum P_{nz} = G_{\kappa} \cdot \frac{K \cdot h \cdot \pi(3(a+b) - \sqrt{a \cdot b} - b)}{2 \cdot S} \cdot i \quad (3.32)$$

де i – кількість ґрунтозачепів, що вміщується на площі контакту

Виходячи з (3.32) умовний сумарний коефіцієнт зчеплення φ визначиться як

$$\varphi = \frac{\sum P_{nz}}{G_{\kappa}} = \frac{K \cdot h' \cdot \pi(3(a+b) - \sqrt{a \cdot b} - b)}{2S} \cdot i \quad (3.33)$$

Згідно роботи [27] число ґрунтозачепів i , що знаходяться в зачепленні може бути знайдено за такою формулою:

$$i = \frac{3 \cdot G_{\kappa} \cdot z}{4 \cdot \pi \cdot C_{\Gamma} \cdot e} \quad (3.34)$$

Де z – число ґрунтозачепів на шині, шт;

C_{Γ} – коефіцієнт радіальної жорсткості шини, Н/м;

e – розрахункова деформація шини у вертикальному напрямку, м.

Розрахункова деформація шини знаходиться за формулою:

$$e = 1,04 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{\kappa}^2 \cdot r_0}{(1 + \sqrt{k+1})C_{\Gamma}^2}} \quad (3.35)$$

де r_0 – вільний радіус колеса, м;

k – коефіцієнт відносної жорсткості циліндричної шини.

Підставивши вираз (3.35) в (3.34) і провівши перетворення, отримуємо число ґрунтозачепів у зачепленні

$$i = 0,72 \cdot \frac{z}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^2 \cdot (1 + \sqrt{k+1})}{r_0 \cdot C_r}} = 0,72 \cdot \frac{40}{3,14} \cdot \sqrt[3]{\frac{20600 \cdot (1 + \sqrt{0,1+1})}{0,7 \cdot 50000}} = 7,61 \quad (3.36)$$

у свою чергу, підставивши вираз (3.36) в (3.32) отримаємо сумарну реакцію ґрунту на ґрунтозачепах:

$$\sum P_{nz} = 0,36 \frac{K \cdot h \cdot z (3(a+b) - \sqrt{a \cdot b} - b)}{S} \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4 \cdot (1 + \sqrt{k+1})}{r_0 \cdot C_r}} \quad (3.37)$$

$$\sum P_{nz} = 0,36 \cdot \frac{4 \cdot 0,03 \cdot 40 (3(0,03 + 0,27) - \sqrt{0,03 \cdot 0,27} - 0,27)}{0,58} \cdot \sqrt[3]{\frac{20600^4 \cdot (1 + \sqrt{0,1+1})}{0,7 \cdot 50000}} = 34733 \text{ Н}$$

Для умови, коли значення допустимої глибини колії не перевищує висоти ґрунтозачепа, величина h' – це висота ґрунтозачепа, що бере участь у зачепленні, дорівнюватиме глибині колії H_m . Отже реакція ґрунту на ґрунтозачепах залежатиме від глибини колії, утвореної рушіями.

Сумарні сили тертя між ґрунтом і колесами визначимо за рівнянням:

$$\sum P_{mp} = G_k \cdot \frac{f_{mp}}{r_0} = 20600 \cdot \frac{0,18}{0,7} = 5297,14 \text{ Н}, \quad (3.38)$$

тоді згідно рівняння 3.26 визначимо рушійну силу здвоєних коліс трактора;

$$P_{руш} = 34733 + 5297,14 = 40030,14 \text{ Н}$$

Згідно проведених розрахунків встановлено, що за рахунок встановлення здвоєних коліс збільшується опорна площа та кількість ґрунтозачепів в двічі при цьому рушійна сила зростає до 40 кН.

3.5 Оцінка прохідності трактора

Прохідність являється одним з найважливіших тягово-зчіпних показників трактора. Прохідність зазвичай розподіляють на профільну та опорно-зчіпну.

Прохідність зазвичай оцінюється рядом параметрів, що викликано різноманітністю вимог, що пред'являються до тракторів. Для оцінки опорної прохідності робилися спроби встановити кількісні показники.

$$\lambda_c = \frac{V}{V_p} \cdot 100\%, \quad (3.39)$$

де V – швидкість руху по важкопрохідній ділянці, км/год;

V_p – швидкість руху дорогами з твердим покриттям, км/год.

Аналогічний коефіцієнт буксування, що характеризує відношення дійсної швидкості поступального руху до теоретичної:

$$\delta = \frac{V_m - V}{V_m} \cdot 100\%. \quad (3.40)$$

В нашому випадку оцінку прохідності для трактора з здвоєними колесами і без них виконаємо за узагальненим конструктивним показником:

$$\kappa = \frac{\rho \cdot \beta'}{g_{ум.т}}, \quad (3.41)$$

де ρ – питоме тягове зусилля, що дорівнює відношенню тягового зусилля до ваги трактора;

β' - коефіцієнт зчіпної ваги, що дорівнює відношенню зчіпної ваги до ваги трактора;

$g_{ум.т} \sim$ умовний питоми тиск колеса на ґрунт.

Прохідність трактора з стандартним рушієм:

$$\kappa = \frac{0,593 \cdot 1}{1,7} = 0,35.$$

Прохідність трактора зі здвоєними колесами:

$$\kappa' = \frac{0,555 \cdot 1}{0,86} = 0,65.$$

Ступінь підвищення прохідності визначимо за такою формулою:

$$\kappa = \frac{\kappa' - \kappa}{\kappa} = \frac{0,65 - 0,35}{0,35} \cdot 100\% = 85,7\% \quad (3.42)$$

3.6 Висновки по розділу

1. В якості пілотного проекту розроблено конструкції пристрою для здвоєння коліс тракторів ХТЗ-242К, що широко використовуються на енергонасичених операціях в господарстві.

2. За результатами розрахунку на міцність встановлено, що діаметр стяжок пристрою для здвоювання коліс повинен становити не менше 12 мм.

3. За результатами проведених розрахунків встановлено, що оптимальне значення відстані між здвоєними колесами повинно знаходитися в межах 162 до 186 мм за глибини колії H в допустимих межах 20-30 мм, при цьому висота клину h становитиме 26 – 33 мм. Відстань між колесами приймаємо 165 мм.

4. За результатами оцінки прохідності трактора доведено, що здвоєння коліс на тракторі ХТЗ-242К покращує опорну прохідність на 85,7% порівняно зі стандартною ходовою частиною трактора.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Організація охорони праці в господарстві

Ефективна організація охорони праці в господарстві являється запорукою безпечного виконання основних технологічних операцій пов'язаних з виробничим процесом. Всі організаційні заходи та робота структурного підрозділу з охорони праці виконуються згідно Конституції України, статей Кодексу законів про працю та положень Закону «Про охорону праці» [21]. Згідно закону «Про охорону праці» директор підприємства несе повну відповідальність за стан охорони праці на підприємстві. Відповідальними по підрозділах за виконання положень з охорони праці являються: головний агроном в рослинництві та головний інженер в підрозділі механізації.

Відповідальних по підрозділах за безпеку праці зобов'язані вести контроль та проведення всіх видів інструктажів в господарстві, про що свідчать журнали їх реєстрації з відповідними записами. Забезпечити контроль стану куточків з безпеки праці з засобами пожежогасіння, перевірки стану обладнання та засобів захисту небезпечних робочих зон. Забезпечити працівників засобами захисту від запилення та хімічного враження.

Виробничі підрозділи господарства обладнані куточками з охорони праці, та засобами пожежогасіння, першої медичної допомоги (аптечками) та інструкціями на виробничих місцях.

На території господарства розміщений медичний пункт де організовано щоденний огляд водіїв перед початком зміни. Всі виробничі підрозділи забезпечено засобами зв'язку.

Стан охорони праці по господарству знаходиться на хорошому рівні. Своєчасне проведення інструктажів на робочому місці, являється основним

заходом для практичного засвоєння працівниками правильних навичок

роботи на виробничих місцях та правил санітарії.

Всі виробничі приміщення мають достатнє освітлення, забезпечені вентиляцію та громовідводами. В темну пору доби територія господарства добре освітлюється

Об'єкти підвищеної пожежної небезпеки нафто-господарства обладнано куточками з засобами пожежогасіння та громовідводами.

Всі особи, зайняті в виробничому процесі господарства проходять інструктаж з безпеки праці. Проведення інструктажу документально оформляється та підтверджується підписом проінструктованої особи.

З метою забезпечення протипожежної безпеки майстерні, склади, майданчики обладнано пожежними щитами, ємностями з водою, а також є пожежні водойми.

До осіб, які порушують правила пожежної безпеки, приймаються відповідні заходи впливу.

Відповідальність за забезпечення пожежної безпеки в бригадах, відділеннях, майстернях гаража, складах та інших ділянках несуть керівники підрозділів, а під час відсутності останніх - особи, що виконують їх обов'язки

На підставі правил пожежної безпеки, для всіх сільськогосподарських ділянок розробляються конкретні інструкції про заходи пожежної безпеки. Інструкції розробляються інженерно-технічним персоналом, затверджуються керівником підприємства, вивчаються з усіма особами, які працюють на даному об'єкті, і вивішуються на видних місцях.

Особи, які не пройшли протипожежного інструктажу не допускаються до роботи. Протипожежний інструктаж робітників і службовців господарства проводимо одночасно з інструктажем по техніці безпеки. Про проведення інструктажу робиться відмітка у спеціальному журналі.

З метою виявлення недоліків нами проведено аналіз стану охорони праці в господарстві. За результатами проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

- Проведення інструктажів з охорони праці на робочих місцях з усіма працівниками та перевірка знань працівників виконується вчасно з реєстрацією в відповідних журналах.
- Контроль відповідності виконуваних робіт до фахового рівня працівників, відповідає дійсності.
- Техніка, сільськогосподарські машини, обладнання, знаходяться в задовільному стані, працівники повністю забезпечені необхідним інструментом.
- Вчасно здійснюється мобільне (виїзд у поле) харчування працівників, якщо вони харчуються за рахунок підприємства.
- Перед сезоном збирання урожаю здійснюється контроль за проведенням ремонту електрообладнання та відповідних електровимірювальних електроустановок зерно приймальних токів, зерноочисних машин та зерноавантажувачів.
- Не всі будівлі та ангари, забезпечено громовідводами та заземленням.

На потреби охорони праці підприємство виділяє до 6% від річного прибутку господарства. Фінансова підтримка сфери охорони праці, позитивно впливає на зниження втрат пов'язаних з відшкодуванням на лікування травмованих працівників та ремонт зіпсованої техніки.

4.2 Заходи з охорони праці при роботі машино-тракторного агрегату з здвоєними колесами

До керування машино-тракторним агрегатом допускаються особи, які мають посвідчення відповідної категорії та не мають протипоказань по здоров'ю. Перед початком роботи працівники повинні пройти первинний інструктаж на робочому місці. Особливістю експлуатації тракторів з здвоєними колесами перш за все являється збільшення габаритів транспортного засобу та сліпих зон (рис. 4.1) по ширині трактора.

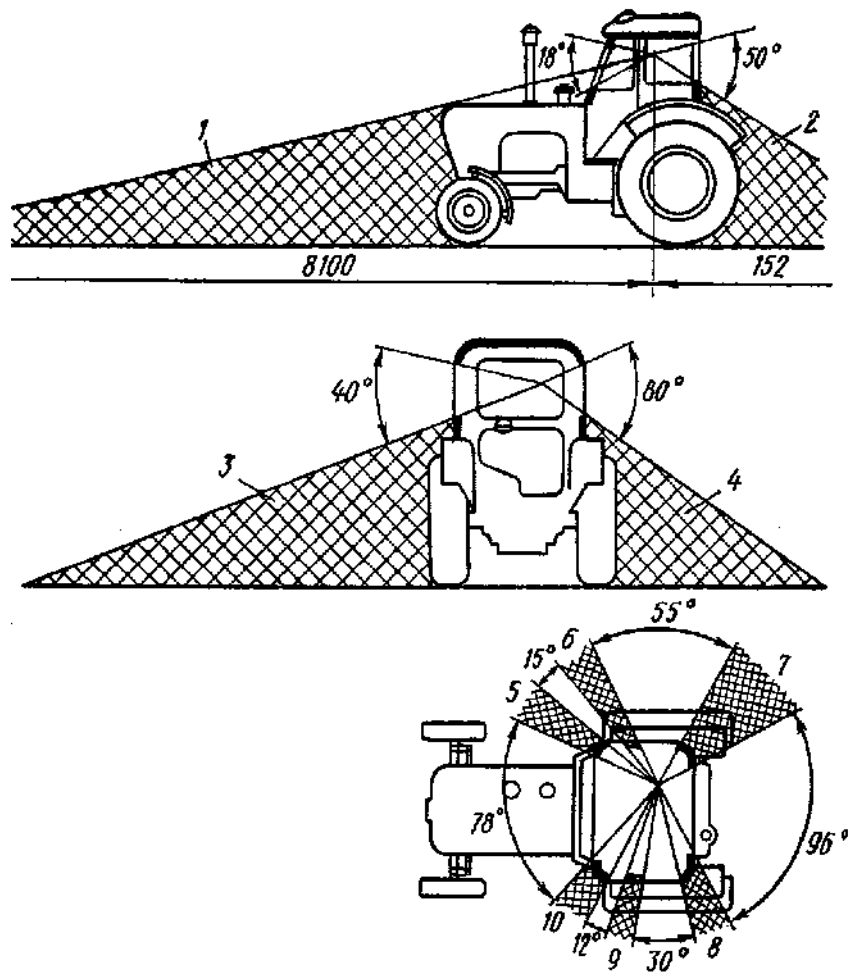


Рисунок 4.1 - Сліпі зони з кабіни трактора:

1 - спереду трактора; 2 - позаду трактора; 3-4 - бокові; 5-10 - перекриті перегородками стінок кабіни.

Для попередження аварійних ситуацій в темну пору доби або в умовах недостатньої освітленості необхідно винести сигнальні (габаритні) ліхтарі позначивши крайні точки габаритів трактора з врахуванням додаткових коліс.

Під час монтажу додаткових коліс необхідно приділити особливу увагу надійності кріплення додаткових коліс. Тракторист на початку зміни та по завершенню повинен перевіряти фіксуючі стяжки та замки до них. При появі коливань та зміщень додаткових коліс негайно зупинити трактор та усунути недоліки на місці за необхідності скористатися допомогою ремонтної бригади.

Періодично виконувати контроль тиску в колесах. Тиск в додатковому (зовнішньому) колесі повинен бути меншим на 15-20 відсотків порівняно з

основним. Дана вимога дозволяє зменшити навантаження на опорну частину основного колеса та підвищити надійність кріплення додаткового колеса.

Переїзди машино-тракторного агрегату необхідно здійснювати тільки в транспортному положенні робочих органів широкозахватних машин.

Операції по агрегуванню трактора з причіпними машинами бажано виконувати в автоматичному режимі за не можливості скористатися допомогою помічника за умови двостороннього зв'язку між обома. Поміник також

По завершенню технологічних операцій машино-тракторний агрегат необхідно очистити від пилу і бруду та рослинних решток за необхідності провести мийку на спеціально відведеному місці.

4.3 Висновки по розділу

За результатами проведеного аналізу встановлено, що організацію охорони праці в господарстві організована належним чином. Розроблені заходи з охорони праці при роботі машино-тракторного агрегату з вдосконаленою ходовою частиною забезпечать безпечну його експлуатацію.

Запропоноване вдосконалення ходової частини тракторів дозволить знизити негативний вплив колісних рушіїв на ґрунти за рахунок зменшення тиску на опорну поверхню та буксування.

5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

5.1 Метод оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування

Визначення техніко-економічної ефективності агрегату виконували за диференціальною оцінкою - методом послідовного порівняння абсолютних значень показників базового і порівнювального варіантів [22]. Визначено економічну ефективність посівного агрегату у складі трактора ХТЗ-242К на одинарних та здвоєних колісних системах й сівалки Vega-8 Profi.

Розрахунок економічної ефективності виконано у відповідності до ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань» [22]. Вихідні дані вартості трактору, сільськогосподарської машини, паливно-мастильних матеріалів та інші розцінки прийняті такими, що діють в теперішній час.

Річний економічний ефект розраховано з виразу:

$$E_p = [(S_0 + E_n K_{y0}) - (S_1 + E_n K_{y1})] W_1 T_1, \text{ тис.грн}, \quad (5.1)$$

де S_0, S_j - експлуатаційні витрати базового та запропонованого варіанту, грн;

K_{y0}, K_{y1} - капіталовкладення на порівнювальні агрегати, грн/га;

E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, $E_n = 0,15$;

W_1 - продуктивність за годину технологічного часу порівнювального

агрегату, га/год; T - нормативний річний виробіток порівнювального агрегату,

год.

Експлуатаційні витрати розраховують по формулі:

$$S = Z + G + T_p + A, \text{ тис.грн}, \quad (5.2)$$

де Z - заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн/га;

G - вартість паливо-мастильних матеріалів, грн/га;

T_p - витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування, грн/га;

A - амортизаційні відрахування, грн/га. Заробітна плата механізатора розраховується з виразу:

$$Z = \frac{Z_m N K_m}{W_l}, \text{ тис.грн.} \quad (5.3)$$

де Z_m - годинна тарифна ставка механізатора, грн/год;

N – кількість механізаторів;

K_m - коефіцієнт підвищення розцінок, надбавки за класність, за стаж, якість виконаної роботи та ін. (приймається $K_m = 1,65$).

Вартість паливо-мастильних матеріалів, витрачених на одиницю роботи:

$$G = q \cdot Y, \text{ тис.грн.} \quad (5.4)$$

де q - витрати палива, кг/га;

Y - ціна палива, що включає вартість необхідних мастильних матеріалів, грн/кг.

Відрахування на поточний, капітальний ремонт та технічне обслуговування визначається з виразу:

$$T_p = \frac{1}{100W} \cdot \frac{BP}{T}, \text{ тис.грн.} \quad (5.5)$$

де W - продуктивність за годину технологічного часу, га/год;

B - балансова вартість трактора, грн;

P - норма відрахувань на поточний ремонт та технічне обслуговування, %;

T - річне завантаження, год.

Амортизаційні відрахування:

$$A = \frac{1}{100W} \cdot \frac{B \cdot a_m}{T}, \text{ тис.грн.} \quad (5.6)$$

де a_m - норма амортизаційних відрахувань, %.

Необхідні капіталовкладення визначено з виразу:

$$K_y = \frac{1}{W} \cdot \frac{B}{T}, \text{ тис.грн.} \quad (5.7)$$

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначено з формули:

$$T = \frac{B_1 - B_0}{E_p}, \text{ р.} \quad (5.8)$$

5.2 Результати оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування

Вихідні дані та результати розрахунку економічної ефективності посівного агрегату у складі трактора ХТЗ-242К на одинарних та здвоєних колісних системах й сівалки Vega-8 Profi приведені в табл. 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1 - Вихідні дані для розрахунку економічного обґрунтування

Найменування показника	ХТЗ-242+ Vega-8	ХТЗ-242+ Здвоєні колеса+ Vega-8	ХТЗ-242+ +Баласт+ Vega-8
1	2	3	4
Продуктивність за годину технологічного часу, га/ч	4,80	5,00	5,05
Витрата палива, кг/га	12,5	12,1	12,0
Балансова вартість агрегату, тис. грн.	2300	2335	2315

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4
Балансова вартість агрегату, тис. грн.	2300	2335	2315
Кількість обслуговуючого персоналу, люд	1	1	1
Річне завантаження агрегату на сівбі зернових культур, год	400	400	400
Комплексна ціна палива, грн./кг	24	24	24
Норма відрахувань на поточний ремонт та обслуговування, %	11,5	11,5	11,5
Норма амортизаційних відрахувань, %	15	15	15

Таблиця 5.2 - Результати розрахунку економічної ефективності

Найменування показника	ХТЗ-242+ Vega-8	ХТЗ-242+ Здвоєні колеса+ Vega-8	ХТЗ-242+ +Баласт+ Vega-8
Заробітна плата, грн/га	10,7	9,639	9,054
Вартість паливо-мастильних матеріалів, грн/га	300	290,4	288
Відрахування на поточний ремонт, технічне обслуговування, грн/га	1,45	1,34	1,32
Амортизаційні відрахування, грн/га	1,90	1,93	1,72
Відрахування на капіталовкладення, грн/га	1265,00	1167,50	1145,96
Експлуатаційні витрати, грн/га	314,05	303,30	300,00
Річний економічний ефект, тис. грн		50,73	64,26
Термін окупності додаткових капіталовкладень, р.		0,68	0,23

Таким чином, впровадження здвоєних колісних систем забезпечує річний економічний ефект на сівбі зернових культур 50730 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,68 р. Баластування трактора вагою 1500 кг забезпечує річний економічний ефект - 64260 грн та термін окупності додаткових капіталовкладень - 0,23 р.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі вирішено завдання підвищення тягово-зчіпних показників трактора ХТЗ-242 шляхом модернізації ходової частини. Для цього:

1. Проведено аналіз впливу колісних рушіїв тракторів на родючий шар ґрунту.

2. Визначено спосіб підвищення тягово-зчіпних показників трактора ХТЗ-242К шляхом здвоєння ведучих коліс.

3. Розроблено конструкцію пристрою для здвоєння коліс адаптованого під ходову частину трактора ХТЗ-242К.

4. Проведено конструктивно-технологічні розрахунки за результатами яких встановлено оптимальне значення відстані між здвоєними колесами L_d в межах 162....186 мм за глибини колії H в допустимих межах 20...30 мм. Розрахунками доведено, що використання здвоєних коліс на тракторі ХТЗ-242К покращує опорну прохідність на 85,7% порівняно зі стандартною ходовою частиною трактора. Для забезпечення надійності кріплення додаткового колеса згідно розрахунку на міцність діаметр стяжок повинен бути не менше 12 мм.

5. Розроблено заходи з охорони праці під час експлуатації трактора ХТЗ-242К з модернізованою ходовою частиною, які забезпечать безпечну його експлуатацію. Запропоноване вдосконалення ходової частини тракторів дозволить знизити негативний вплив колісних рушіїв на ґрунти за рахунок зменшення тиску на опорну поверхню та буксування.

6. Проведено розрахунки економічної ефективності за результатами яких встановлено, що запропоноване удосконалення дозволило збільшити 1,5 рази продуктивність машино-тракторного агрегату ХТЗ-242К+Vega-8, а річний економічний ефект склав 64260 грн. Термін окупності удосконаленої ходової частини становить 0,23 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Охмат Петро Корнійович. Основи теорії та розрахунку трактора і автомобіля : курс лекцій для студ. за напрямом підготов. 6.100102 "Процеси, машини та обладнання агропром. вир-ва" : навч. посіб. / Охмат П. К., Мельниченко В. І. ; Дніпропетр. держ. аграр. ун-т, Каф. "Трактори і автомобілі". - Д. : ЕНЕМ, 2013. - 339 с.
2. Кузнецов Н.Г. Теорія тягового балансу енергонасичених колісних тракторів під час роботи на важких ґрунтах. Навчальний посібник. – Харків, 2005. – 145 с.
3. Лебедєв А.Т. Трактори та автомобілі. Ч. 3. Шасі. – К.: Вища освіта, 2004. – 336 с.
4. Погорілець О.М. Гідропривід сільськогосподарської техніки.: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця.- К.: Вища освіта, 2004. – 368 с.: іл.
5. <http://xtz.ua/ua/news/40.html>
6. <https://agromester.md/news/johndeere-6b/>
7. <https://agrospectyre.in.ua/a254148-voda-traktornyh-shinah.html>
8. Richting ballastert - mindestens 20% mehr Zugkrafts. // Profi. 1991. №12. с.84-88.
9. Шкарівський Г.В. Основи теорії мобільних машин: Навчальний посібник. К.: ФОП Ямчинський О.М., 2019. 723 с.
10. <https://traktorist.ua/news/1307-htz-proviv-tyagovi-viprobovuvannya-eksperimentalnogo-traktora>
11. Охмат П.К., Бойко В.Б., Соболев А.С. Підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів марки John Deere шляхом використання здвоєних шин. Wykształcenie i nauka bez granic – 2019. Przemysł Nauka i studia 2019. с 52-55
12. https://odense.com.ua/buhler/buhler_versatile_hht.php
13. Bonhomme, J., Mollon, V. & Bonhomme, J. (2015). A method to determine the rolling resistance coefficient by means of uniaxial testing machines. Experimental Techniques, 39 (3), 37–41.

14. Russini, A., Schlosser, J. F. & Farias, M. S. (2018). Estimation of the traction power of agricultural tractors from dynamometric tests. *Cienc. Rural*, 48 (4), 16. doi: 10.1590/0103-8478cr20170532.
15. Stoessel, F., Sonderegger, T., Bayer, P., & Hellweg, S. (2018). Assessing the environmental impacts of soil compaction in Life Cycle Assessment. *Science of The Total Environment*, 630, 913-921. doi: 10.1016/j.scitotenv.2018.02.222.
16. Охмат П.К., Улексін В.О., Мельниченко В.І. Трактори і автомобілі. Практикум: Навчальний посібник. – Дніпропетровськ: «ЕНЕМ», 2011. – 156 с.
17. Трактор ХТЗ-150К-09-25. Керівництво по експлуатації 151.00.000-0925 РЭ. – Харків, 2013. – 251 с.
18. Дирда В.І., Овчаренко Ю.М., Рижков І.Є. Деталі машин: Підручник. – Дніпропетровськ: Авантаж, 2006. – 448 с.
19. Йофінов С.А., Лишко Г.П. Експлуатація машинно-тракторного парку. - К: «Колос», 1984-351 с.
20. А.П. Солтус, С.М. Черненко. Особливості роботи еластичного колеса як складного механізму. Технічні науки. Вісник ЖДТУ. – 2018. № 2 (82) с. 152-159
21. Ткачук К. Н. Основи охорони праці: підручник. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін. – К.: Основа, 2006. – 448 с.
22. «Закон України «Про охорону праці». Закон введено в дію з дня опублікування – 24.11.1992 року N 2695-XII)»

Додатки

Додаток А

Технічні та масо-геометричні характеристики тракторів ХТЗ-242К та ХТЗ-243К

ХТЗ-242К.20 - це подальша модернізована версія трактора Т-150К. У процесі створення застосовувалися новітні технології, які дозволили модифікувати трансмісію, гідравліку, а також навісну систему для ефективного використання трактора з сучасними високошвидкісними сільськогосподарськими знаряддями. Спеціально розроблений новий ергономічний дизайн в поєднанні з новим облицюванням дозволяє збільшити робочу зону видимості оператора, а також спростити доступ до основних вузлів трактора.

Безсумнівною перевагою трактора ХТЗ-242К.20 є низька вартість володіння.

Застосування: сільське господарство: основна обробка ґрунту, посів, прибирання, транспортування, кормозаготівля.



Рисунок А.1 - Загальний вид тракторів серії ХТЗ-242К

Таблиця А.1 - Технічна характеристика тракторів серії ХТЗ-242К та ХТЗ-243К

Трактор		
Загальні дані		
1	2	3
Марка	ХТЗ-242К	ХТЗ-243К
Тип	Колісний, сільськогосподарський, загального призначення	
Тяговий клас	4	
Номінальне тягове зусилля, кН (тс)	40 (4)	
Швидкості руху і тягові зусилля на передачах при номінальній частоті обертання колінчатого валу двигуна та відсутності буксування: $\frac{км/гго}{кН(кгс)}$		
I діапазон передач (знижений режим)		
перша	3,78 60,0 (6000)	3,61 60,0 (6000)
друга	4,44 60,0 (6000)	4,24 60,0 (6000)
третя	5,25 60,0 (6000)	5,01 60,0 (6000)
четверта	5,95 60,0 (6000)	5,68 60,00 (6000)
II діапазон передач		
перша	7,95 47,89 (4789)	7,59 48,79 (4879)
друга	9,32 39,84 (3984)	8,90 40,59 (4059)
третя	11,02 32,65 (3265)	10,52 33,27 (3327)
четверта	12,5 27,98 (2798)	11,93 28,51 (2851)
III діапазон передач (підвищений)		
перша	12,08 27,75 (2775)	11,53 28,28 (2828)
друга	14,17 22,67 (2267)	13,53 23,10 (2310)
третя	16,75 18,13 (1813)	15,99 18,48 (1848)
четверта	19,01 15,17 (1517)	18,14 15,47 (1547)
IV діапазон передач		
перша	26,62 9,54 (954)	25,41 9,73 (973)
друга	31,22 7,14 (714)	29,80 7,28 (728)
третя	36,91 4,99 (499)	35,23 5,10 (510)
четверта	41,87 3,60 (360)	39,97 3,68 (368)

Продовження табл. А. 1.

1	2	3
Діапазони передач заднього ходу (знижений режим)		
перша	5,72 60,00 (6000)	5,46 60,00 (6000)
друга	6,71 54,14 (5414)	6,41 55,16 (5516)
третя	7,94 44,75 (4475)	7,28 45,59 (4559)
четверта	9,00 38,64 (3864)	8,59 39,37 (3937)
Діапазони передач заднього ходу (підвищений режим)		
перша	18,28 15,59 (1559)	17,45 15,90 (1590)
друга	21,44 12,30 (1230)	20,46 12,54 (1254)
третя	26,58 8,60 (860)	25,37 8,78 (878)
четверта	30,16 6,78 (678)	28,78 6,92 (692)
Маса, кг: суха (конструкційна) у повній комплектації експлуатаційна (з урахуванням ваги ЗІП)	7890 8340	8170 8620
Розподіл маси по осях, кг: передній міст задній міст	5130 3210	5350 3270
Допуск на масу, %	±2,5	
Габаритні розміри (рис. Б.2), мм: довжина (А): с націпним пристроєм у робочому положенні без націпного пристрою ширина (Б) висота (В) база (Г) колія (Д) Дорожній просвіт під мостами, не менш	6410±50 5910±50 2460±50 3400±50 2860±50 1860±40 400	6130±50 5630±50 2460±50 3400±50 2860±50 1860±40 400
Найменший радіус повороту, м	6,7	
Двигун		
Марка	BF6M1013E	ЯМЗ-236М2

Продовження табл. А. 1.

1	2	3
Потужність, кВт (л.с.): номінальна експлуатаційна	132 (180) 125 (170)	129+ ⁷ ₄ (175+ ¹⁰ ₁₀) 121,3+ ⁷ ₄ (165+ ¹⁰ ₁₀)
Номінальна швидкість обертання колінчастого валу, об/хв	2200+ ⁵⁰ _{-ю}	2100+ ⁵⁰ ₋₂₀
Питома витрата палив, небільше, г/кВт- год(г/ кс- год): при номінальній потужності: при експлуатаційній потужності	219,6 (162) 231,2 (170)	220 (162) 259,1(190,5)
Питома (відносна) витрата оливи на угар у % до витрати палива	0,3	
Пусковий пристрій	Електростартер	
Пусковий підігрівач	- «Термо 90ST», рідинний, дизельний	
Трансмсія		
Муфта зчеплення	Суха, фрикційна, однодискова, постійно замкнута, керуєма педаллю з пневматичним підсилювачем	
Коробка передач	Механічна, ступінчата, із зубчастими колесами постійного зачеплення, із чотирма діапазонами переднього ходу й двома діапазонами заднього ходу (по чотири швидкості на кожному діапазоні), що перемикається під навантаженням без розриву потoku потужності усередині діапазону за допомогою гідропіджимних муфт, з роздавальною коробкою, з постійним приводом на задній міст, з відключаєм приводом на передній міст, з механізмом блокуванням пуску двигуна	
Карданна передача	Тверда, відкритого типу, з голчастими підшипниками	
Г оловна передача	Конічна, зі спіральним зубом і міжколісним диференціалом	
Диференціал (міжколісний)	Конічний із чотирма сателітами й автоматичним блокуванням	
Кінцева передача	Одноступінчаста, планетарний редуктор	

Таблиця А.2 - Масові, інерційні та геометричні параметри трактора ХТЗ-242К

Параметр	Поз.	Значення	Розмірність
Маса трактора	m_{mp}	8620	кг
Маса першої піврами	m_1	5172	кг
Маса другої піврами	m_2	3448	кг
Момент інерції по осі x першої піврами	J_{1x}	7860	кг • м ²
Момент інерції по осі y першої піврами	J_{1y}	24745	кг • м ²
Момент інерції по осі z першої піврами	J_{1z}	21231	кг • м ²
Момент інерції по осі x другої піврами	J_{2x}	5244	кг • м ²
Момент інерції по осі y другої піврами	J_{2y}	15830	кг • м ²
Момент інерції по осі z другої піврами	J_{2z}	14154	кг • м ²
База трактора	l	2,86	м
Відстань від центрального шарніру трактора до передньої осі (ось x)	l_1	1,89	м
Відстань від центрального шарніра трактора до задньої осі (ось x)	l_2	0,97	м
Відстань від центру мас трактора до заднього шарніру	ls_x	0,6	м
Відстань від центрального шарніру трактора до центру мас передньої піврами по осі x	lo_{1x}	1,0	м
Відстань від центрального шарніру трактора до центру мас задньої піврами по осі x	lo_{2x}	0,23	м
Колія передніх коліс	b_1	1,86	м
Колія задніх коліс	b_2	1,86	м
Відстань від центру мас до передньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі x	hf_x	3,64	м
по осі y	hf_y	0	м
по осі z	hf_z	0,25	м
Відстань від центру мас до задньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі x	hr_x	-2,25	м
по осі y	hr_y	0	м
по осі z	hr_z	-0,5	м
Відстань від центру мас до передньої вісі трактора по осі z	hfa_z	0	м
Відстань від центру мас до задньої вісі трактора по осі z	hra_z	0	м

Додаток Б

Технічна та масо-геометричні характеристики сівалки Vega-8 Profi виробництва ПАТ «Ельворті»

Сівалка Vega-8 Profi розроблена спеціально для фермерських господарств від 500 до 2000 га. Створена з урахуванням сучасних конструкційних рішень для Mini Till, які дають можливість знизити собівартість виробленої продукції (рис. Б.1). Сівалка призначена для точного висіву за мінімальною і традиційною технологією. Забезпечує посів насіння кукурудзи, соняшнику, сої та інших просапних культур з одночасним внесенням мінеральних добрив і прикочуванням ґрунту в засіяних рядках.



Рисунок Б.1 - Загальний вигляд сівалки Vega-8 Profi

Сівалка Vega-8 Profi - напівпричіпна. Завдяки такому способу агрегатування, дана сівалка працює з тракторами потужністю від 80 к.с., що забезпечує менші витрати палива в порівнянні з навісними аналогами.

Завдяки тому, що вентилятор встановлений на причіпному пристрої, виключається можливість поломки кардана при розворотах, а також відсутня необхідність відключення ВВП трактора, що усуває втрату посівного матеріалу і зменшує час на розвороти.

Таблиця Б.1 - Технічна характеристика сівалки Vega-8 Profi

Тип агрегату	напівпричіпний
Ширина захвату, м	5,6
Робоча швидкість, км/ч	2,5 - 9
Кількість рядів, шт.	8
Продуктивність, га/год	3,02 - 5,04
Глибина посіву, мм	40 - 100
Тиск сошників, кг/см ²	280
Норми висіву для насіння, кг/га	1,4 - 51,4
Ширина міжрядь, мм	700
Норми висіву для добрив, кг/га	23,5 - 245,4
Сумарна ємність бункерів для насіння, л (дм ³)	416 (52×8)
Сумарна ємність бункерів для добрив, л (дм ³)	720 (180×4)
Габаритні розміри, при транспортуванні, мм	8 000 × 2 670 × 3 500
Габаритні розміри, в робочому стані, мм	2 530 × 6 980 × 1 550
Агрегується з тракторами потужністю, більше, к.с.	80
Маса, кг	2770

Висіваючий апарат сівалки забезпечує точне однозернове дозування насіння; наявність верхнього і нижнього регульованих скидачів насіння, тобто відсутність двійників; легке і зручне обслуговування без робочого інструменту; наявність оглядового вікна - зручність настройки; відсутність навантаження на корпус висівного апарату - довговічність його використання.

На сівалці встановлено пластикові бункери з високоякісного поліетилену. Це, в свою чергу, забезпечує істотно меншу вагу бункера; його стійкість до різних видів корозії; вібростійкість. Крім того, такі бункери не вимагають додаткового фарбування.

Сівалка VEGA 8 PROFІ має сумарну ємність бункерів для насіння - 416 л, і 680 л - для добрив. Так, наприклад, при нормі висіву кукурудзи - 5 насінин на 1 п. м, - сівалка може засіяти без дозавантаження 6 га.

Посівна секція сівалки складається з дводискового сошнику зі сталей із вмістом бору підвищеної твердості має збільшений ресурс до 100%. Вона має можливість регулювання тиску на ґрунт до 280 кг.

Таблиця Б.2 - Масово-геометричні параметри сівалки Vega-8 Profi ПАТ «Ельворті»

Параметр	Позначення	Значення	Роз.
Маса	m	2770	кг
Приведений момент інерції (ось x)	J_x	2488	кг · м ²
Приведений момент інерції (ось y)	J_y	7388	кг · м ²
Приведений момент інерції (ось z)	J_z	7986	кг · м ²
Відстань від центру мас до осі коліс	l_l	0,65	м
Колія коліс	b	5,8	м
Відстань від центру мас до передньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі x	hf_x	1,56	м
по осі y	hf_y	0	м
по осі z	hf_z	-0,5	м
Відстань від центру мас до вісі коліс по осі z	hra_z	-0,5	м
Радіус коліс	$r_1 = r_2$	0,35	м
Жорсткість шин (по осі x)	$Cu_{x11} = Cu_{x12}$	$2 \cdot 10^5$	Н · м ⁻¹
Жорсткість шин (по осі y)	$Cu_{y11} = Cu_{y12}$	$1,96 \cdot 10^5$	Н · м ⁻¹
Жорсткість шин (по осі z)	$Cu_{z11} = Cu_{z12}$	$1,8 \cdot 10^5$	Н · м ⁻¹
Приведена податливість шин	$ku_{x11} = ku_{x12}$	19000	Н · м