

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

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

Братішко В.В.
(підпис) (ПІБ)
“ ” _____ 2025 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів
(назва кафедри)

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

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Дослідження ефективності функціонування енергетичного засобу
при виконанні сільськогосподарських робіт»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

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

Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)
Калінін Є.І.

Виконав

(ПІБ) Рудь Б.М.
(підпис)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ 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)

« _____ »

_____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Рудь Богдану Максимовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження ефективності функціонування енергетичного засобу при виконанні сільськогосподарських робіт» затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.11.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: тягові показники універсально-просапних колісних тракторів та колісних тракторів загального призначення різних тягових класів

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ. Стан питання. мета та задачі дослідження. Теоретичні передумови досліджень. Програма та методика експериментальних досліджень. Результати експериментальних досліджень. Висновки

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання. мета та задачі дослідження. Теоретичні передумови досліджень. Програма та методика експериментальних досліджень. Результати експериментальних досліджень. Висновки.

Дата видачі завдання «01» вересня 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Калінін Є.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Рудь Б.М.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 67 сторінках пояснювальної записки і 16 слайдах презентації та ілюстрована 37 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Дослідження ефективності функціонування енергетичного засобу при виконанні сільськогосподарських робіт».

Об'єкт дослідження – мобільні енергетичні засоби, що використовуються на виконанні польових та транспортних робіт.

Предмет досліджень – закономірності впливу перерозподілу зчіпної ваги в ходовій системі МЕЗ на ефективність використання сільськогосподарських агрегатів під час виконання механізованих робіт.

Мета роботи – підвищення ефективності використання та зниження техногенного впливу на ґрунт МЕЗ за рахунок раціонального використання зчіпної ваги.

У кваліфікаційній роботі розроблено та перевірено нові підходи до формування зчіпної ваги колісних МЕЗ, що дозволяють більш ефективно реалізовувати їх тягово-зчіпні властивості, при проведенні польових та транспортних робіт на ґрунтах з низькою несучою здатністю.

Ключові слова: колісний трактор, тягово-зчіпні властивості, довантажувач коліс, ущільнення ґрунту, екологія.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ. МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1 Техногенний вплив на ґрунт мобільних енергетичних засобів.....	8
1.2 Способи підвищення тягово-зчіпних властивостей МЕЗ	17
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕНЬ	23
2.1 Теоретичні дослідження щодо підвищення тягово-зчіпних властивостей мобільних енергетичних засобів.....	23
2.2 Вплив перерозподілу зчіпної ваги на поздовжню стійкість машинно-тракторного агрегату.....	24
2.3. Підвищення тягово-зчіпних властивостей мобільного енергетичного засобу при використанні розвантажувального механізму	31
2.4 Теоретичні залежності впливу перерозподілу зчіпної ваги між мостами трактора на експлуатаційні показники МТА	36
2.4.1 Обґрунтування впливу розвантажувального механізму на ширину захвату сільськогосподарського агрегату.....	37
2.4.2 Вплив РМ на буксування, швидкісні характеристики та продуктивність МТА	38
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	42
3.1 Завдання експериментальних досліджень	42
3.2 Загальна методика проведення експериментальних досліджень.....	42
3.3 Об'єкти експериментальних досліджень.....	42
3.4 Порівняльні характеристики об'єктів досліджень та умови проведення експериментів	43
3.5 Засоби вимірювань при проведенні польових випробувань	45
3.5.1 Вимірювання тягового зусилля МЕЗ	47
3.5.2 Вимірювання додаткового вертикального навантаження на провідні колеса МЕЗ.....	48

3.5.3	Вимірювання частоти обертання ведучого колеса МЕЗ.....	50
3.5.4	Вимірювання пройденого шляху та буксування МЕЗ	51
3.6	Визначення основних фізико-механічних властивостей ґрунту	51
3.7	Методика проведення порівняльних господарських випробувань.....	51
	РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	53
4.1.	Результати експериментальних досліджень по визначенню впливу РМ на зчіпну вагу МЕЗ.....	53
4.2.	Результати тягових випробувань МЕЗ з розвантажувальним механізмом..	56
4.3.	Результати порівняльних господарських випробувань.....	60
4.4	Дослідження техногенного впливу ходової системи МЕЗ на ґрунт	61
	ВИСНОВКИ.....	62
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	64

ВСТУП

В останні роки для підвищення ефективності використання засобів механізації в агропромисловому комплексі, однією з основних складових яких є колісні мобільні енергетичні засоби (МЕЗ), все частіше застосовуються багатоопераційні комбіновані машини, що мають високу продуктивність. Це дозволяє підвищити ефективність використання та знизити техногенний вплив на ґрунт за рахунок зниження кількості проходів.

Водночас використання сучасних сільськогосподарських машин передбачає застосування МЕЗ із високими тягово-зчіпними властивостями. Однак, маючи низку переваг, колісні МЕЗ мають недостатні тягово-зчіпні властивості, зокрема на ґрунтах з низькою несучою здатністю.

Крім цього комбіновані сільськогосподарські машини мають більшу масу порівняно із звичайними, що обмежує їх використання через недостатню поздовжню стійкість ряду колісних МЕЗ при технологічних розворотах та міжпольових переїздах.

З метою усунення даних недоліків в реальних умовах експлуатації збільшують навантаження на передній керований міст МЕЗ за рахунок встановлення додаткових вантажів, що, у свою чергу, посилює техногенний вплив машинно-тракторного агрегату (МТА) на ґрунт.

Питанням підвищення тягово-зчіпних властивостей та зниження тиску на ґрунт МЕЗ присвячено низку наукових праць, аналіз яких показав, що одним із перспективних способів поліпшення ефективності використання колісних МЕЗ на польових і транспортних роботах є підвищення їх тягово-зчіпних властивостей та зниження техногенного впливу на ґрунт за рахунок раціонального використання зчіпної ваги.

У той же час залишається не повністю дослідженим питання виникнення залежностей та їх вивчення при перерозподілі зчіпної ваги між мостами МЕЗ при русі в умовах перезволоженого верхнього шару ґрунту, наявності твердого підстилаючого шару та змінної зчіпної ваги, що припадає на керовані та ведучі

колеса. На підставі сучасного стану проблеми, що раніше розглядалася, висунуто наукову гіпотезу: підвищити ефективність використання МЕЗ і домогтися зниження техногенного впливу на ґрунт на польових і транспортних роботах можливо за рахунок раціонального використання зчіпної ваги.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ. МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Техногенний вплив на ґрунт мобільних енергетичних засобів

Технології вирощування сільськогосподарських культур, що використовуються в даний час, включають операції, які потребують великої кількості проходів по полю мобільних енергетичних засобів.

Ходові системи даних МЕЗ, впливаючи на ґрунт, переущільнюють її та погіршують структуру, склад, пористість, об'ємну вагу [1, 3, 4, 6, 10].

Питання зниження техногенного впливу на ґрунт останніми роками стає дедалі актуальним. Це пов'язано з тим, що на полях з'являється все більш енергонасичена, швидкісна, високопродуктивна техніка, що має велику вагу. Якщо розглядати цю проблему загалом, вона може бути представлена, на думку В.А. Русанова [1] в такий спосіб (рис 1.1).

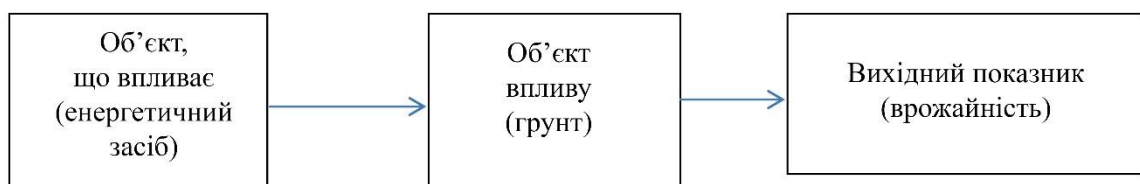


Рисунок 1.1– Схема взаємодії рушій-ґрунт-рослина

Щільність ґрунту є основною характеристикою, яка впливає на водний, повітряний та тепловий режими ґрунту, а отже, і на умови для біологічної діяльності всіх видів рослин [9]. Величина щільності дуже впливає на врожайність сільськогосподарських культур. Для нормального розвитку більшості с.-г. культур величина щільності знаходиться в таких межах: для суглинистих та глинистих ґрунтів $1,0 \dots 1,3 \text{ г/см}^3$, легко-суглинистих $1,1 \dots 1,4 \text{ г/см}^3$.

Дослідження, проведені В.І. Ревутом показали, що збільшення або зменшення щільності ґрунту від оптимального значення на $0,1 \dots 0,3 \text{ г/см}^3$ призводить до зниження врожайності сільськогосподарських культур до 40% [9]. У роботах [1, 8] зазначається, що урожай на ділянках, ущільнених тракторами К-700 та МТЗ-80 знизився порівняно з контрольною відповідно на 26% та 12,5%.

Одним із негативних факторів ущільнюючого впливу рушіїв МЕЗ на ґрунт є збільшення твердості ґрунту за слідом проходження рушіїв, що призводить до нерівномірності питомого опору ґрунту при подальшому його обробітці, а, отже, і до збільшення енерговитрат [2, 8]. Тому зниження ущільнюючого впливу мобільних машин на ґрунт в даний час є актуальним та важливим науковим завданням.

Використання енергонасиченої техніки, що має велику масу, погіршують серйозність цієї проблеми.

Дослідження, проведені в роботах [1, 6, 8, 10, 16] показали, що ущільнення ґрунту, викликане інтенсивним переміщенням енергонасиченої техніки по полю призводить в кінцевому результаті до значного зниження врожайності с.-г. культур.

Щорічні втрати, спричинені зниженням урожаю, за рахунок техногенного впливу ходових систем на ґрунт, становлять близько 1,8 мільярда доларів [4, 6, 8]. Вчені багатьох країн займаються проблемою зменшення негативного впливу техніки на довкілля за рахунок створення нових ходових систем з мінімальним техногенним впливом на ґрунт. Поряд із цим, незважаючи на широкі дослідження в даній галузі, питання зниження ущільнення ґрунту вирішене ще не повною мірою.

Роботами В.Н. Макарова зазначається, що зі збільшенням щільності ґрунту на $0,07 \dots 0,12 \text{ г/см}^3$ дає зниження врожайності сої відповідно на $2,5 \dots 5,39$ ц/га, при контрольній щільності ґрунту $1,08 \text{ г/см}^3$. З метою визначення техногенного впливу на ґрунт тракторів марки К-700 у порівнянні з тракторами ХТЗ-150 були проведені дослідження, щодо визначення глибини колії, буксування та ущільнення ґрунту. В результаті проведених досліджень було отримано, що на ранньовесняних польових роботах при підвищеній вологості для запобігання руйнуванню структури, збільшення глибинності та утворення глибокої колії, ходову систему слід удосконалювати шляхом зниження тиску в шинах, постановки додаткових коліс або застосування пневматичних уширювачів коліс.

Питання розвитку деформації та зміни щільності ґрунту під рушієм трактора розглядається у роботі С.В. Носова, та Н.Є. Перегудова [2, 5]. В результаті проведених досліджень були отримані та опрацьовані результати деформування шару ґрунту рушієм енергетичного засобу з метою перевірки збіжності з раніше складеною математичною моделлю взаємодії рушія з опорною основою.

Питання визначення характеру та величини розподілу напружень та деформації у ґрунті після проходу тракторів К-700 та ХТЗ-150 присвячені роботи [8, 12, 13]. Зазначається, що найбільший техногенний вплив на ґрунт надає рушій трактора К-700 через підвищений тиск у шині та високу зчіпну вагу.

У роботі [9] наведено дослідження зміни напружено-деформованого стану та щільності в'язкопружного супіщаного ґрунту в залежності від кількості проходів та швидкості руху МЕЗ. Авторами розроблено та запропоновано алгоритм визначення показників деформування та ущільнення ґрунту внаслідок його повзучості при зупинці енергетичного засобу. Дослідження, проведені з використанням комп'ютерних програм, отримані дані, що дозволяють визначити ряд факторів, що впливають на в'язкопружні властивості ґрунту та ступінь його ущільнення.

Встановлено, що ущільнююча дія рушіїв на ґрунт знижується за наступних умов: передні та задні колеса рухаються не по одній колії; енергетичний засіб укомплектований шинами оптимальних типорозмірів; правильно підібрано швидкість руху МЕЗ; трактор робить зупинки тільки на ущільненому ґрунті.

Зі збільшенням числа проходів по одній колії та часу впливу рушія на ґрунт після зупинки на неущільненому ґрунті щільність ґрунту досягає свого гранично можливого значення [7]. З метою зниження ущільнюючого впливу на ґрунт запропоновано методику розрахунку та комп'ютерні програми для прогнозування ущільнюючого впливу на ґрунт колісних тракторів. Запропоновані програми дозволяють провести оцінку ефективності заходів щодо зниження ущільнення. Авторами представлені розрахункові графіки, які побудовані за результатами обчислювальних експериментів при взаємодії із

грунтом задніх коліс трактора МТЗ-82. Встановлено, що, за однакових умов проведення досліджень, колесо з шиною 18R38 має на ґрунт менший ущільнюючий вплив, ніж з шиною 13R38. Запропонована методика дозволяє прогнозувати ущільнюючу дію на ґрунт МЕЗ з метою оцінки ефективності заходів щодо його зниження.

Відомо, що в граничному напружено-деформованому стані ґрунт деформується зсувом, коли кут відхилення результуючого напруження від нормалі до площі ковзання більше кута внутрішнього тертя. Якщо ця умова не виконується, відбувається відрив ґрунтової цегли. В роботі В.П. Дьякова [3] розглядається питання перебування такого співвідношення дотичних і нормальних напружень, при якому максимальний кут відхилення дорівнюватиме куту внутрішнього тертя. За цієї умови витрати на обробіток ґрунту будуть мінімальними.

Дослідження фізико-механічних властивостей ґрунту на поворотній смузі нині також є актуальною проблемою. Це обумовлюється тим, що ця ділянка поля зазнає найбільшого впливу з боку ходових систем тракторів, с.-г. машин, збиральної та іншої техніки. У роботі [5] наведено результати впливу ходових систем тракторів на щільність і твердість ґрунту для різних способів руху на поворотній смузі залежно від технології, що застосовується.

У роботах [8, 10] отримано, що в процесі підготовки ґрунту, посіву, догляду за посівами та збирання врожаю від 10...12% площі поля піддається ущільненню рушіями від 6 до 20 разів, 65...80% – від 1 до 6 разів. Найбільшого впливу з боку МТА піддаються поворотні смуги, які становлять до 20% від загальної площі. Усього не піддається впливу ходових систем трохи більше 10...15% площі поля.

Зниження техногенного впливу на ґрунт енергетичних засобів може бути досягнуто комплексним підходом та пошуком оптимальних варіантів поєднання факторів за наступними напрямками: зниження кратності впливу до мінімуму; використання комбінованих сільськогосподарських агрегатів; конструювання та

виробництво нових машин та їх рушіїв; модернізація ходових частин існуючих систем.

Результати експериментальних досліджень щодо впливу ходової системи тракторів на фізико-механічні властивості ґрунту та врожайність с.-г. культур наведено у роботі [14]. Вплив конструктивних параметрів колісних рушіїв на зміну фізико-механічних властивостей ґрунту представлено у роботах Ю.А. Кіма, П.В. Зеленого, І.В. Франкевича [7, 8]. Автори розглядають вплив на ґрунт ходових систем колісних тракторів. Наведено алгоритм опису процесу взаємодії рушія з опорною поверхнею.

Зниження ущільнення ґрунту рушіями МТА за рахунок зміни маси трактора розглянуто у роботі [11]. Авторами представлені розрахунки тиску коліс трактора з урахуванням маси баласту. Зниження маси баласту позитивно позначається на зменшенні ущільнення ґрунту.

Збільшення щільності ґрунту після проходу по ньому мобільних енергетичних засобів негативно позначається на врожайності сільськогосподарських культур. Збільшення щільності на $0,1 \text{ г/см}^3$ призводить до зниження врожайності ячменю на 122 кг/га, а пшениці озимої – на 62...82 кг/га.

Даному питанню присвячені дослідження, проведені авторами [6, 9]. В результаті проведених досліджень отримано результати впливу ущільнюючого впливу тракторів класу 3 на ґрунт при обробітку ярого ячменю.

Дослідження проведено з тракторами Т-150ПГ, Т-150У8, Т-150К. В результаті досліджень отримані наступні результати врожайності посіяного ячменю з використанням тракторів: Т-150К – 18,42ц/га, Т-150К та Т-150У8 – 17,36 ц/га.

Дослідження, представлені в роботах [1, 3, 5, 7], дозволяють зробити висновок, що проходи на холостому ході трактора МТЗ-80, оснащеного системою автоматичного регулювання тиску повітря в шинах, дозволяє знизити глибину колії на 12...30% порівняно з аналогічними показниками. При цьому величина щільності ґрунту практично не змінилася. У той же час необхідно враховувати, що надмірно низький тиск у шині негативно відбивається на

експлуатаційних властивостях трактора за рахунок збільшення сили опору перекочування.

В роботі М.А. Карапетяна [7] зазначається, що вплив рушіїв машин на ґрунт призводить до зміни її структури, твердості, пористості, водо- та повітропроникності, волого- та повітроємності, що впливають на щільність ґрунту. Щільність ґрунту при 10 і більше проходах досягає 1,65...1,70 г/см³. Вказано, що найважливішим показником є щільність ґрунту (коефіцієнт ущільнення) у сухому стані. Для використання цього показника автор пропонує агробіологічну інтерпретацію з використанням шкали характеристик рослинних властивостей ущільненого рушіями машини ґрунту до глибини 0,35 м.

З проведених досліджень А.М. Кононов [8, 10] зазначає, що, чим вищий нормальний тиск на ґрунт, тим сильніше руйнуються агротехнічно цінні ґрунтові агрегати розміром 1...10 мм, а вміст дрібних агрегатів розміром менше 0,5 мм зростає зі збільшенням тиску, відповідно після проходу гусениці на 8,5 %, а колеса трактора – на 9...15,5%. Твердість ґрунту в слідах проходу шин у шарі 2 см зростає в 5,5 рази, на глибині 5 см – в 2,5 рази.

Встановлення кількості втрат урожаю та їх основних причин при ущільненні рушіями машинно-тракторних агрегатів відбилося у роботі [13]. Зазначається, що механічна дія на ґрунт ходових систем тракторів веде до зміни її щільності, пористості, структурного складу, що зрештою впливає на врожай. Зміна цих показників у зоні впливу ходових систем спостерігається як за слідом рушія, так і поза слідами. У роботі пропонується використовувати критерій оптимізації параметрів агрегату – коефіцієнт впливу рушіїв агрегату на ґрунт.

Для зниження техногенного впливу на ґрунт автор пропонує використовувати широкозахватні агрегати з однаковою шириною колії всіх мостів.

Вплив класу тяги трактора на величину енерговитрат від ущільнення ґрунту представлений у роботі [4]. Визначено величину енерговитрат від переущільнення ґрунту після дії на неї рушіїв енергетичних засобів різних класів

тяги. Подано номограму, що дозволяє визначити енерговитрати від втрати врожаю.

У роботах І.В. Бумбар, А.М. Ємельянова, В.М. Рябченко та інших [1, 2] проводилися дослідження щодо визначення техногенного впливу на ґрунт гусеничного рушія з різною формою опорної поверхні.

Встановлено, що крім руйнування структури ґрунту, утворюється глибока колія, яка надалі ускладнює подальшу обробку ґрунту.

Питанням ущільнення ґрунту ходовими системами тракторів присвячені роботи [9, 12]. В них розглянуто вплив числа проходів тракторного колеса і навантаження на нього на ступінь деформації ґрунту. Встановлено, що зі збільшенням навантаження та числа проходів помітно ущільнюється шар ґрунту, зменшується пористість та погіршується умови для рослин. Пропонуються можливості для усунення наслідків переущільнення ґрунту.

А.С. Анікіним, С.М. Міркіним [8] на підставі проведених досліджень встановлено, що кратність впливу рушіїв ходових систем на ґрунт є одним із суттєвих факторів, що впливають на його ущільнення. Конструктивним рішенням зменшення кількості проходів по одному сліду під час роботи трактора є встановлення коліс передніх та задніх осей на різну колію. Аналіз результатів, отриманих внаслідок дослідження трактора К-701, підтверджують ефективність цього рішення.

Приріст щільності ґрунту після проходу трактора з різною шириною колії передніх та задніх коліс знижується, порівняно із серійною ходовою системою, на 35...38%, що практично рівноцінно дії здвоєних коліс [8]. Крім цього, ходова система трактора з таким компонованням має найменший техногенний вплив на структуру ґрунту. Втрати врожаю у слідах рушіїв проти серійної компоновки ходової системи зменшуються на 12...15% [8].

Зі збільшенням числа проходів трактора К-701 ґрунт ущільнюється по глибині в 2,5...3 рази більше, ніж орний шар. Дослідження, проведені з тракторами К-700 та Т-150К показали, що ущільнення ґрунту рушіями цих

тракторів зросло в середньому на $0,15...0,20 \text{ г/см}^3$ порівняно з контрольною ділянкою.

В результаті багаторічних досліджень В.А Русанов [1, 2, 11] робить висновок, що за впливом на ґрунт трактори можна розташувати таким чином: ЮМЗ-6<Т-150; Т-150К<К-700.

Впливу ґрунтово-ґрунтових умов та параметрів рушія та на опір самопересування транспортно-тягової гусеничної машини присвячені дослідження, проведені О.І. Бердовим [1, 6]. У роботі розглядається взаємозв'язок між опором пересування гусеничного енергетичного засобу та ступенем деформації опорної поверхні, конструктивними параметрами та глибиною занурення ґрунтозачепів у ґрунт.

Питання теоретичної оцінки впливу рушіїв колісних тракторів на ґрунт відображені у роботі [1]. Авторами проведено порівняння отриманих теоретичних показників з нормативними, з урахуванням вологості ґрунту у весняний та літньо-осінній періоди. Автори роблять висновок, що більшість колісних тракторів не зможуть виконувати сільськогосподарські роботи за високої вологості ґрунту за встановленими нормативними значеннями максимального тиску на ґрунт. Намічені шляхи реалізації проблеми, за рахунок зниження максимального питомого тиску на ґрунт, шляхом встановлення здвоєних коліс.

Використання математичного моделювання для розрахунку ущільнюючого впливу на ґрунт колісних тракторів пропонують автори в роботі [7]. На основі теоретичних та експериментальних досліджень було розроблено метод розрахунку, що дозволяє визначити ущільнюючу дію колісних тракторів на ґрунт, залежно від глибини. В результаті досліджень встановлено, що реологічні властивості ґрунту впливають на величину ущільнення залежно від швидкості руху МЕЗ, кутової швидкості колеса, часу навантаження та тиску в шині. Так, при зниженні тиску в шині 13R38 з $0,17$ до $0,09 \text{ МПа}$ щільність ґрунту знизилася від $0,119$ до $0,109 \text{ г/см}^3$, тобто на $8,4\%$, причому глибина колії знизилася на $7,64\%$.

Пропонований метод з достатнім ступенем точності дозволяє враховувати всі перераховані вище фактори.

В роботі В.П. Лапіка [9] розглянуто один із напрямків збереження верхнього родючого шару ґрунту, за рахунок застосування в ходовій системі гусеничних тракторів еластичних елементів, що дозволяють зменшити переущільнення ґрунту, руйнування його структури, покращити родючість та підвищити врожайність с.-г. культур.

Питання впливу ходової системи колісних тракторів на агрегатний склад ґрунту присвячено дослідження, представлені в роботах [1, 4, 6, 8, 9, 14], в яких автори дійшли висновку, що після проходу тракторів кількість ерозійних небезпечних частинок за рушієм зростає. Це зростання пов'язане з великим нормальним тиском та буксуванням рушіїв.

З вище проведеного аналізу можна дійти невтішного висновку, що між енергетичним засобом, природно-кліматичними умовами, ґрунтом і рослиною існує наступний взаємозв'язок – рис. 1.2. В результаті взаємозв'язку вищенаведених факторів відбувається техногенний вплив на ґрунт, що веде до зниження врожайності с.-г. культур. Тому питання зниження техногенного впливу на ґрунт МТА нині актуальне. Для колісних тракторів при вирішенні цієї проблеми найбільш доцільним є застосування пристрою для коригування зчпної ваги, що дозволяє короткочасно збільшувати зчпну вагу, що припадає на рушії.

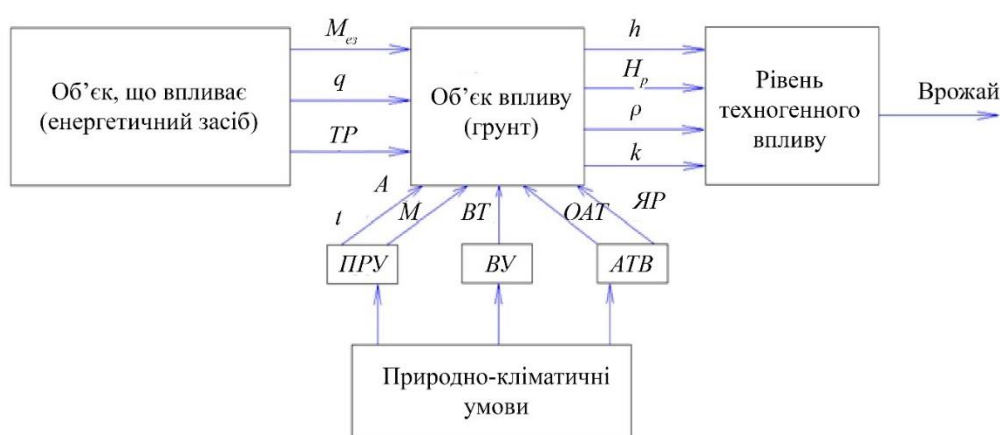


Рисунок 1.12 – Схема взаємодії енергетичного засобу, природно-кліматичних умов, ґрунту, рослини та її врожайності

M_{ez} – маса енергетичного засобу, т; q – питомий тиск на ґрунт, Мпа; TR – тип рушія; h – глибина колії, м; H_p – твердість ґрунту, Мпа; ρ – щільність ґрунту, г/см³; k – коефіцієнт структурності; t – температура, °С; M – кількість опадів, мм; A – тип ґрунту; BT – використовується технологія; OAT – оптимальні агротехнічні терміни; $ЯР$ – якість робіт; $ПРУ$ – природні умови; $ВУ$ – виробничі умови; $АТВ$ – агротехнічні вимоги

1.2 Способи підвищення тягово-зчіпних властивостей МЕЗ

У сільському господарстві колісні трактори, як правило, працюють у змішаних ґрунтово-кліматичних умовах. Тому трактори повинні мати високу прохідність і бути пристосованими для роботи в умовах бездоріжжя з максимальним використанням тягово-зчіпних властивостей. Можливість роботи МТА у різних умовах характеризується однією з її експлуатаційно-технічних властивостей – прохідністю.

Прохідність визначає можливість використання енергетичних засобів в умовах експлуатації на ґрунтах з низькою несучою здатністю за наявності твердого підстиляючого шару.

Основна причина недостатності тягово-зчіпних властивостей енергетичного засобу – це недостатнє зчеплення коліс із ґрунтом.

Внаслідок цього виникає буксування ведучих коліс, що призводить, як правило, до зниження сил зчеплення між частинками ґрунту та зриву його верхніх несучих шарів з одночасним залипанням малюнка протектора колеса. Буксування ведучих коліс різко відбивається на тягово-зчіпних властивостях.

Для роботи тракторів в умовах бездоріжжя та тимчасового погіршення ґрунтових умов необхідно зберегти показники прохідності та тягово-зчіпних властивостей, що отримані у звичайних умовах.

Відомо, що колісні енергетичні засоби після проходження по полю сильно ущільнюють ґрунт, залишаючи після себе глибоку колію. На ущільненому колесами ґрунті значно пізніше з'являються сходи, а розвиток рослин відбувається значно гірше. Крім того, колісні енергетичні засоби входять у

роботу дещо пізніше гусеничних через недостатні тягово-зчіпні властивості. Тому для розширення сфери та термінів використання колісних енергетичних засобів необхідно підвищувати їх тягово-зчіпні властивості. Методи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних МЕЗ можна умовно розбити на три групи: збільшення зчіпної ваги, підвищення коефіцієнта зчеплення, зниження нормального тиску на ґрунт – рис. 1.3.

Розглянемо шляхи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних енергетичних засобів за рахунок збільшення зчіпної ваги.

Збільшення зчіпної ваги може бути досягнуто за рахунок застосування баласту, застосуванням гідрозбільшувачів зчіпної ваги, збільшенням числа ведучих коліс, блокуванням диференціала, застосуванням ведучого причіпного мосту, перерозподілу зчіпної ваги між мостами енергетичного засобу.

Працюючи на пневматичних шинах у важких умовах, для МЕЗ знаходить застосування такий спосіб збільшення зчіпної ваги, як баластування. Це дає можливість підвищення тягово-зчіпних властивостей тракторів. В якості баласту найчастіше використовують воду, металеві вантажі, або незамерзаючий розчин, що заливається в шини, що дає можливість збільшити тягове зусилля трактора на 15...20% [1, 3] за рахунок підвищення зчіпної ваги.

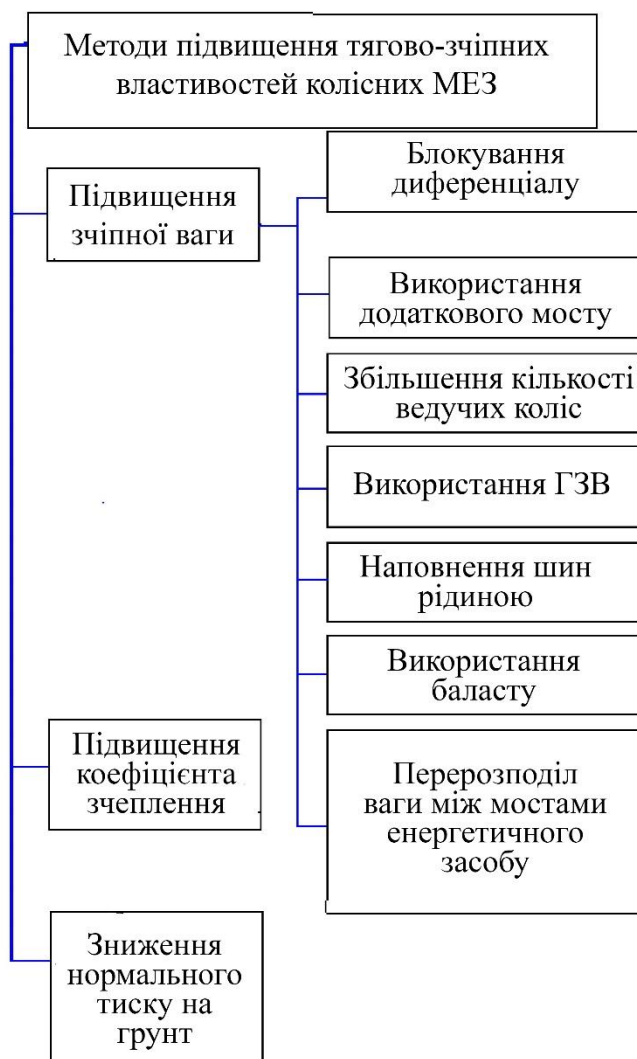


Рисунок 1.3 – Методи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних мобільних енергетичних засобів

У той же час застосування даного способу спричиняє збільшення загальної ваги енергетичного засобу, що підвищує і без того високий нормальний тиск рушіїв на ґрунт, що сприяє продавлюванню верхнього шару ґрунту до твердої основи та втрати прохідності на весняних польових роботах, а також збільшення опору руху енергетичного засобу.

Питання використання баласту з метою підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора присвячені дослідження, що представлені у роботі [8]. Автори пропонують методику комп'ютерного тягового розрахунку трактора тягово-енергетичної концепції та побудови тягової характеристики порівняно з типовим варіантом. Автори відзначають, що збільшення маси доцільно

проводити у разі, коли сила тяги на гаку близька до оптимальної. В іншому випадку відбувається переущільнення ґрунту.

Диференціація зчіпної ваги МЕЗ за допомогою зняття чи постановки додаткових вантажів залежно від енергоємності виконуваних операцій знайшло свій відбиток у дослідженнях [15]. Наведено результати експериментальних досліджень зміни енергетичних показників тракторів залежно від зміни зчіпної ваги у технології обробітку с.-г. культур. Отримано, що зміна зчіпної ваги дає змогу скоротити витрати потужності на перекочування, а також підвищити тяговий ККД тракторів. Застосування баласту раціонально на ґрунтах тільки нормальної вологості.

З метою підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних МЕЗ, що мають привід тільки на задні колеса, використовуються різні конструкції, так звані довантажувачі коліс. Зчіпна вага, що припадає на задні ведучі колеса при цьому збільшується як за рахунок ваги навісних знарядь, так і від перерозподілу ваги самого трактора з передніх коліс на задні ведучі. Вплив навісного с.-г. знаряддя на зчіпну вагу знайшло свій відбиток у роботі А.Н. Баранського [12]. На підставі проведених досліджень автор пропонує визначати загальне збільшення навантаження на трактор. У загальному випадку збільшення навантаження на ведучі колеса від ваги трактора склало 24...46%, при цьому розвантаження передніх коліс – 9...22% [11].

Дані досліджень, наведені в роботах [9, 10, 13, 18] дають можливість зробити такі висновки, що застосування гідродовантажувачів ведучих коліс підвищує тягово-зчіпні властивості колісного МЕЗ, зменшує величину буксування та значно знижує опір ґрунту за рахунок зменшення опору знарядь.

Питання правильного вибору параметрів навісоздатності трактора та уточнення навантажувальних режимів його несучих елементів та їх вплив на забезпечення необхідної динаміки знайшло відображення у роботі Б. Азізова [3].

Збільшення числа ведучих коліс з компонованням 4К4 дає можливість реалізувати практично всю вагу трактора, у той час як при схемі компоновання 4К2 для цієї мети може бути використана тільки частина ваги. При використанні

тракторів з колісною компоновкою 4К4, значно знижується крутний момент, реалізований через задні колеса, що в свою чергу знижує буксування. Максимальна реалізація тягово-зчіпних властивостей трактора досягається при десятивідсотковому буксуванні, тому що при буксуванні понад 10% відбувається зріз ґрунту [4].

Тягова динаміка тракторів з компонованням 4К4 багато в чому залежить від того, як здійснюється привід до ведучих осей. Застосовуються два основних типи приводів: з блокуванням та диференціальний.

У тракторів із блокованим приводом істотним недоліком є наявність кінематичної невідповідності та паразитної потужності, що є важливим недоліком приводу [8].

Автоматичний диференціал ведучих коліс, що блокується та забезпечує блокування півосей при однакових швидкостях ведучих коліс, дає кращий результат. Крім того, автоматичне відключення колеса, що забігає при повороті трактора і передача всього крутного моменту, що підводиться до мосту, на відстаюче колесо, забезпечує високу прохідність трактора в важких умовах експлуатації [17].

Вплив причіпного ведучого мосту на тягово-зчіпні властивості колісних тракторів розглянуто у роботі [7]. Тягова динаміка такого агрегату значно відрізняється від колісного трактора з компонованням коліс за схемою 4К4. За даними роботи [7] використання причіпного ведучого мосту дозволяє збільшити максимальну тягову потужність та зменшити буксування ведучих коліс. З іншого боку, ведучий причіпний міст необхідно навантажувати, що значно впливає на ущільнення ґрунту, а при підвищеній вологості відбувається велике колієутворення внаслідок руху трьох коліс по одному сліду.

Використання додаткового ведучого мосту причепа на транспортних роботах на ґрунтах з низькою несучою здатністю, знайшло відображення в дослідженнях проведених А.С. Щитовим [1]. Основним недоліком при встановленні додаткового моста є утворення паразитної потужності.

Для усунення цього недоліку автор пропонує використовувати обгінну муфту у приводі додаткового мосту, яка автоматично регулює його увімкнення та відключення.

Роботою Є.І. Бердова, Е.Г. Щепетова [17] наголошується, що одним із шляхів підвищення тягово-зчіпних властивостей, збільшення продуктивності та зниження витрати палива є динамічна зміна центру тиску.

Збільшення продуктивності при цьому становить 5...14%. Правильне розподілення зчіпної ваги багато в чому впливає на поперечну та поздовжню стійкість енергетичного засобу. Цьому питанню присвячена робота [5], в якій досліджено питання залежності вертикальної деформації шини колісної машини від кута ухилу опорної поверхні. Встановлено взаємозв'язок поперечної стійкості із тиском повітря у шині.

Способи забезпечення стійкості сільськогосподарської техніки під час виконання робіт досліджено у роботі В.В. Кисельова [9].

Збільшення зчіпної ваги за рахунок її перерозподілу з передньої осі трактора на задній ведучий міст знайшло відображення у дослідженнях, проведених А.Б. Спіриданчук [3].

Перерозподіл зчіпної ваги досягнуто за рахунок використання фронтального навішування, постановка якої дозволяє знизити величину буксування на 17,75%, зменшити витрату палива та знизити енерговитрати з 533,35 до 322,52 МДж/га.

Питанням підвищення тягово-зчіпних властивостей проєктованих та існуючих моделей колісних тракторів різних конструктивних схем присвячено роботу [4]. У цій роботі запропоновано та апробовано технологічні та конструкторські рішення щодо стабілізації режимів навантаження тракторів у складі МТА. У дослідженнях, проведених Г.М. Кутьковим, А.А. Соловійчиком, М.В. Сидоровим [8, 9] розроблено та запропоновано методику тягового розрахунку енергетичних засобів з урахуванням силових і потужносних характеристик ведучих осей.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Теоретичні дослідження щодо підвищення тягово-зчіпних властивостей мобільних енергетичних засобів

В останні роки знайшли широке застосування в технології обробітку сільськогосподарських культур потужні колісні енергетичні засоби. У той же час великий відсоток колісних тракторів посідає тяговий клас 1,4. Для підвищення ефективності роботи колісних МЕЗ одним із параметрів, що впливають на неї, є кількість відпрацьованих днів та напрацювання. Маючи великий енергетичний потенціал, дані МЕЗ мають один істотний недолік – низькі тягово-зчіпні властивості.

Особливо це стосується специфічних умов, коли у весняно-осінній період ґрунт має низьку несучу здатність, а в зимовий період – через сніговий покрив і наявність ожеледиці, що не дозволяє даним МЕЗ реалізувати свої потенційні можливості.

Тому представляє великий теоретичний і практичний інтерес нормальна експлуатація МЕЗ, які використовуються у господарствах в ці періоди в не повному обсязі. Особливий інтерес для невеликих та середніх господарств представляють колісні МЕЗ у тяговому діапазоні до 3 класу тяги. Основним їх недоліком, особливо МЕЗ з колісною формулою 4К2, є недостатні тягово-зчіпні властивості у перерахованих вище умовах.

Для повного використання потужносних показників енергетичного засобу має виконуватися така умова

$$P_{\text{dot}} > P_o, \quad (2.1)$$

де P_{dot} – дотична сила тяги, що розвивається енергетичним засобом, Н; P_o – загальна сила опору руху, Н.

У загальному випадку дотична сила тяги МЕЗ визначиться за виразом:

$$P_{\text{dot}} = \varphi G_{\text{зч}}, \quad (2.2)$$

де φ – коефіцієнт використання зчіпної ваги; $G_{\text{зч}}$ – зчіпна вага енергетичного засобу, Н.

Для підвищення тягово-зчіпних властивостей пропонується використовувати пристрій, що дозволяє автоматично перерозподіляти зчіпну вагу між мостами енергетичного засобу, тим самим регулюючи тягово-зчіпні властивості та керованість.

2.2 Вплив перерозподілу зчіпної ваги на поздовжню стійкість машинно-тракторного агрегату

В даний час для підвищення ефективності використання машинно-тракторних агрегатів (МТА) використовуються багатофункціональні с.-г. машини, що дозволяє підвищити продуктивність МТА за допомогою поєднання кількох операцій [1]. Поряд з цим, агрегування за цим типом тягне за собою збільшення маси самої машини. У той же час технологією вирощування с.-г. культур передбачено підйом с.-г. машин для виконання поворотів та розворотів. Часто це спричиняє зменшення ваги, що припадає на передній керований міст енергетичного засобу, що різко знижує керованість МТА та стає основним стримуючим фактором використання таких с.-г. машин. Вирішити цю проблему можна, якщо використовувати спеціальний додатковий пристрій для перерозподілу зчіпної ваги між мостами трактора. Нами пропонується розвантажувальний механізм (РМ) здатний виконувати ці функції.

Теоретичні дослідження показали, що використання цього пристрою в системі колісного трактора може перерозподіляти зчіпну вагу.

Взаємодіючі внутрішні сили, що викликаються переміщенням штока гідроциліндра пропонованого пристрою, згідно третього закону Ньютона, рівні за величиною і спрямовані вздовж однієї лінії в протилежні сторони. Отже, еквівалентна їхня дія дорівнює нулю і їх можна відкинути і не враховувати. Але ці зусилля викликають навантаження, що впливають на остов трактора і на ведучий міст, які переміщуються під дією цих сил. На підставі теореми динаміки про зміну кількості руху маємо:

$$M_{ост} V_{ост} = M_{вм} V_{вм}, \quad (2.3)$$

де $M_{ост}$, $M_{вм}$ – відповідно маса остову, що припадає на ведучий міст і маса ведучого моста, кг; $V_{ост}$, $V_{вм}$ – швидкості остову і ведучого мосту відповідно, м/с.

З рівняння (2.3) випливає:

$$V_{вм} = \frac{M_{ост} V_{ост}}{M_{вм}} \quad (2.4)$$

Переміщення ведучого моста відбувається з прискоренням, яке визначає величину додаткового навантаження на міст як:

$$M_{вм} a_{вм} = \sum F_d \quad (2.5)$$

Підстава передачі додаткового навантаження на міст підтверджується і відомою теоремою динаміки про зміну кінематичної енергії системи:

$$T - T_0 = \sum A_k^e + A_k' \quad (2.6)$$

де T_0 , T – початкова та кінцева кінетична енергія системи, МДж; $\sum A_k^e$ та A_k' – сума робіт зовнішніх та внутрішніх сил відповідно, МДж.

Зазвичай роботою внутрішніх сил для незмінних систем нехтують, але для запропонованого пристрою роботу внутрішньої сили слід враховувати. Зокрема для пристрою внутрішня сила взаємодії ведучого мосту і РМ є зовнішньою. Поряд із підвищенням тягово-зчіпних властивостей, даний пристрій дозволяє підвищити поздовжню стійкість та збільшити зчіпну вагу МЕЗ.

Коригуванням зчіпної ваги можна змінити дотичну силу тяги енергетичного засобу. Поставлене завдання досягається тим, що частину ваги, що припадає на передні керовані колеса, можливо, перерозподілити на задні ведучі колеса. Таким чином, можна автоматично змінювати зчіпну вагу трактора. Для збереження керованості енергетичного засобу вага, що припадає на передній міст, повинна бути не менше 20% від загальної ваги трактора. При вищому розвантаженні переднього моста енергетичний засіб втрачає керованість, особливо при недостатніх зчіпних властивостях, що знижує безпеку експлуатації. У загальному випадку вагу трактора можна представити наступним чином:

$$G_{mp} = G_{зч} + G_{np}, \quad (2.7)$$

де G_{np} – вага, що припадає на ведучі керовані колеса, Н.

Тоді з рівняння (2.7) зчїпну вагу серійного енергетичного засобу можна подати так:

$$G_{зч}^c = G_{зч} - G_{np}, \quad (2.8)$$

де $G_{зч}^c$ – зчїпна вага серійного енергетичного засобу Н.

При використанні пристрою для перерозподїлу зчїпної ваги з урахуванням фактору керованості, вираз (2.8) матиме вигляд:

$$G_{зч}^M = G_{зч} - 0,20G_{np}, \quad (2.9)$$

де $G_{зч}^M$ – зчїпна вага серійного енергетичного засобу з пристроєм, Н.

Порівнюючи вирази (2.8) і (2.9) можна відзначити, що зчїпна вага з використанням пропонованого пристрою більша порівняно з серійним варіантом. Це дозволяє підвищити тягово-зчїпні властивості, продуктивність енергетичного засобу і тим самим виконати більший об'єм робіт за той самий проміжок часу.

Розглянемо роботу РМ для підвищення подовжньої стійкості.

Припустимо, що РМ невагомий (оскільки маса РМ є нескінченно малою величиною порівняно з масою трактора). Для вибору раціональних геометричних параметрів РМ розглянемо відносну рівновагу цього механізму в робочому положенні при висунутому штоку гідроциліндра на певну величину.

Покажемо діючі сили та реакції в'язей РМ:

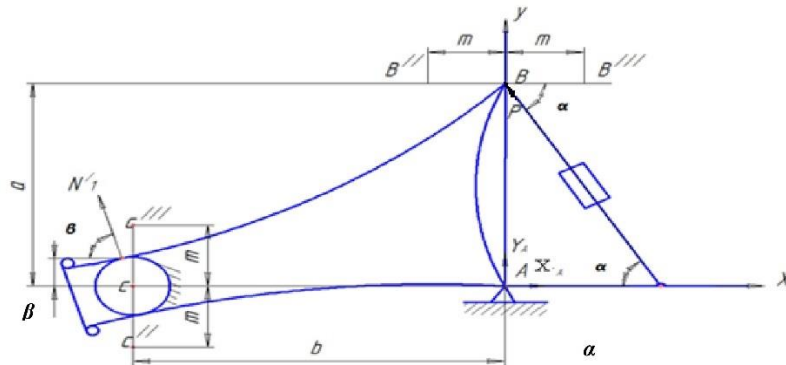
- у точці А – шарнірно нерухома реакція;
- у точці В – тиск гідроциліндра (шток висувається);
- ресора ВС тисне на передній міст, виникає реакція поверхні.

РМ конструктивно можна розглянути у трьох положеннях відносно прямих АВ та АС:

- нейтральне положення;
- зміщення точок В і С проти годинникової стрїлки;

– зміщення точок В і С за годинниковою стрілкою.

Розглянемо рівновагу РМ під час висування штока – рис. 2.1.



α – кут нахилу гідроциліндра до точки прикріплення; m - переміщення точки кріплення гідроциліндра, м; N'_1 , N''_1 , N'''_1 – реакція поверхні, Н; b – відстань від точки кріплення гідроциліндра до реакції поверхні, м; A – шарнірно-нерухома опора; B – точка кріплення робочої частини штока гідроциліндра до передавального важеля; AC , BC – плоскі пружини; a – відстань від шарнірно-нерухомої опори (A) до точки кріплення гідроциліндра м; h – відстань від точки C до точки прикладання реакції поверхні, м

Рисунок 2.1 – Схема РМ при висуванні штока гідроциліндра

Складаємо рівняння моментів сил, що діють на РМ щодо точки A :

$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.10)$$

$$Pa \cos \alpha - N'_1 b \sin \beta - N'_1 h \cos \beta = 0. \quad (2.11)$$

Знаходимо реакцію поверхні N'_1 :

$$N'_1 = \frac{Pa \cos \alpha}{b \sin \beta + h \cos \beta}. \quad (2.12)$$

Залежність реакції поверхні N'_1 від відстані a та кута нахилу гідроциліндра α представлена на рис. 2.2. та 2.3.

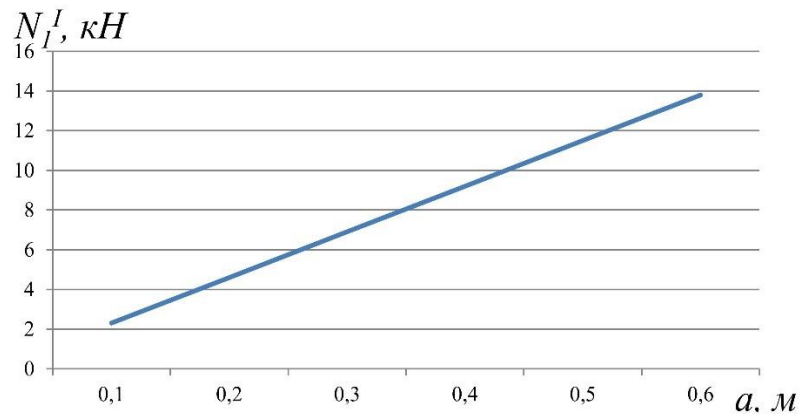


Рисунок 2.2 – Залежність реакції поверхні N'_1 від відстані a

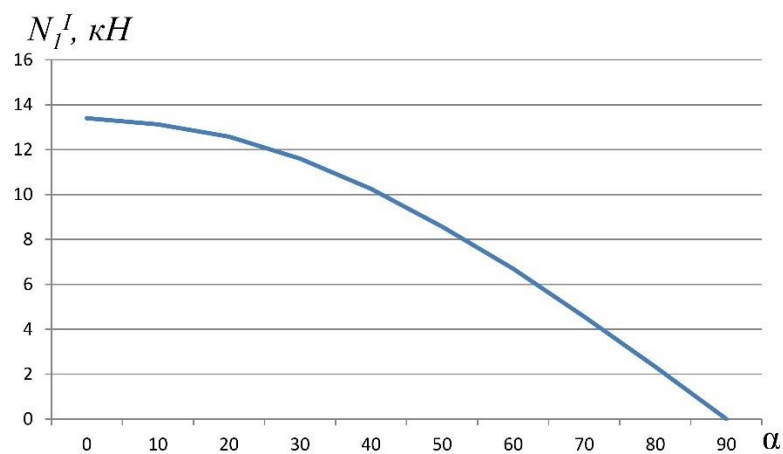


Рисунок 2.3 – Залежність реакції поверхні N'_1 від кута нахилу гідроциліндра α

З рис. 2.2 випливає, що сила реакція поверхні N'_1 пропорційна відстані a від шарнірно-нерухомої опори (A) до точки кріплення гідроциліндра і при $a = 0,55\text{м}$ досягає $N'_1 = 12,65\text{кН}$.

При збільшенні кута нахилу гідроциліндра α від 0° до 90° при постійній відстані $a = 0,55\text{м}$ сила реакція поверхні зменшується по косинусоїді.

Розглянемо рівновагу РМ при висуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C проти годинникової стрілки – рис. 2.4. Кут нахилу гідроциліндра конструктивно залишаємо незмінним ($\alpha = const$).

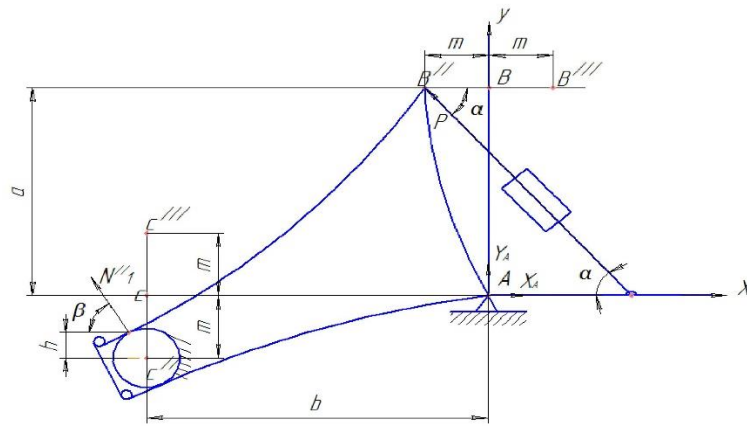


Рисунок 2.4 – Схема РМ при висуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C проти годинникової стрілки

При

$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.13)$$

рівняння рівноваги набуває вигляду:

$$Pa \cos \alpha - Pm \sin \alpha - N_1'' b \sin \beta - N_1''(m - h) \cos \beta = 0. \quad (2.14)$$

Знаходимо реакцію поверхні N_1'' :

$$N_1'' = \frac{Pa \cos \alpha - Pm \sin \alpha}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta} = \frac{P(a \cos \alpha - m \sin \alpha)}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta}. \quad (2.15)$$

Для більш наочного подання реакції поверхні при навантаженні переднього моста у вигляді залежностей від кута нахилу гідроциліндра α та довжини штока m представлена залежність реакції поверхні від шуканих величин (рис. 2.5).

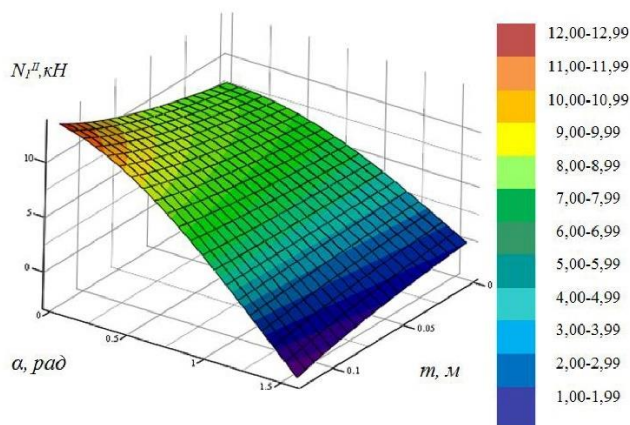


Рисунок 2.5 – Залежність реакції поверхні від зміни довжини штока та кута нахилу гідроциліндра

В результаті досліджень спільного впливу висування штока m та кута нахилу гідроциліндра α було встановлено, що на зміну реакції поверхні найбільшу дію має довжина штока m . Реакція поверхні при навантаженні переднього моста максимальна при висуванні штока на 0,12 м при куті нахилу гідроциліндра в 0 рад і становить 11,626 кН.

Розглянемо рівновагу РМ при висуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C за годинниковою стрілкою ($\alpha = const$) (рис. 2.6).

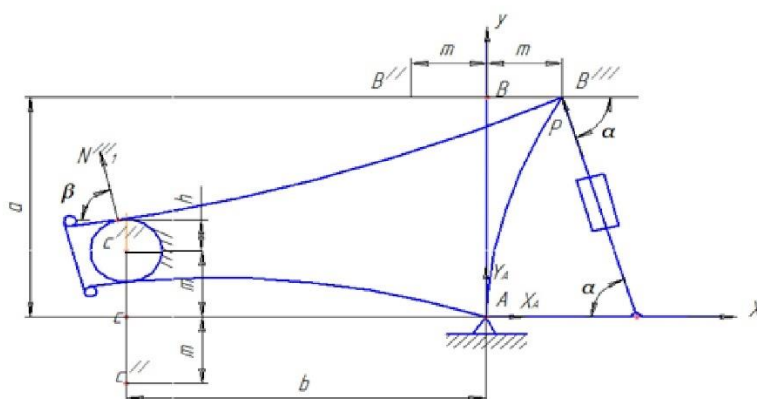


Рисунок 2.6 – Схема РМ при висуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C за годинниковою стрілкою

При

$$\sum M_A(F_k) = 0 \quad (2.16)$$

рівняння рівноваги набуває вигляду:

$$P a \cos \alpha + P m \sin \alpha - N_1''' b \sin \beta - N_1''' (m + h) \cos \beta = 0. \quad (2.17)$$

Знаходимо реакцію поверхні N_1''' :

$$N_1''' = \frac{P a \cos \alpha + P m \sin \alpha}{b \sin \beta + (m + h) \cos \beta} = \frac{P (a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b \sin \beta + (m + h) \cos \beta}. \quad (2.18)$$

Отримана залежність може бути представлена у вигляді реакції поверхні при навантаженні переднього моста від спільного впливу висування штока m і кута нахилу гідроциліндра α – показана на рис. 2.7.

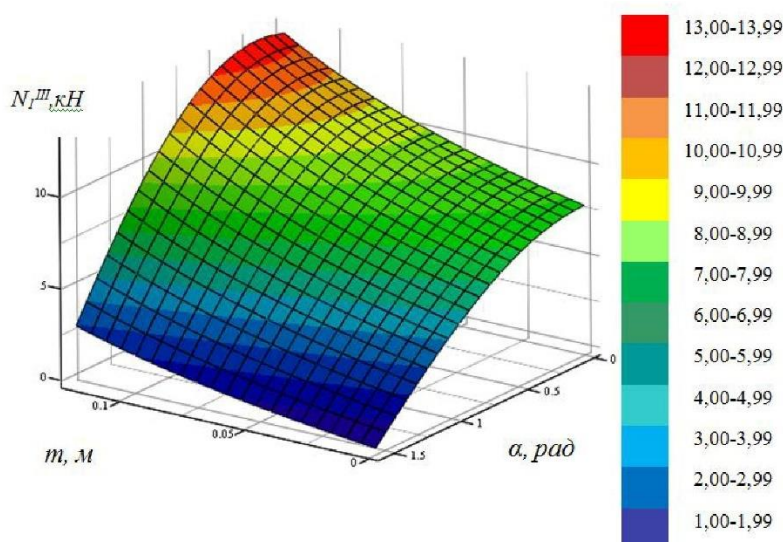


Рисунок 2.7 – Залежність реакції поверхні від зміни довжини штока та кута нахилу гідроциліндра

Необхідно відзначити (рис. 2.7), що висування штока в інтервалі від 0,1 до 0,12 м у поєднанні зі зменшенням кута нахилу гідроциліндра передбачає високу реакцію поверхні –13,744 кН.

Проаналізувавши вирази (2.12), (2.15), (2.18) можна дійти такого висновку:

$$N_1'' < N_1' < N_1''' . \quad (2.19)$$

Максимальна реакція при висуванні штока гідроциліндра відповідає навантаженню на передній міст, що дає можливість підвищити поздовжню стійкість МЕЗ, при цьому відбувається максимальне розвантаження заднього моста.

2.3. Підвищення тягово-зчіпних властивостей мобільного енергетичного засобу при використанні розвантажувального механізму

В період проведення основних сільськогосподарських робіт знайшли широке застосування, особливо у невеликих фермерських господарствах, МЕЗ на базі тракторів з колісною формулою 4К2.

У той самий час при агрегуванні нових багатофункціональних с.-г. машин, виникає проблема, що зумовлена недостатністю тягово-зчіпних властивостей [12]. Це пов'язано з тим, що частина ваги припадає на передній, не ведучий керований міст і не бере участі у реалізації тягово-зчіпних властивостей

трактора. Для підвищення тягово-зчіпних властивостей пропонується використовувати РМ, що дозволяє перерозподіляти вагу між мостами енергетичного засобу.

Розглянемо рівновагу РМ при втягуванні штока гідроциліндра в трьох положеннях точок B і C . Розрахункова схема параметрів роботи пристрою виглядатиме так, як наведено на рис. 2.8.

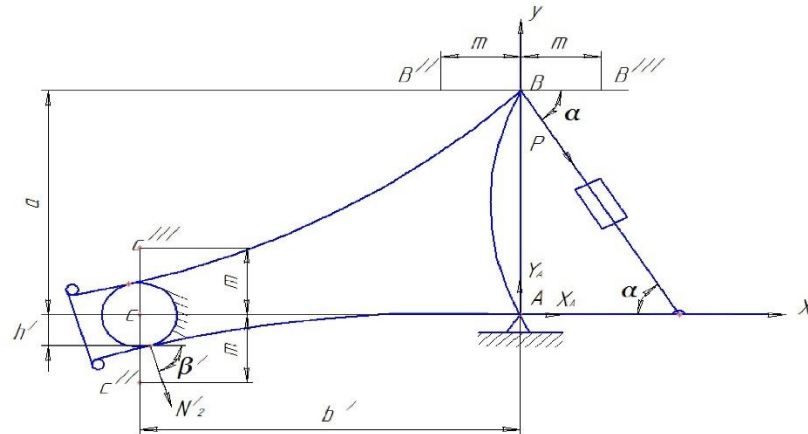


Рисунок 2.8 – Схема РМ при втягуванні штока гідроциліндра

При втягуванні штока сила тиску гідроциліндра змінить напрямок, і тоді на передній міст буде діяти ресора AC . Складаємо рівняння моментів сил, що діють на РМ відносно точки A при втягуванні штока гідроциліндра в нейтральному положенні точки C і B :

$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.20)$$

$$-Pa \cos \alpha + N'_2 b'' \sin \beta'' - N'_2 h'' \cos \beta'' = 0. \quad (2.21)$$

Знаходимо реакцію поверхні N'_2 :

$$N'_2 = \frac{Pa \cos \alpha + Pm \sin \alpha}{b'' \sin \beta'' + h'' \cos \beta''}. \quad (2.22)$$

Наочніше залежність реакції поверхні від кута нахилу α при втягуванні штока гідроциліндра представлено на рис. 2.9.

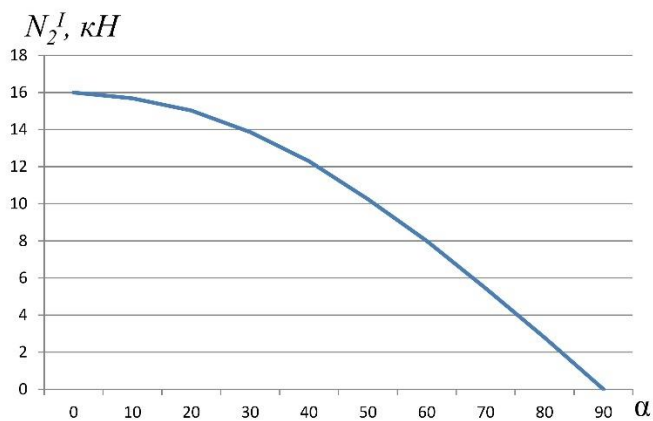


Рисунок 2.9 – Залежність реакції поверхні від кута нахилу гідроциліндра α

З рис. 2.9 випливає, що при збільшенні кута нахилу гідроциліндра від 0° до 90° при постійній відстані 0,55м сила реакція поверхні прагне мінімального значення.

Розглянемо рівновагу РМ при втягуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C проти годинникової стрілки – рис. 2.10. Кут нахилу гідроциліндра конструктивно залишаємо незмінним ($\alpha = const$).

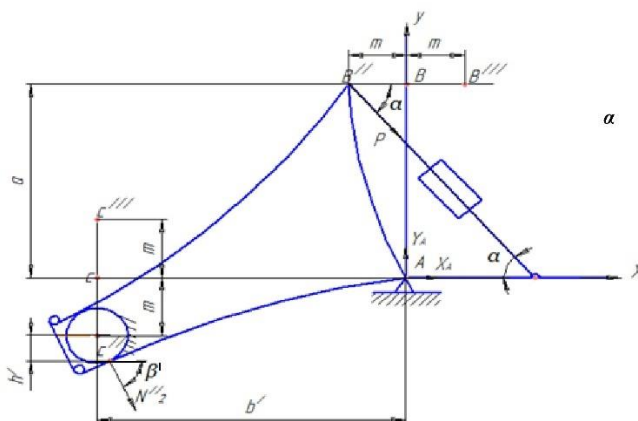


Рисунок 2.10 – Схема РМ при втягуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C проти годинникової стрілки

При

$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.23)$$

рівняння рівноваги дорівнює:

$$-Pa \cos \alpha + Pm \sin \alpha + N_2'' b'' \sin \beta'' + N_2'' (m - h'') \cos \beta'' = 0. \quad (2.24)$$

Знаходимо реакцію поверхні N_2'' :

$$N_2'' = \frac{Pa \cos \alpha - Pm \sin \alpha}{b'' \sin \beta'' + (m + h'') \cos \beta''} = \frac{P(a \cos \alpha - m \sin \alpha)}{b'' \sin \beta'' + (m + h'') \cos \beta''}. \quad (2.25)$$

Результати проведених досліджень дозволяють прогнозувати розвантаження переднього моста МЕЗ при втягуванні штока гідроциліндра в залежності від кута нахилу гідроциліндра та довжини штока (рис. 2.11).

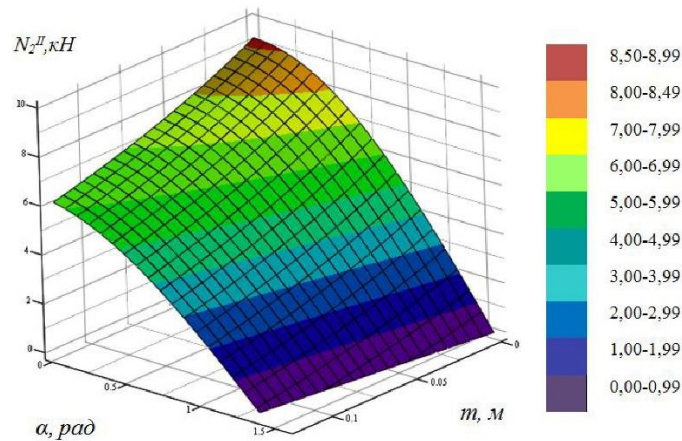


Рисунок 2.11 – Залежність реакція поверхні від зміни довжини штока та кута нахилу гідроциліндра

На рис. 2.11 показано, що реакція поверхні під час розвантаження переднього моста максимальна, у разі найбільшого втягування штока гідроциліндра, тобто мінімального переміщення точки кріплення гідроциліндра при зменшенні кута нахилу гідроциліндра та становить 8,661 кН.

Розглянемо рівновагу РМ при втягуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C за годинниковою стрілкою ($\alpha = const$) – рис. 2.12.

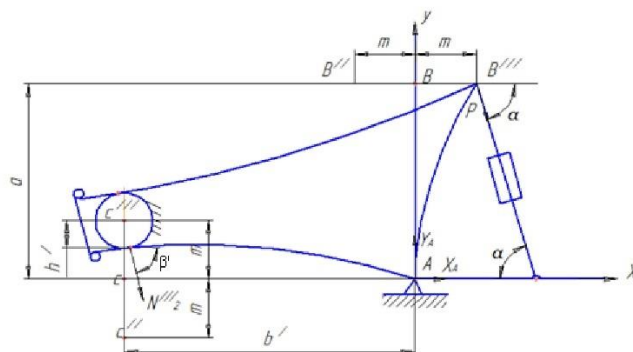


Рисунок 2.12 – Схема РМ при втягуванні штока гідроциліндра зі зміщенням точок B і C за годинниковою стрілкою

При

$$\sum M_A(F_k) = 0. \quad (2.26)$$

$$-Pa \cos \alpha - Pm \sin \alpha + N_2''' b'' \sin \beta'' - N_2'''(m - h'') \cos \beta'' = 0. \quad (2.27)$$

Знаходимо реакцію поверхні N_2''' :

$$N_2''' = \frac{Pa \cos \alpha + Pm \sin \alpha}{b'' \sin \beta'' - (m - h'') \cos \beta''} = \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b'' \sin \beta'' - (m - h'') \cos \beta''} \quad (2.28)$$

З метою прогнозування сили реакції поверхні від переміщення точки кріплення гідроциліндра та зміни кута нахилу гідроциліндра побудовано залежність, представлену на рис. 2.13.

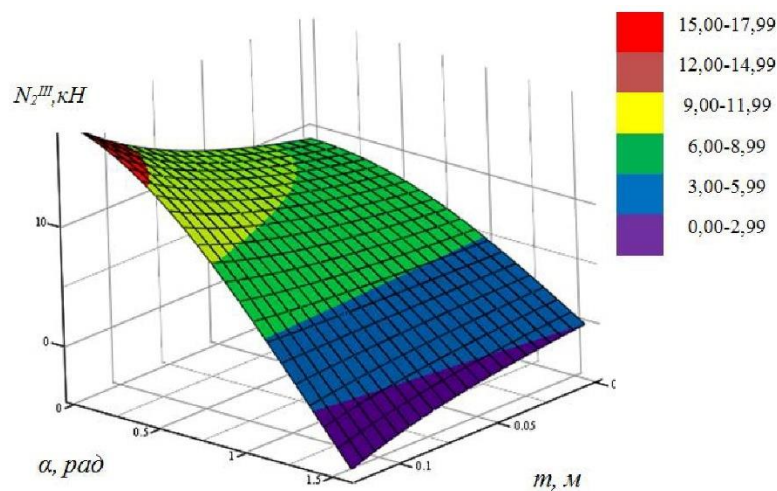


Рисунок 2.13 – Залежність реакція поверхні від переміщення точки кріплення гідроциліндра та кута нахилу гідроциліндра

Спираючись на рис. 2.13, можна сказати, що найбільша реакція поверхні при розвантаженні переднього моста досягається при максимальному втягуванні штока гідроциліндра з мінімальним кутом нахилу – 17,378 кН.

Порівнюючи вирази (2.22), (2.25) та (2.28) робимо наступний висновок:

$$N_2'' < N_2' < N_2''' \quad (2.29)$$

Таким чином, при втягуванні штока гідроциліндра максимальна реакція досягається у разі зміщенням точок B і C за годинниковою стрілкою, що призводить до найбільшого розвантаження переднього моста, і, як наслідок, відбувається максимальне завантаження заднього моста.

2.4 Теоретичні залежності впливу перерозподілу зчіпної ваги між мостами трактора на експлуатаційні показники МТА

Відносна сила тяги, яку реалізує мобільний енергетичний засіб, у загальному випадку безпосередньо залежить від зчіпної ваги, тобто ваги, що припадає на ведучі колеса і обмежена умовами зчеплення рушія з опорною поверхнею [1]

$$P_{\kappa} = \varphi G_{зч}, \quad (2.30)$$

де $G_{зч}$ – зчіпна вага енергетичного засобу, Н.

Для даного випадку зчіпна вага складатиметься з двох складових:

$$G_{зч} = G_{з.в.} + N_{доод}, \quad (2.31)$$

де $G_{з.в.}$ – вага, що припадає на задні ведучі колеса, Н; $N_{доод}$ – додаткова вага, що припадає на задні ведучі колеса від перерозподілу, Н.

Враховуючи вираз (2.30), формула (2.31) набуде наступного вигляду:

$$P_{\kappa} = \varphi(G_{з.в.} + N_{доод}). \quad (2.32)$$

Продуктивність машинно-тракторного агрегату визначається за формулою [77]:

$$W = 0,36B_p V_p \tau, \quad (2.33)$$

де B_p – ширина захвату агрегату, м; V_p – робоча швидкість руху, м/с; τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Якщо не враховувати організацію польових робіт (спосіб руху, технічний стан тощо), то відповідно до залежності (2.33) стає очевидним, що на продуктивність машинно-тракторного агрегату основний вплив мають два показники – ширина захвату агрегату та швидкість його руху.

2.4.1 Обґрунтування впливу розвантажувального механізму на ширину захвату сільськогосподарського агрегату

Між конструктивною шириною захвату агрегату та силою, що розвивається на гаку МЕЗ, існує наступний взаємозв'язок [7]:

$$B_{\kappa} = \frac{K_{\text{зак}} P_{\text{зак}i}}{K}, \quad (2.34)$$

де $P_{\text{зак}i}$ – номінальне гакове зусилля, що розвивається МЕЗ на i -й передачі, Н.; K – питомий опір сільськогосподарської машини, Н/м²; $K_{\text{зак}}$ – коефіцієнт використання тягового зусилля трактора.

Використовуючи формулу (2.34) і відому залежність між конструктивною та робочою шириною захвату, виразимо робочу ширину захвату:

$$B_p = B_{\kappa} \beta, \quad (2.35)$$

де β – коефіцієнт використання ширини захвату сільськогосподарської машини.

Користуючись залежністю (2.28), що дозволяє знайти додаткове навантаження на задні ведучі колеса від перерозподілу зчпної ваги між мостами МЕЗ і підставляючи її у вираз (2.31) отримаємо:

$$G_{\text{зч}} = G_{\text{з.б.}} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'}. \quad (2.36)$$

Підставляючи отримане значення зчпної ваги в раніше отриману залежність (2.32), отримаємо значення збільшення дотичної сили тяги МЕЗ з урахуванням перерозподіленого навантаження з переднього веденого моста:

$$P_{\kappa} = \varphi \left(G_{\text{з.б.}} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) \quad (2.37)$$

Дотична сила тяги складається з двох складових:

$$P_{\kappa} = P_{\text{зак}} + P_f \quad (2.38)$$

де $P_{\text{зак}}$ – тягове зусилля трактора, Н; P_f – сила опору руху Н.

При формуванні машинно-тракторного агрегату враховується основний показник – тягове зусилля, що розвивається енергетичним засобом, яке можна виразити з формули (2.38):

$$P_{\text{зак}} = P_{\kappa} - P_f \cdot (\quad) \quad (2.39)$$

Виразимо тягове зусилля, що розвивається трактором, з урахуванням перерозподіленого навантаження:

$$P_{\text{зак}} = \varphi \left(G_{\text{з.в.}} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) - P_f. \quad (2.40)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (2.35) та (2.40), отримаємо робочу ширину захвату МТА:

$$B_p = \frac{\beta K_{\text{зак}} P_{\text{зак}}}{K} = \frac{\beta K_{\text{зак}} \left[\varphi \left(G_{\text{з.в.}} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) - P_f \right]}{K}. \quad (2.41)$$

Виходячи з цього, продуктивність МТА з РМ дорівнюватиме:

$$W = 0,36 V_p \tau \frac{\beta K_{\text{зак}} \left[\varphi \left(G_{\text{з.в.}} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) - P_f \right]}{K}. \quad (2.42)$$

Таким чином, з виразу (2.42) очевидно, що використання РМ дає можливість підвищити продуктивність за рахунок збільшення ширини захвату сільськогосподарського знаряддя.

2.4.2 Вплив РМ на буксування, швидкісні характеристики та продуктивність МТА

Величина крутного моменту, що реалізується ведучими колесами будь-якого енергетичного засобу, залежить від ваги, що припадає на них, і коефіцієнта використання зчпної ваги і в загальному випадку може визначитися за таким виразом [9]:

$$\frac{M_{\text{вед}}}{r_{\kappa}} = \varphi G_{\text{зч}}, \quad (2.43)$$

де $M_{\text{вед}}$ – ведучий момент від двигуна, що передається на колеса, Н/м; r_{κ} – радіус колеса, м.

Коефіцієнт використання зчпної ваги можна визначити за формулами:

для серійного МЕЗ

$$\varphi = \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{зч}} r_{\text{к}}}; \quad (2.44)$$

для експериментального МЕЗ

$$\varphi = \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{зч}}^e r_{\text{к}}} = \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{зч}} + N_{\text{доод}}) r_{\text{к}}}. \quad (2.45)$$

При порівнянні формул (2.44) і (2.45) стає очевидним, що експериментальний трактор, обладнаний РМ, реалізує такий самий ведучий момент при меншому коефіцієнті використання зчпної ваги порівняно з серійним варіантом.

Буксування енергетичного засобу можна визначити за формулою, запропонованою І.І. Трепененковим [13]:

$$\delta = \frac{0,248\varphi_{\text{к}}}{1 - 3,077\varphi_{\text{к}}^3}. \quad (2.46)$$

З урахуванням раніше отриманих формул, вираз (2.46) можна подати так: для серійного МЕЗ:

$$\delta^e = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{зч}} r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{зч}} r_{\text{к}}} \right)^3}; \quad (2.47)$$

для експериментального МЕЗ з РМ:

$$\delta^e = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{зч}} + N_{\text{доод}}) r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{зч}} + N_{\text{доод}}) r_{\text{к}}} \right)^3} \quad (2.48)$$

Аналізуючи отримані вирази (2.47) і (2.48) слід зазначити, що постановка РМ дозволяє знизити величину буксування у порівнянні з серійним енергетичним засобом. Це, у свою чергу, дозволить збільшити робочу швидкість руху і, як наслідок, величину продуктивності машинно-тракторного агрегату.

У загальному випадку робочу швидкість руху можна представити так [12]:

$$V_p = V_m(1 - \delta). \quad (2.49)$$

Як було сказано раніше, зниження величини буксування підвищує робочу швидкість руху, яка на пряму впливає на величину продуктивності [7]:

$$W = 0,36B_p V_m (1 - \delta) \tau \quad .(2.50)$$

Використовуючи раніше отримані формули (2.47) та (2.48) отримаємо величину продуктивності:

для серійного МЕЗ:

$$W^c = 0,36B_p V_m \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{вєд}}{G_{зч} r_k}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{вєд}}{G_{зч} r_k} \right)^3} \right) \tau; \quad (2.51)$$

для експериментального МЕЗ з РМ:

$$W^c = 0,36B_p V_m \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{вєд}}{(G_{зч} + N_{дод}) r_k}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{вєд}}{(G_{зч} + N_{дод}) r_k} \right)^3} \right) \tau \quad .(2.52)$$

Отримані аналітичні залежності можна показати у графічному вигляді (рис. 2.14).

Аналізуючи отримані залежності, слід зазначити, що продуктивність машинно-тракторного агрегату з РМ вище, ніж продуктивність серійного машинно-тракторного агрегату залежно від величини додаткового навантаження. Таким чином, згідно з отриманою номограмою, збільшення навантаження на 0,6 кН дозволяє збільшити продуктивність МТА на 4%.

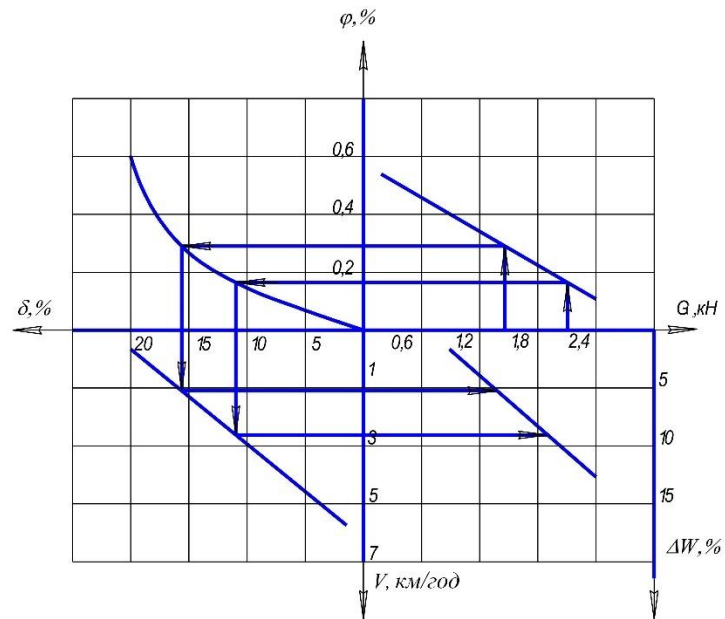


Рисунок 2.14 – Номограма визначення впливу РМ на величину продуктивності МТА

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Завдання експериментальних досліджень

Для підтвердження отриманих у другому розділі теоретичних та аналітичних залежностей необхідно провести перевірку у реальних умовах експлуатації. Крім цього, ряд параметрів, що входять у теоретичні залежності, вимагають додаткового експериментального аналізу.

Завдання експериментальних досліджень:

1. Провести дослідження щодо перерозподілу зчіпної ваги між мостами МЕЗ (на прикладі трактора класу 1,4) за рахунок використання РМ.
2. Дослідити тягово-зчіпні властивості МЕЗ з РМ.
3. Визначити вплив РМ на продуктивність.
4. Виявити вплив МЕЗ на фізико-механічні властивості ґрунту.
5. Провести порівняльні господарські дослідження та паливно-енергетичну оцінку використання МЕЗ з РМ.

3.2 Загальна методика проведення експериментальних досліджень

Різноманітний парк МЕЗ дозволяє вносити своєчасні зміни у процес виробництва зернових культур та сої, а також удосконалювати технологію вирощування сільськогосподарських культур на основі підвищення їх тягово-зчіпних властивостей. Для найточнішої оцінки ефективності необхідно для випробувань вибирати не лише різні марки МЕЗ, а й однотипні за ходовою системою.

3.3 Об'єкти експериментальних досліджень

Об'єктами МЕЗ для дослідження було обрано такі трактори:

1. МТЗ-80 серійний (рис. 3.1).
2. МТЗ-80 з додатково встановленим РМ (рис. 3.2).



Рисунок 3.1 – Серійний трактор МТЗ-80



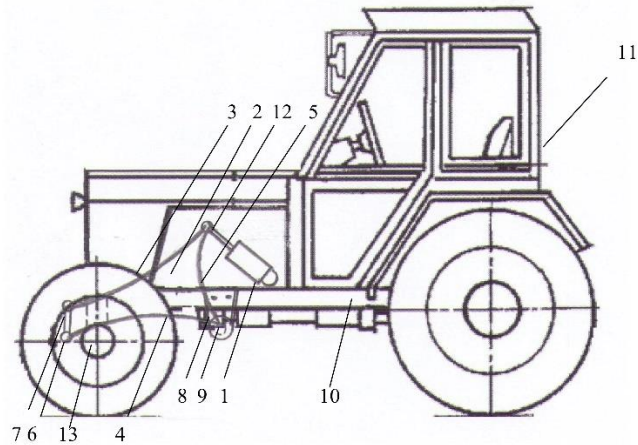
Рисунок 3.2– Трактор МТЗ-80 із встановленим РМ

3.4 Порівняльні характеристики об'єктів досліджень та умови проведення експериментів

В якості об'єкту дослідження обрано технологічний процес роботи колісних тракторів при вирощуванні сільськогосподарських культур. Дослідження проводили на основних сільськогосподарських операціях. Об'єктами даного технологічного процесу взято МЕЗ (трактори класу 1,4 з колісною формулою 4К2), що використовуються на вирощуванні зернових культур та сої в природно-виробничих умовах. При виконанні різних сільськогосподарських робіт трактор комплектувався с.-г. машинами, що зазвичай використовуються на території Київської області.

Для порівняння використовувався трактор із встановленим РМ, який зображений на рис. 3.3 та 3.4. Він містить тягово-довантажувальний пристрій, що складається з силового гідроциліндра 1 і розвантажувального механізму 2, виконаного з трьох плоских пружин ресорного типу 3, 4, 5, взаємокріплених через вуха 6, реактивну тягу 7, кронштейн 8 з шарніром 9, що встановлений на рамі 10 трактора 11, вилковий напрямник 12 силового гідроциліндра 1. При цьому дві пружини 3 і 4 встановлені з верхньої і нижньої частини переднього керованого мосту 13, а їх закінчення об'єднані через вушко 6 реактивною тягою 7 з гумовими втулками 14, при чому наступне закінчення верхньої пружини 3 з вушком 6 об'єднано болтовим з'єднанням у вилковому напрямнику 12 силового гідроциліндра 1 з вушком 6 третьої плоскої пружини 5, яка іншим закінченням з вушком 6 встановлюється в кронштейні 8 з шарніром 9 на рамі 10 трактора 11, куди також встановлено вушко 6 нижньої плоскої пружини 4. Пристрій також включає гідророзподільник трактора і гідрошланги (на рисунку не показані).

Пристрій працює наступним чином. При пересуванні колісного трактора по ґрунтах з низькою несучою здатністю, проведенні господарських робіт і необхідності перерозподілу частини власного навантаження трактора з його заднього ведучого моста на передній керований міст оператором трактора включається гідророзподільник і подається гідрорідина в силовий гідроциліндр 1, шток якого, при висуванні через напрямник 12, натискає на верхню плоску пружину 3, повертаючи розвантажувальний механізм 2 на шарнірі 9 і передаючи частину власного навантаження трактора з його заднього ведучого моста на передній керований міст 13. При необхідності перерозподілу частини власного навантаження трактора з його переднього моста 13 на задній міст, оператором трактора також вмикається гідророзподільник і подається гідрорідина на силовий гідроциліндр 1, робочий шток якого при втягуванні через вилковий напрямник 12 повертає РМ 2 на шарнірі 9, збільшуючи навантаження на нижній плоскій пружині 4 і, піднімаючи передній керований міст трактора 13, передає частину власного навантаження трактора через РМ на його задній ведучий міст.



1 – силовий гідроциліндр; 2 – РМ; 3, 4, 5 – плоска пружина ресорного типу;
6 – вушка; 7 – реактивна тяга; 8 – кронштейн; 9 – шарнір; 10 – рама; 11 – трактор;
12 - вилковий напрямник; 13 – керований міст

Рисунок 3.3 – Схема трактора з РМ



Рисунок 3.4 – Трактор класу 1,4 з РМ

При проведенні випробувань вибиралися горизонтальні ділянки з рівним мікрорельєфом та кутом нахилу не більше двох градусів. Довжина ділянки становила 800...1200 м, режим роботи трактора – друга-шоста передачі.

3.5 Засоби вимірювань при проведенні польових випробувань

Для визначення впливу перерозподілу зчіпної ваги між мостами трактора на тягово-зчіпні властивості в реальних умовах експлуатації були проведені порівняльні тягові випробування, які показані на рис. 3.6. При цьому вимірювалися наступні параметри: частота обертання ведучих коліс трактора (рис. 3.5); тягове зусилля (рис. 3.6); час дослідження; пройдений шлях (рис. 3.7); вага, що припадає на колеса трактора (рис. 3.8).

Вимірювання вищезгаданих параметрів проводилося з використанням тензометричної апаратури.



Рисунок 3.5 – Вимірювання частоти обертання ведучих коліс трактора



Рисунок 3.6 – Вимірювання тягового зусилля



Рисунок 3.7 – Вимірювання пройденого шляху



Рисунок 3.8 – Фрагмент вимірювання ваги трактора, що припадає на колеса

3.5.1 Вимірювання тягового зусилля МЕЗ

Визначення тягового зусилля докладно описано у роботі [19]. Під час проведення тягових випробувань трактора використовувалась тензOMETрична ланка, яка представлена на рис. 3.6 та бортовий вимірювальний комплекс. ТензOMETрична ланка тарувалась перед початком та наприкінці випробувань (рис. 3.9).

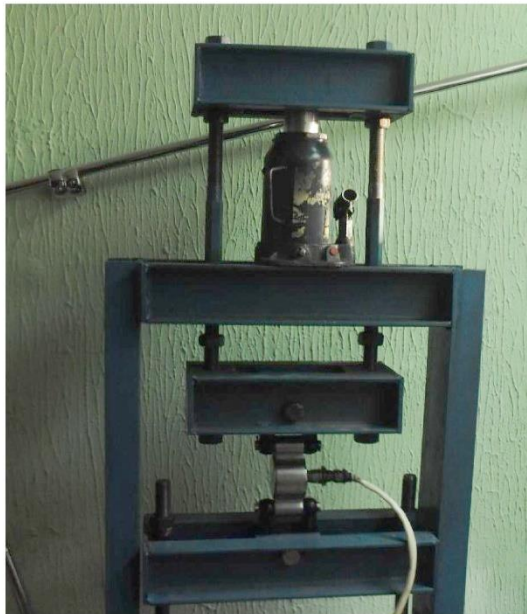


Рисунок 3.9 – Тарування тензOMETричної ланки

3.5.2 Вимірювання додаткового вертикального навантаження на провідні колеса МЕЗ

Для вимірювання додаткового навантаження на ведучі колеса МЕЗ використовувалися переносні ваги RW-10(15)P, призначені для зважування МЕЗ з максимальною кількістю осей до трьох.

Зносостійка вагова платформа з литого алюмінію, скоси з жорсткої гуми та датчики з нержавіючої сталі дозволяють зважувати енергетичний засіб з осьовим навантаженням до 30 т. (рис. 3.10).



Рисунок 3.10 – Вагова платформа з датчиками ваги

Вагові майданчики мають високий клас захисту IP65, що дозволяє експлуатувати ваги у найнесприятливіших умовах. Маса енергетичного засобу визначається за навантаженням на кожне колесо з подальшим підсумовуванням.

Для зважування окремо по осях застосовувався комплект двох вагових майданчиків, представлених на рис. 3.11.



Рисунок 3.11 – Комплект вагових платформ для зважування по осях

При зважуванні проводилося послідовне встановлення кожної осі енергетичного засобу на вагових майданчиках. Отримані значення фіксувалися на панелі приладу, що показано на рис. 3.12, що знаходиться в салоні спецавтомобіля, що дає можливість проводити вимірювання безпосередньо у виробничих умовах (рис. 3.13).



Рисунок 3.12 – Панель приладу CASRW-2601P



Рисунок 3.13 – Пересувна вагова лабораторія

3.5.3 Вимірювання частоти обертання ведучого колеса МЕЗ

Вимірювання частоти обертання ведучого колеса трактора було здійснено на підставі методик, викладених у роботі [1] та показано на рис. 3.5.

Теоретична швидкість при цьому визначалася за такою формулою:

$$V_m = \frac{2\pi r_k n_k}{t}, \quad (3.1)$$

де t – час дослідження, с; r_k – динамічний радіус кочення ведучого колеса, м; n_k – частота обертання ведучого колеса трактора.

Визначення динамічного радіусу кочення ведучого колеса здійснювалося наступним чином: трактор пересувався горизонтальною ділянкою поля в режимі холостого ходу, що встановився. При цьому приймалося два припущення: буксування ведучих коліс відсутнє (відсутність тягового навантаження); радіус кочення ведучих коліс при різних гачкових навантаженнях залишається незмінним.

Динамічний радіус кочення ведучих коліс при цьому визначався за формулою [1]:

$$r_k = \frac{L}{2\pi n_{xx}}, \quad (3.2)$$

де L – пройдений шлях за дослідження, м; n_{xx} – кількість обертів ведучих коліс трактора при холостому ході на довжині мірного гону.

3.5.4 Вимірювання пройденого шляху та буксування МЕЗ

Пройдений шлях визначався за допомогою датчика, встановленого на ведене колесо трактора, – рис. 3.7.

На ступиці колеса було змонтовано пристрій, що дозволяє за кожен оберт колеса вісім разів розмикати електричний ланцюг, що фіксувалося реєструючим пристроєм.

Пройдений шлях за дослідження визначався за формулою:

$$L = 2\pi r'_k n, \quad (3.3)$$

де n – число обертів колії; r'_k – радіус кочення шляховимірювального колеса, м.

Кількість обертів ведучого колеса визначалася за формулою

$$n = \frac{N_i}{8}, \quad (3.4)$$

де N_i – кількість імпульсів за лічильником.

Робоча швидкість знаходилася за формулою:

$$V_p = \frac{L}{t} \quad (3.5)$$

Буксування ведучих коліс трактора визначалося за формулою:

$$\delta = \frac{V_m - V_p}{V_m}. \quad (3.6)$$

3.6 Визначення основних фізико-механічних властивостей ґрунту

З фізичних властивостей на механічну міцність ґрунту найбільший вплив має його стан (вологість, твердість і щільність), тому при тягових випробуваннях тракторів обмежуються визначенням лише цих трьох показників. Методика визначення фізико-механічних властивостей ґрунту докладно описана у роботах [5, 8, 10].

3.7 Методика проведення порівняльних господарських випробувань

Показником ефективності застосування нової техніки є підвищення продуктивності праці. Для визначення ефективності використання трактора з РМ були проведені порівняльні господарські випробування в природних умовах експлуатації. Випробування проводили методом хронометражних спостережень, при цьому основними експлуатаційно-технологічними показниками є: продуктивність за 1 год. експлуатаційного або змінного часу; якість виконання робочої операції; питома витрата палива; кількість обслуговуючого персоналу.

Продуктивність за 1 год. експлуатаційного та змінного часу визначають за формулами:

$$W_{ек} = W_0 K_{ек}; \quad (3.7)$$

$$W_{зм} = W_0 K_{зм}, \quad (3.8)$$

де $W_{ек}$, $W_{зм}$, W_0 – продуктивність за 1 год. часу відповідно експлуатаційного, змінного, основного, в га; $K_{ек}$ та $K_{зм}$ – коефіцієнти використання експлуатаційного та змінного часу.

Продуктивність за 1 годину основного часу визначають за формулою:

$$W_0 = \frac{F_m}{T_0} \quad (3.9)$$

де F_m – напрацювання агрегату в гектарах.

Продуктивність за 1 год технологічного часу W_{mex} визначають за формулою:

$$W_{mex} = W_0 K_{mex} \quad (3.10)$$

де K_{mex} – коефіцієнт використання технологічного часу.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати експериментальних досліджень по визначенню впливу РМ на зчіпну вагу МЕЗ

Як показали проведені дослідження, на тягово-зчіпні властивості будь-якого МЕЗ великий вплив надає його зчіпна вага. Особливо цей вплив позначається для МЕЗ з колісною формулою 4К2, де в реалізації зчіпних властивостей бере участь не вся вага трактора, а лише його частина, що припадає на ведучі задні колеса. Тому виникає необхідність у процесі експлуатації цю вагу коригувати залежно від необхідності. Крім цього, для стабілізації поздовжньої стійкості виникає необхідність іноді в процесі переїздів з навісною с.-г. машиною частину зчіпної ваги передавати на передній ведений міст. Як було зазначено у другому розділі, це можна зробити за допомогою РМ.

Тягове зусилля колісного рушія залежить від нормального навантаження, що припадає на ведучі колеса. Зі збільшенням ваги, що припадає на ведучі колеса, зростає тягове зусилля трактора. Для об'єктивної оцінки перетворення ваги трактора у його тягове зусилля застосовують коефіцієнт використання зчіпної ваги, який показує, що чим більше зусилля розвиває енергетичний засіб при заданій зчіпній вазі, тим вищі його тягово-зчіпні властивості. У той же час цей коефіцієнт найбільш повно відображає тягово-зчіпні властивості лише повнопривідних колісних та гусеничних мобільних машин.

Для колісних тракторів з формулою 4К2 збільшити вагу, що припадає на ведучі колеса трактора, можна за рахунок його перерозподілу між мостами. Це можна досягти за рахунок створення додаткового навантаження на ведучі колеса трактора за допомогою РМ. З цією метою були проведено експериментальні дослідження щодо визначення впливу РМ на перерозподіл зчіпної ваги.

В результаті проведених досліджень встановлено (рис. 4.1), що при роботі РМ в залежності від напрямку дії додаткового зусилля, що створюється допоміжним гідроциліндром, відбувається перерозподіл зчіпної ваги між мостами трактора. Так, при висуванні штока гідроциліндра відбувається

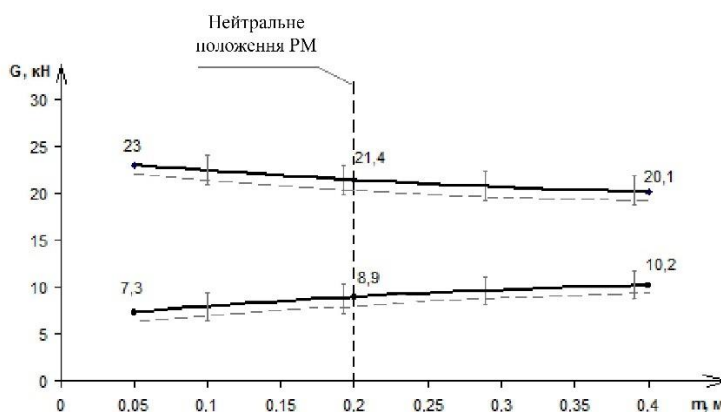
розвантаження ведучого заднього моста трактора з 21,4 кН до 20,1кН, тобто відбувається зниження зчпної ваги на 1,3 кН і збільшення ваги припадає на керований передній міст.

Це зрештою дозволять підвищити поперечну стійкість при транспортному положенні с.-г. машини під час виконання технологічних розворотів та переїздів.

При втягуванні штока гідроциліндра відбувається навпаки збільшення зчпної ваги трактора з 21,4 кН до 23,0 кН, за рахунок зниження навантаження, що припадає на передній, не ведучий, міст. Таким чином, використання РМ дозволяє перерозподіляти зчпну вагу між мостами трактора, що дає можливість підвищувати тягово-зчпні властивості або поздовжню стійкість трактора. Різниця теоретичних та експериментальних досліджень знаходиться в межах довірчого інтервалу, що говорить про достовірність проведених досліджень.

При оцінці тягово-зчпних властивостей найчастіше використовується коефіцієнт зчеплення:

$$\varphi_{mp} = \frac{P_{зак}}{Y_k} \quad (4.1)$$



-- -- експериментальні дослідження; - - - теоретичні дослідження

Рисунок 4.1 – Перерозподіл зчпної ваги між мостами трактора при роботі РМ

Аналіз формули (4.1) показує, що величина коефіцієнта зчеплення багато в чому залежить від ваги, що припадає на ведучі колеса (Y_k). Зі збільшенням зчпної ваги даний коефіцієнт знижується, що спричиняє зниження величини

буксування, а отже, підвищує тягово-зчіпні властивості мобільного енергетичного засобу.

Вплив РМ на коефіцієнт використання зчіпної ваги наведено на рис 4.2.

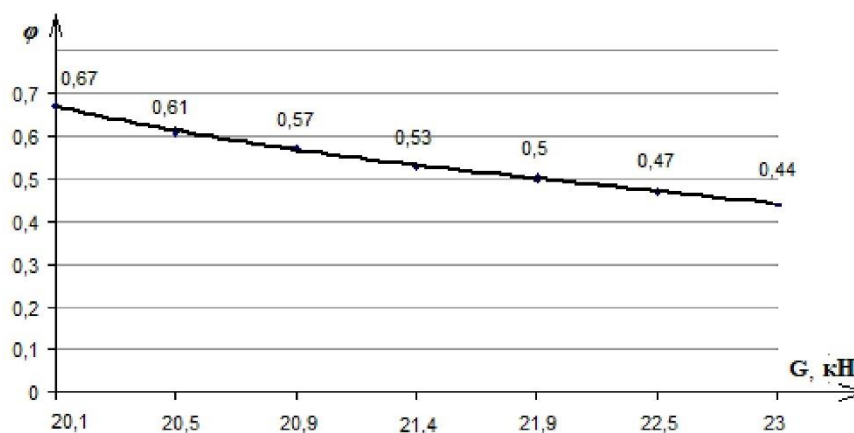


Рисунок 4.2 – Вплив РМ на коефіцієнт використання зчіпної ваги

На підставі отриманих експериментальних даних можна зробити наступний висновок: за рахунок застосування РМ, коефіцієнт використання зчіпної ваги знижується. Так, зі збільшенням зчіпної ваги з 20,1 кН до 23,0 кН коефіцієнт використання зчіпної ваги знизився з 0,67 до 0,44.

4.2. Результати тягових випробувань МЕЗ з розвантажувальним механізмом

Для оптимального вибору параметрів сільськогосподарської машини, що агрегатуються з енергетичним засобом, основним фактором є тягова характеристика, яка дозволяє провести аналіз та оцінити техніко-економічні показники роботи такого машинно-тракторного агрегату.

Тягово-зчіпні властивості будь-якого МЕЗ виявляються внаслідок взаємодії його рушіїв з опорною поверхнею. Виходячи з цього, фізико-механічні властивості ґрунтового шару значною мірою визначають тягово-зчіпні, отже, агротехнічні та техніко-економічні показники даного енергетичного засобу. З механічних властивостей найбільш істотним для оцінки тягово-зчіпних властивостей трактора є опір ґрунту зсуву та зминанню. Дуже часто у практичній діяльності енергетичні засоби експлуатуються з сільськогосподарськими машинами, що мають, як правило, менший опір, ніж номінальне тягове зусилля

енергетичного засобу. Це зрештою тягне за собою зниження техніко-економічних показників. Крім цього необхідно правильно вибрати співвідношення максимального тягового коефіцієнта корисної дії не тільки із силою тяги, а й зі швидкістю руху, а це зрештою впливає на експлуатаційну витрату палива.

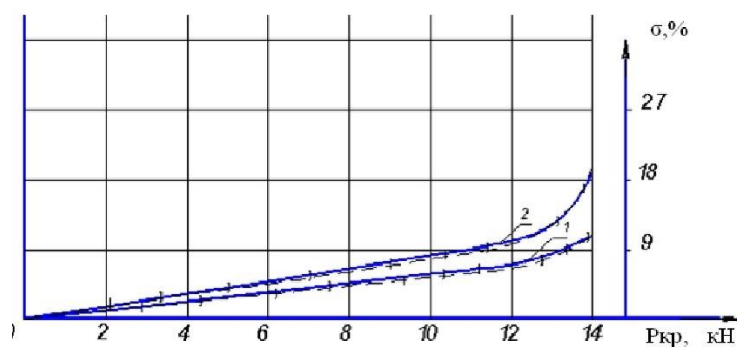
Як показали теоретичні дослідження, підвищити тягово-зчіпні властивості колісного трактора класу 1,4 можна за рахунок використання РМ та перерозподілу зчіпної ваги енергетичного засобу. З цією метою були проведені тягові випробування трактора класу 1,4 з колісною формулою 4К2 із встановленим РМ. В якості порівняння брався трактор класу 1,4.

Тягові випробування проводилися в реальних умовах експлуатації, ґрунтовий фон яких за своїми характеристиками відповідав вимогам, що висуваються. Ґрунт за своїми властивостями (механічним складом) являв собою важкий суглинок, при цьому вологість ґрунту в середньому становила 26...28%.

В якості завантажувального пристрою використовувався другий трактор у якого змінювалися передавальні числа трансмісії та обороти двигуна.

Після обробки отриманих експериментальних даних було побудовано тягову характеристику трактора класу 1,4 із встановленим РМ порівняно із серійним.

Аналіз отриманих тягових характеристик трактора класу 1,4 з колісною формулою 4К2 дозволяє зробити висновок, що постановка на трактор РМ дозволять покращити тягово-зчіпні властивості, що видно по величині буксування (рис. 4.3).



1 – мобільний енергетичний засіб з РМ; 2 – серійний мобільний енергетичний засіб

-- – експериментальні дослідження; - – теоретичні дослідження.

Рисунок 4.3 – Залежність тягового зусилля від величини буксування МЕЗ

Використання РМ дозволило знизити величину буксування при тому самому тяговому зусиллі. Так, за тягового зусилля 9,17 кН буксування серійного трактора становило 7,52%, тоді як у трактора з РМ – 5,63%.

У міру зростання тягового зусилля буксування серійного трактора різко зросло, і за тягового зусилля 14,10 кН воно становило 20,53%, а трактора з РМ – 11,03%. Таким чином, постановка РМ дозволила знизити величину буксування трактора. Якщо порівняти тягове зусилля трактора при одному і тому ж буксуванні, то можна відзначити, що тягове зусилля, що розвивається трактором з РМ, більше в порівнянні з серійним. Так, при буксуванні 12% тягове зусилля трактора з РМ становило 14,1 кН, тоді як у серійного трактора тягове зусилля становило 12,42 кН, тобто майже на 11,91% менше. Це говорить про те, що встановлення на трактор РМ дозволяє підвищити його тягово-зчіпні властивості.

Ефективність роботи будь-якого енергетичного засобу оцінюється його тяговою потужністю, яка безпосередньо залежить від тягового зусилля, що розвивається, і робочої швидкості руху. Отримані результати наведено у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати тягових випробувань, третя передача

Показник	Тягове зусилля, кН					
	9,17		12,05		14,1	
	Серія	Експеримент	Серія	Експеримент	Серія	Експеримент
Буксування,%	7,52	5,63	9,67	6,51	20,53	11,03

Швидкість руху, м/с	2,18	2,29	2,11	2,20	1,90	2,14
Тягова потужність, кВт	19,99	21,0	25,43	26,51	26,79	30,17

Аналізуючи отримані дані можна дійти висновку, що постановка РМ на трактор дає можливість підвищити його тягову потужність. Так, при тяговому зусиллі 9,17 кН тягова потужність склала: у серійного трактора 19,99 кВт, у експериментального – 21,00 кВт. При збільшенні тягового зусилля до 14,1 кН тягова потужність відповідно склала 26,79 кВт і 30,17 кВт.

Таким чином, встановлення РМ дає можливість збільшити тягову потужність за рахунок підвищення тягово-зчіпних властивостей МЕЗ.

Розподіл складових балансу потужності серійного МЕЗ і експериментального з РМ при тяговому зусиллі 14,1 кН наведено на рис. 4.4 і 4.5.

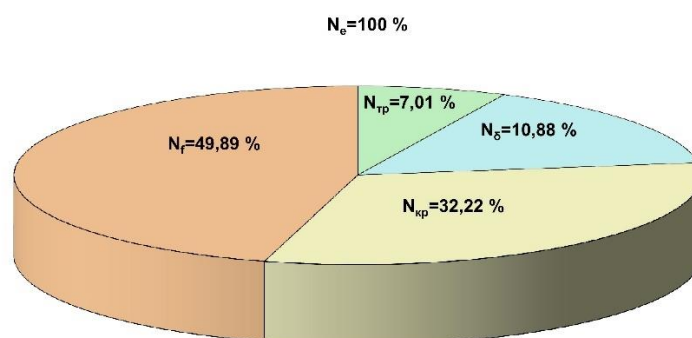


Рисунок 4.4 – Розподіл балансу потужності серійного МЕЗ

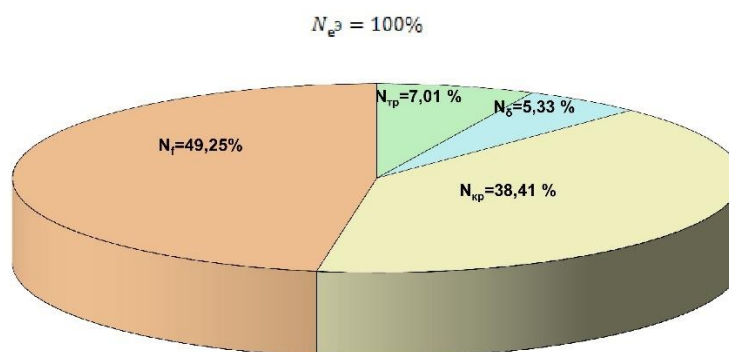


Рисунок 4.5 – Розподіл балансу потужності експериментального МЕЗ

З рис. 4.4 і 4.5 видно, що відбувся перерозподіл складових балансу потужності у серійного та експериментального трактора. Тягова потужність експериментального трактора зростає відповідно з 32,22 до 38,41% проти

серійного трактора. У той же час відбулося зниження потужності, що витрачається на буксування, у експериментального МЕЗ порівняно із серійним із 10,88 до 5,33%.

Аналіз рис. 4.4 та 4.5 показав, що постановка РМ на трактор дозволяє підвищити тягово-зчіпні властивості МЕЗ порівняно з серійним.

Це, в своє чергу, знижує техногенний вплив на ґрунт ходової системи експериментального трактора.

4.3. Результати порівняльних господарських випробувань

Аналіз отриманих результатів показує, що використання трактора з РМ на боронуванні дозволило підвищити продуктивність за годину основного робочого часу на 7,7% та знизити витрати палива на одиницю обробленої площі на 12,1% порівняно із серійним трактором.

Аналогічні результати отримані при суцільній культивуванні та прикочуванні. Так, при суцільній культивуванні збільшення продуктивності за годину основного робочого часу у трактора з РМ становило 12,6%, і при цьому зниження витрати палива на одиницю обробленої площі становило 5,6%.

Використання МЕЗ з РМ на прикочуванні дозволило підвищити продуктивність за годину основного робочого часу на 5,2% і знизити витрату палива на одиницю обробленої площі на 15,6%.

4.4 Дослідження техногенного впливу ходової системи МЕЗ на ґрунт

Ґрунт – верхній родючий шар, що складається з різних мінеральних частинок, частинок органічного походження, між якими є пори, заповнені повітрям і вологою з різними поживними речовинами, що розчиняються в ній. Поряд із цим ґрунт є не тільки середовищем для вирощування сільськогосподарських рослин, а й основою, якою пересувається різна сільськогосподарська техніка. При пересуванні по полю ходові системи машин роздавлюють і стирають ґрунтові агрегати, ущільнюють верхній родючий шар, залишають після себе глибоку колію, що ускладнює подальшу обробку ґрунту та знижує врожайність сільськогосподарських культур.

Для з'ясування впливу на ґрунт ходових систем МЕЗ були проведені експериментальні дослідження із серійним МЕЗ та МЕЗ із встановленим РМ, працюючим на полі, підготовленому під посів з вологістю 22...24%.

Щільність ґрунту визначалася методом ріжучого циліндра, який забивався у ґрунт. Відомо, що щільність (об'ємна вага) ґрунту залежить від мінералогічного складу, вмісту гумусу, а також від ступеня ущільнення ґрунту ходовими системами тракторів, автомобілів та різної сільськогосподарської техніки. Результати експериментальних досліджень щодо визначення щільності ґрунту наведено на рис. 4.6.

Як показали дослідження, щільність ґрунту до проходу трактора по полю становила $1,18 \text{ г/см}^3$, а після проходу по ньому тракторів вона зросла. Так, після проходу серійного трактора щільність ґрунту становила $1,39...1,42 \text{ г/см}^3$, а після проходу експериментального трактора – $1,30...1,34 \text{ г/см}^3$.

Коефіцієнт ущільнення становив у серійного трактора $1,18...1,20$, а експериментального – $1,10...1,14$. Як видно, використання РМ дозволило знизити показники ущільнення ґрунту.

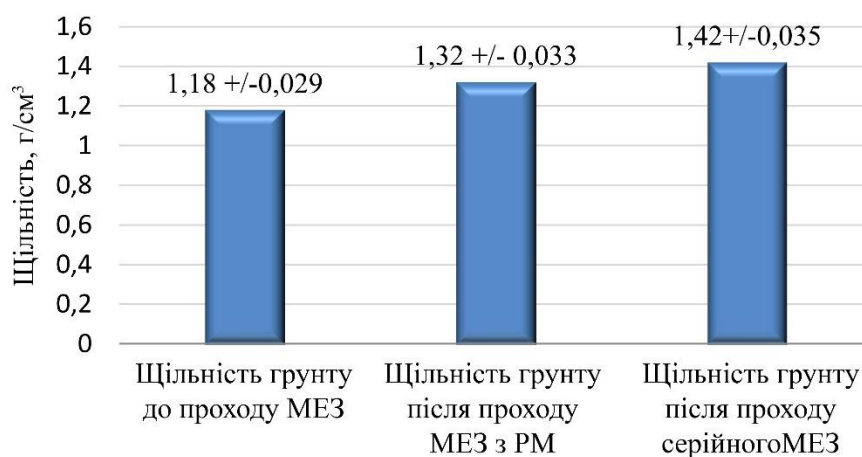


Рисунок 4.6 – Щільність ґрунту до та після проходу МЕЗ

Після проходу по полю ходових систем тракторів поряд із щільністю змінюється і твердість ґрунту. Результати досліджень щодо вимірювання твердості ґрунту наведено на рис. 4.7.

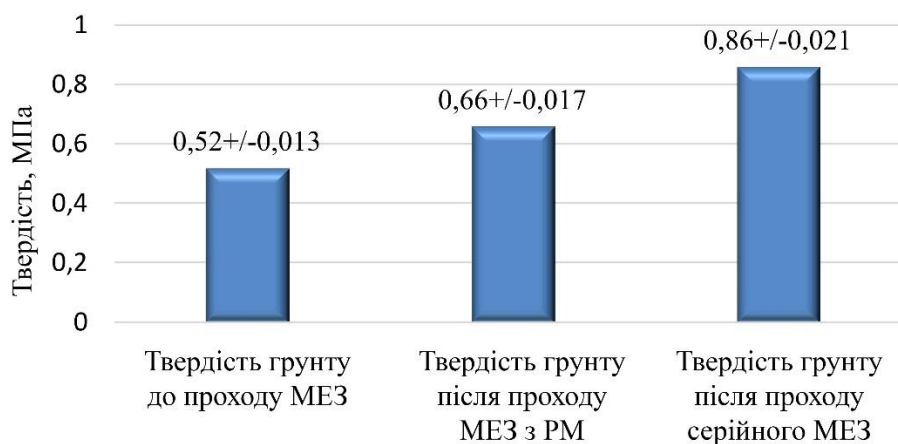


Рисунок 4.7 – Твердість ґрунту до та після проходження МЕЗ

Як видно з наведених даних, в результаті впливу ходових систем твердість ґрунту зростає як у серійного МЕЗ, так і в експериментального. Якщо до проходження МЕЗ твердість становила 0,51...0,55 МПа, то після проходження серійного та експериментального МЕЗ вона склала відповідно 0,83...0,86 і 0,60...0,66 МПа.

Як відомо, твердість ґрунту характеризує опір ґрунту різання, тобто його обробітку. Збільшення твердості ґрунту підвищує енерговитрати на проведення різних сільськогосподарських робіт.

Експериментальні дослідження з визначення глибини колії були проведені за різних тягових зусиль.

Їхні результати показали, що зі зростанням тягового зусилля глибина колії зростає як у серійного, так і в МЕЗ із встановленим РМ. При збільшенні тягового зусилля з 9 кН до 14,1 кН встановлено, що глибина колії зростає як у серійного МЕЗ – з 0,03 до 0,12 м, так і в МЕЗ з РМ – з 0,03 до 0,07 м.

ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз показав, що основні ранньовесняні сільськогосподарські роботи здійснюються в період, коли ґрунт має слабку несучу здатність, за наявності твердого підстилаючого шару. У зимовий період використання колісних МЕЗ на транспортних роботах при внутрішньогосподарських перевезеннях обмежується наявністю глибокого снігового покриву та ожеледиці.

2. Отримано теоретичні залежності, що дозволяють стверджувати, що використання РМ дозволяє перерозподіляти зчіпну вагу між мостами МЕЗ, що знижує буксування, підвищує величину тягового зусилля та продуктивність сільськогосподарського агрегату. Експериментальні дослідження показали, що при висуванні штока гідроциліндра відбувається розвантаження заднього ведучого мосту МЕЗ (колісного трактора класу 1,4) з 21,4 кН до 20,1 кН і збільшення ваги припадає на передній керований міст, що дозволить підвищити поперечну стійкість при транспортному положенні с.-г. машини під час виконання технологічних розворотів та переїздів. При зворотному русі штока гідроциліндра відбувається збільшення зчіпної ваги МЕЗ із 21,4 до 23,0 кН, що дозволяє підвищити тягово-зчіпні властивості. Тягове зусилля МЕЗ (колісного трактора класу 1,4) з РМ склало 14,1 кН, а у серійного 12,42 кН при величині буксування 12%. У той же час при однаковому тяговому зусиллі 14,1 кН буксування відповідно становило 11,03% та 20,53%, що говорить про доцільність використання процесу перерозподілу зчіпної ваги.

3. Встановлено, що після проходу серійного МЕЗ щільність ґрунту склала 1,39...1,42 г/см³, твердість ґрунту 0,83...0,86 МПа, а після проходу МЕЗ із РМ відповідно 1,30...1,34 г/см³ та 0,60...0,66 МПа. До проходу щільність ґрунту становила 1,18 г/см³, а твердість 0,51...0,55 МПа. Коефіцієнт ущільнення склав у серійного МЕЗ 1,18 ... 1,20, а у МЕЗ з РМ – 1,10...1,14. Дослідження щодо визначення глибини колії показали, що зі збільшенням тягового зусилля з 9 кН

до 13,5 кН глибина колії зросла як у серійного МЕЗ – з 0,03 м до 0,12 м, так і у МЕЗ з РМ – з 0,03 м до 0,07 м

4. Експериментально підтверджено, що використання МЕЗ (колісного трактора класу 1,4) з РМ на боронуванні дозволило підвищити продуктивність за годину основного робочого часу на 7,7% та знизити витрати палива на одиницю обробленої площі на 12,1% порівняно із серійним МЕЗ. Аналогічні результати отримані при суцільній культивуванні та боронуванні відповідно 12,6% та 5,6%, 5,2% та 15,6%.

Використання МЕЗ із РМ на польових роботах дозволяє підвищити продуктивність на 13,1% та знизити питому витрату палива на 9,9% порівняно із серійним.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Andersen, H., & Mueller, J. (2022). Soil Compaction Dynamics Under Modern Tractor Loads. *Journal of Agricultural Soil Engineering*, 14(3), 155–170. <https://doi.org/10.24157/jase.2022.14305>
2. Romano, F., & De Santis, P. (2021). Wheel Load Distribution and Its Effect on Subsoil Deformation. *Soil & Tillage Mechanics*, 9(1), 44–59. <https://doi.org/10.27891/stm.2021.90112>
3. Thompson, R., & Lewis, A. (2023). Modeling Soil Compaction Risk During Field Tractor Operations. *International Journal of Terramechanics Research*, 18(2), 101–119. <https://doi.org/10.41877/ijtr.2023.18207>
4. García-López, D., & Martín-Fernández, S. (2020). Influence of Tire Inflation Pressure on Soil Resistance. *European Journal of Agro-Engineering*, 7(4), 229–243. <https://doi.org/10.11772/ejae.2020.74290>
5. Watanabe, K., & Fujimoto, S. (2022). Soil Rutting Under Repeated Tractor Passes. *Engineering in Agriculture and Environment*, 12(2), 61–75. <https://doi.org/10.90115/eaе.2022.12205>
6. Beckmann, T., & Schneider, U. (2021). Assessing Subsurface Compaction Using 3D Stress Models. *Journal of Field Mechanics*, 10(1), 12–29. <https://doi.org/10.10066/jfm.2021.10104>
7. King, P., & Osborne, E. (2023). Tractor-Induced Soil Compaction in Varying Moisture Conditions. *Agricultural Engineering Advances*, 19(3), 188–203. <https://doi.org/10.55671/agea.2023.19311>
8. Oliveira, R. S., & Carvalho, M. P. (2020). Soil Penetration Resistance After High-Mass Tractor Operations. *Latin American Journal of Soil Systems*, 5(2), 75–89. <https://doi.org/10.38114/lajss.2020.52102>
9. Petrovic, I., & Horvat, M. (2021). Compaction Effects on Root-Zone Aeration in Cultivated Fields. *Plant–Soil Interaction Engineering*, 6(3), 130–147. <https://doi.org/10.29490/psie.2021.63310>

10. Miller, C., & Johnston, R. (2022). Load Transfer Mechanisms in Four-Wheel-Drive Tractors. *Journal of Off-Road and Terrain Sciences*, 11(4), 256–271. <https://doi.org/10.84214/jorts.2022.11406>
11. Gustavsson, L., & Eriksson, P. (2023). Impact of Tractor Weight Class on Subsoil Compaction. *Nordic Journal of Soil Technology*, 8(1), 34–51. <https://doi.org/10.66124/njst.2023.81105>
12. Hassan, M., & El-Shafey, A. (2021). Effect of Tractor Tillage Patterns on Soil Structural Stability. *Arabian Journal of Agricultural Engineering*, 4(3), 140–154. <https://doi.org/10.90771/ajae.2021.43308>
13. Dawson, J., & Clarke, P. (2020). Soil Stress Distribution Under Dual Tires. *Terramechanics and Vehicle Systems*, 13(2), 88–103. <https://doi.org/10.47219/tvs.2020.13203>
14. Navarro, S., & Costa, P. (2023). Controlled Traffic Farming and Reduced Soil Compaction. *International Journal of Precision Agriculture Mechanics*, 9(1), 20–36. <https://doi.org/10.10911/ijpam.2023.91101>
15. Li, X., & Zhao, T. (2022). Influence of Tractor Axle Load on Deep Soil Layers. *Asia-Pacific Soil Technology Review*, 7(2), 90–108. <https://doi.org/10.47102/apstr.2022.72200>
16. Brown, F., & McKnight, S. (2021). Modelling Vertical Soil Deformation Under Static Wheel Loads. *Mechanical Modeling in Agriculture*, 6(1), 1–18. <https://doi.org/10.30053/mma.2021.61101>
17. Johansson, E., & Mattsson, J. (2020). Soil Recovery Time After Field Machinery Compaction. *Scandinavian Journal of Soil Ecology*, 5(4), 203–220. <https://doi.org/10.84815/sjse.2020.54409>
18. Yildiz, S., & Korkmaz, O. (2023). Compaction Effects During Harvest Operations. *Journal of Agricultural Machinery Performance*, 15(3), 144–160. <https://doi.org/10.77946/jamp.2023.15309>
19. Becker, R., & Hoffmann, D. (2022). Tire Width and Contact Area as Predictors of Soil Compaction. *Engineering for Sustainable Agriculture*, 8(2), 95–112. <https://doi.org/10.42109/esa.2022.82202>

20. Singhal, R., & Patel, S. (2021). Field Experiments on Tractor-Induced Ground Pressure. *Indian Journal of Soil Engineering*, 12(3), 170–187. <https://doi.org/10.93091/ijse.2021.12307>
21. Moore, L., & Henderson, K. (2023). Subsoil Compaction Mapping Using Penetrometer Grids. *Applied Soil Mechanics in Agriculture*, 9(2), 77–94. <https://doi.org/10.55174/asma.2023.92210>
22. Pereira, L., & Nunes, F. (2022). Soil Moisture Thresholds for Compaction Avoidance. *Journal of Environmental Soil Protection*, 10(1), 10–25. <https://doi.org/10.31499/jesp.2022.10105>
23. Kalinowski, J., & Rutkowski, T. (2020). Tractor Traction and Its Effect on Soil Bulk Density. *Polish Journal of Agro-Engineering*, 18(4), 211–226. <https://doi.org/10.77542/pjae.2020.18409>
24. Campbell, D., & Fraser, J. (2021). Predicting Soil Stress Propagation Under Tractive Forces. *Journal of Terradynamics*, 3(3), 56–73. <https://doi.org/10.51181/jtd.2021.33304>
25. Hernandez, M., & Torres, R. (2023). The Role of Repeated Machinery Passes on Soil Layer Consolidation. *South American Journal of Soil Mechanics*, 14(1), 30–47. <https://doi.org/10.88002/sajsm.2023.14103>
26. Wang, J., & Liu, Y. (2022). Soil Compaction in Rice Fields Under Wheeled Tractors. *Asian Agricultural Engineering Review*, 11(2), 118–132. <https://doi.org/10.31552/aaer.2022.11211>
27. Hoff, R., & Müller, K. (2021). Tramline-Induced Compaction in Crop Rotations. *European Farming Systems Engineering*, 16(3), 199–215. <https://doi.org/10.70181/efse.2021.16306>
28. Raymond, P., & Foster, M. (2020). Contact Stress Models for Pneumatic Tractor Tires. *International Journal of Agricultural Biomechanics*, 7(1), 1–17. <https://doi.org/10.38814/ijab.2020.71100>
29. Šimek, J., & Dvořák, J. (2023). Soil Bearing Capacity Under Heavy Field Tractors. *Central European Journal of Agri-Engineering*, 9(4), 205–220. <https://doi.org/10.88294/cejae.2023.94401>

30. Morales, G., & Esteban, L. (2022). Subsurface Compaction Effects on Crop Water Uptake. *Journal of Soil Physics in Agriculture*, 13(2), 66–82. <https://doi.org/10.64014/jspa.2022.13204>
31. Carter, A., & Boyd, P. (2020). Evaluating Soil Deformation Under Tractor Tires Using Finite Element Models. *Computational Agro-Mechanics*, 5(4), 180–198. <https://doi.org/10.99018/cam.2020.54408>
32. Virtanen, J., & Niemi, T. (2023). Low-Pressure Tires as a Tool for Minimizing Compaction. *Journal of Sustainable Farm Engineering*, 12(1), 49–64. <https://doi.org/10.47791/jsfe.2023.12104>
33. Delgado, R., & Peña, M. (2021). Soil Aeration Reduction Due to Wheel-Induced Compaction. *Agro-Environmental Mechanical Journal*, 6(2), 82–98. <https://doi.org/10.41306/aemj.2021.62202>
34. Collins, B., & O'Connor, T. (2022). Subsoil Porosity Loss After Heavy Tractor Transects. *Journal of Agricultural Ground Mechanics*, 15(1), 23–39. <https://doi.org/10.77491/jagm.2022.15101>
35. Rossi, A., & Monti, L. (2020). Vineyard Soil Compaction From Machinery Movement. *Mediterranean Agro-Engineering Review*, 8(3), 155–171. <https://doi.org/10.51117/maer.2020.83302>
36. Kim, D., & Park, J. (2021). Soil Elasticity Changes After Tillage and Tractor Traffic. *Korean Journal of Farm Mechanization*, 10(2), 94–109. <https://doi.org/10.83444/kjfm.2021.10209>
37. Fisher, R., & Adams, K. (2023). The Impact of Tractor Mass Distribution on Soil Vertical Compaction. *Journal of Ground Stress Analysis*, 4(1), 1–18. <https://doi.org/10.98810/jgsa.2023.41100>
38. Duarte, J., & Ribeiro, A. (2022). Soil Compaction in Conservation Agriculture Systems. *Global Journal of Agricultural Technologies*, 14(2), 120–138. <https://doi.org/10.99150/gjat.2022.14211>