

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Допущений до захисту
Завідувач кафедри
к.т.н., проф. Гунько І.В.

(Підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)

“ ___ ” _____ 2023 р.

**ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАСОБУ ПРИ ВИКОНАННІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ОПЕРАЦІЙ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ**

Робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

Виконав: студент групи 71-АІ-маг-3

Бойко Руслан Сергійович

Керівник: к.т.н., проф.

Гунько Ірина Василівна

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Інженерно-
технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ:
завідувач кафедри
к.т.н., проф. Гунько І.В.

«___» _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту **Бойку Руслану Сергійовичу**

на тему

«Підвищення тягово-зчіпних характеристик енергетичного засобу при виконанні технологічних операцій обробітку ґрунту»

затверджену Наказом від «__» _____ 2023 року №

Вихідні дані для підготовки роботи:

1. Методичні вказівки з виконання магістерської роботи.
2. План-проспект магістерської роботи.
3. Підручники та навчально-методичні посібники, статистичні дані.
4. Наукові видання (монографії, книги, збірники, журнали, методики, матеріали ЦНТІ).
5. Методика економічної оцінки результатів досліджень.
6. Дані власних досліджень, одержаних за попередній період.

Календарний план виконання магістерської роботи

Структура роботи		Об'єм, стор.	Термін підготовки	Підпис керівника
Анотація		1	Листопад 2023 року	
Вступ		4	Листопад 2023 року	
Розділ 1	Аналіз палив та їх вплив на процес згорання	24	Листопад 2023 року	
Розділ 2	Теоретичні залежності роботи системи живлення дизельного двигуна	33	Листопад 2023 року	
Розділ 3	Методика проведення експериментальних досліджень визначення експлуатаційних показників системи живлення	19	Листопад 2023 року	
Розділ 4	Результати експериментальних досліджень впливу температури на експлуатаційні показники системи живлення	11	Листопад 2023 року	
Розділ 5	Економічна ефективність запропонованого методу	15	Листопад 2023 року	
Висновки		4	Листопад 2023 року	
Список використаної літератури		8	Квітень 2023 року - листопад 2023 р.	

Термін подання роботи на кафедру

для попереднього захисту «__» _____ 2023 р.

Завдання видано «__» _____ 2023 р.

Завдання прийняв до виконання _____ Бойко Р.С.

Керівник _____ І.В. Гунько, к.т.н., проф.

ЗМІСТ

З

М

С

С

1.1 Дослідження шляхів підвищення продуктивності

У

Б

1.2 Вибір оптимальних режимів МТА з урахуванням тракторів тягово-

Б

Г

В

2.1 Способи підвищення тягово-зчіпних властивостей енергетичного

У

Н

2.2 Вплив положення точки причепа на тягово-зчіпні властивості

Т

У

В

2.4 Розрахунок та побудова тягових характеристик трактора МТЗ-82 з

А

Н

3. ПРАКТИЧНЕ РІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-

Н

С

У

О

результати експериментальних випробувань щодо розподілу зчіпної ваги між

В

Н

С

О

С

У

О

С

У

О

С

АНОТАЦІЯ

Бойко Р.С. Підвищення тягово-зчіпних характеристик енергетичного засобу при виконанні технологічних операцій обробітку ґрунту.

Рукопис.

Магістерська робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «Магістр» за спеціальністю 208 Агроінженерія.

Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, 2023 р.

Енергоємність технологічних сільськогосподарських операцій значною мірою визначається експлуатаційними властивостями машин та режимами роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА). Як показує досвід експлуатації машинно-тракторних агрегатів (МТА) у різних регіонах України зростання енергонасиченості тракторів не дало пропорційного приросту продуктивності МТА і призвело до збільшення витрати палива на одиницю виконаної роботи. Підвищення продуктивності МТА, зі збільшенням потужності тракторного двигуна, здійснювалося через збільшення тягового зусилля трактора і агрегування широкозахватних сільськогосподарських машин, чи збільшення робочої швидкості МТА, що супроводжувалося зростанням питомої витрати палива. Авторами зроблено висновок про недоцільність підвищення продуктивності МТА шляхом збільшення тягового зусилля трактора та його робочої швидкості, які супроводжуються збільшенням маси трактора та недовикористанням потужності двигуна, встановленої заводом-виробником.

Дипломна робота є важливим внеском у сільське господарство та може бути корисною як для наукових досліджень, так і для практичних застосувань у сільськогосподарській галузі.

Ключові слова: тягово-зчіпні характеристики, енергетичний засіб, технологічні операції, обробка ґрунту, покращення продуктивності.

ABSTRACT

Boyko R.S. Increasing traction and traction characteristics of the power tool when performing technological operations of soil cultivation.

Manuscript.

Master's thesis for obtaining an educational and qualification level

"Master" in the specialty 208 Agricultural engineering.

Vinnitsia National Agrarian University, Vinnitsia, 2023

The energy intensity of technological agricultural operations is largely determined by the operational properties of machines and the modes of operation of machine-tractor units (MTA). As the experience of the operation of machine-tractor units (MTA) in different regions of Ukraine shows, the increase in energy saturation of tractors did not give a proportional increase in the productivity of the MTA and led to an increase in fuel consumption per unit of work performed. An increase in the productivity of the MTA, with an increase in the power of the tractor engine, was carried out due to an increase in the traction force of the tractor and the aggregation of wide-grabbing agricultural machines, or an increase in the working speed of the MTA, which was accompanied by an increase in specific fuel consumption. The authors concluded that it is impractical to increase the productivity of the MTA by increasing the traction force of the tractor and its working speed, which are accompanied by an increase in the weight of the tractor and underutilization of the engine power set by the manufacturer.

The thesis is an important contribution to agriculture and can be useful both for scientific research and for practical applications in agriculture.

Key words: traction and traction characteristics, power tool, technological operations, soil treatment, productivity improvement.

ВСТУП

У реалізації стратегічного завдання підйому економіки найважливіша роль приділяється сільському господарству. Головне завдання полягає у розвитку сільського господарства на базі інтенсифікації виробництва та його переозброєння, удосконалення систем управління та господарського механізму. Для цього необхідно забезпечити надійний випуск нових та вдосконалення структури сільськогосподарських машин та знарядь відповідно до передбаченої комплексної системи. В даний час необхідно знизити витрату палива та мастил тракторами та комбайнами. Організувати надійне постачання запчастин для всіх моделей тракторів та сільськогосподарських машин, що використовуються в сільському господарстві. Поліпшити інженерну службу у сільськогосподарських підприємствах.

Одним із шляхів підвищення ефективності використання сільськогосподарських машин є підтримка робочої техніки у постійній готовності, що забезпечує своєчасне проведення технічних обслуговувань та ремонту техніки.

Збільшення маси сільськогосподарських тракторів призвело до підвищення витрати енергії як на їхнє самопереміщення, так і на додаткове розпушування ґрунту у зв'язку з його ущільненням. У той же час, зростання робочих швидкостей МТА призвело до різкого збільшення питомого опору сільськогосподарських машин, зменшення величини максимального значення тягового ККД і збільшення ступеня нерівномірності моменту опору на вході в двигун, що в свою чергу викликало падіння потужності двигуна в експлуатації до 20% від встановленої заводом-виробником.

За підсумками розроблених теоретичних положень професора Г.М. Кутькова та його активної підтримки, авторами роботи розглянуто альтернативний напрямок розвитку тракторо- та сільськогосподарського машинобудування, що обґрунтовує необхідність заміни трактора-тягача, при підвищенні його енергоефективності на трактор тягово-енергетичної

концепції та створення на його основі тягово-привідних машинно-тракторних агрегатів. У таких агрегатах протиріччя між необхідністю зниження ваги трактора та збереженням тягово-зчіпних властивостей усуваються за рахунок використання як зчіпної не тільки ваги трактора, а й ваги всього агрегату, включаючи його технологічну частину. "Надлишкова" потужність двигуна, яка не може бути реалізована через ходову систему енергоефективного трактора-тягача, в тягово-привідному МТА передається опорним колесам зчіпки, сільськогосподарської машини або її робочим органам.

На основі проведеного авторами аналізу можливих варіантів формування МТА на базі тракторів тягово-енергетичної концепції виділено два напрями використання надмірної потужності тракторного двигуна.

Перше – зменшення тягового опору сільгоспмашин із пасивними робочими органами застосуванням активних робочих органів, а також заміною приводу робочих органів від ходових коліс сільгоспмашини на загальний привід від тракторного двигуна. Це дозволяє при тій же тяговій потужності та робочій швидкості трактора збільшити ширину захоплення одно-операційної сільськогосподарської машини або сформувані комбінований агрегат, здатний виконувати одночасно не одну, а кілька технологічних операцій одночасно, що забезпечує зниження питомої енергоємності робіт.

Друге - використовувати надмірну потужність для приводу рушіїв сільгоспмашин, проміжних тягово-причіпних модулів або опорних провідних коліс сільськогосподарської машини. У цьому випадку використовується вся маса агрегату для створення тягового зусилля і за рахунок цього відбувається збільшення продуктивності з одночасним розосередженням зчіпної маси по рушійях, що дозволяє знизити питому енергоємність робіт з одночасним зниженням ущільнення ґрунту, особливо в підорному горизонті.

У цій роботі наведено результати досліджень з пошуку шляхів та методів формування енергозберігаючих тягово-привідних агрегатів на базі тракторів класу 1,4...2 з номінальною силою тяги 14...20 кН та обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів та навантажувальних режимів МТА

при виконанні основних технологічних операцій. Клас тракторів 1,4 з номінальним тяговим зусиллям 14 кН переважає в даний час за кількістю використовуваних у сільськогосподарських колективних та особливо фермерських підприємствах України. Актуальність дослідження пов'язана також з нарощуванням в Україні парку тракторів класу 2 і передумовами використання з ними частково незатребуваним парку сільськогосподарських машин, призначених для тракторів класу 3 . комбіновані та універсальні широкозахватні сільськогосподарські машини та агрегати, у тому числі призначені для тракторів класу 3.

Метою дипломної роботи є дослідження і розробка методів та технологій для підвищення тягово-зчіпних характеристик енергетичного засобу (трактора) при виконанні технологічних операцій обробітку ґрунту. Головною метою є забезпечення ефективності та продуктивності сільськогосподарських робіт шляхом покращення тягово-зчіпних показників трактора.

Завдання дипломної роботи:

Для досягнення поставленої мети, дипломна робота включає в себе наступні завдання:

Аналіз і оцінка сучасних тягово-зчіпних характеристик тракторів: Провести огляд та аналіз існуючих характеристик тракторів у контексті їхньої тягово-зчіпної спроможності.

Вивчення впливу факторів на тягово-зчіпні характеристики: Провести дослідження впливу різних факторів (наприклад, типу ґрунту, ваги трактора, стану шин тощо) на тягово-зчіпні характеристики трактора.

Розробка та експериментальне випробування покращених технологій: Розробити нові технології та методи, спрямовані на покращення тягово-зчіпних показників трактора, і провести їх експериментальне випробування на спеціалізованому обладнанні.

Оцінка результатів та визначення оптимальних рішень: Провести аналіз отриманих результатів досліджень та визначити оптимальні рішення для підвищення тягово-зчіпних характеристик трактора.

Підготовка рекомендацій та висновків: Скласти рекомендації для сільськогосподарських підприємств та фермерів щодо оптимізації використання тягово-зчіпних характеристик трактора в обробці ґрунту.

Об'єкт дослідження: Об'єктом дослідження є енергетичний засіб (трактор), який використовується для виконання технологічних операцій обробітку ґрунту в сільському господарстві.

Предмет дослідження: Предметом дослідження є підвищення тягово-зчіпних характеристик цього енергетичного засобу з метою покращення його ефективності при виконанні технологічних операцій обробітку ґрунту.

Наукова новизна: Науковою новизною дослідження є розробка та впровадження нових методів і технологій для підвищення тягово-зчіпних характеристик трактора, що може включати:

1. Використання нових матеріалів для шин та розробку оптимальних конструкцій шин для поліпшення зчіплення з ґрунтом.
2. Розробку систем керування тяговими пристроями, які дозволяють регулювати тягу в залежності від умов роботи.
3. Вивчення впливу різних факторів, таких як глибина обробітку, тип ґрунту, та вага трактора, на тягово-зчіпні показники та розробку методів для оптимізації цих параметрів.
4. Підвищення стійкості та керованості трактора під час обробітку ґрунту.
5. Розробку рекомендацій для використання отриманих результатів у практичній діяльності сільськогосподарських підприємств для покращення продуктивності обробітку ґрунту.

Методи дослідження. Літературний аналіз: Проведення докладного аналізу наукової літератури для ознайомлення з існуючими дослідженнями та методами підвищення тягово-зчіпних характеристик тракторів.

Експериментальні дослідження: Проведення фізичних досліджень на спеціалізованому обладнанні з метою вимірювання та аналізу тягово-зчіпних характеристик трактора під різними умовами та параметрами.

Моделювання: Використання комп'ютерних моделей для математичного моделювання та аналізу тягово-зчіпних характеристик трактора у різних сценаріях та під час різних операцій обробітку ґрунту.

Аналіз даних: Використання статистичних методів для обробки та аналізу даних, отриманих під час експериментів.

Конструювання та розробка технологічних рішень: Розробка нових технологій та методів для підвищення тягово-зчіпних характеристик, включаючи розробку нових конструкцій шин, систем керування, тощо.

Математичне моделювання: Розробка математичних моделей для оцінки та передбачення тягово-зчіпних показників трактора в залежності від різних факторів.

Економічний аналіз: Проведення економічного аналізу впровадження нових технологій та методів для підвищення тягово-зчіпних характеристик у сільському господарстві.

1. ОБГРУНТУВАННЯ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНОЇ КОНЦЕПЦІЇ ТРАКТОРА

1.1 Дослідження шляхів підвищення продуктивності сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів

Проведені авторами дослідження шляхів підвищення продуктивності сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів дозволило вивчити причини відставання зростання продуктивності агрегатів зростання потужності тракторних двигунів. Основну увагу приділено теоретичним дослідженням для підходу до розробки фундаментальних засад удосконалення МТА. На основі аналізу потенційної тягової характеристики трактора (залежність тягової потужності трактора від його тягового зусилля) зроблено висновок про те, що режиму роботи трактора за максимальної тягової потужності відповідають певні значення тягового зусилля $N_{кр}^{max}$ та $P_{кр}^{on}$ дійсної швидкості руху V_{δ}^{on} , які взаємопов'язані. Тому, за відомою практикою, зростаючу тягову потужність трактора тягача при підвищенні його енергонасиченості можна реалізувати збільшенням тягового зусилля трактора для агрегатування широкозахоплювальних сільськогосподарських машин або для прискорення руху МТА.

У першому випадку вдається підвищити продуктивність МТА, але з умовою збереження оптимального коефіцієнта зчеплення $\varphi_{кр}^{on}$, що супроводжується збільшенням зчіпної ваги $G_{сц}$. Однак збільшення маси сільськогосподарського трактора підвищує витрату енергії на його переміщення, яке вже сьогодні становить, за окремими джерелами, до 40% номінальної потужності двигуна. При цьому темп приросту продуктивності МТА за рахунок збільшення ширини захвату агрегату відстає від темпу збільшення потужності.

Наприклад, зі збільшенням потужності двигуна трактора Т-150М проти трактором Т-150 на 26,5%, продуктивність МТА (при постійної робочої швидкості) зростає лише з 15...18 % (залежно від технологічної операції). У цьому маса трактора збільшилася на 12%.

Наслідком збільшення маси трактора є ущільнення ґрунту, у тому числі й у підорному шарі, на величину якого впливає не лише питомий тиск рушіїв, а й загальна маса трактора. Це не лише суттєво порушує фізико-механічні якості ґрунту та призводить до зниження врожайності сільськогосподарських культур від 5 до 50%, а й збільшує енерговитрати на додаткове розпушування ґрунту.

Тому автори дійшли думки, що збільшення тягового зусилля трактора, з погляду формування енергозберігаючого МТА, є неперспективним, оскільки потребує збільшення ваги трактора та ущільнює ґрунт.

Іншим варіантом підвищення тягової потужності трактора при незмінній оптимальній силі тяги є збільшення робочої швидкості МТА. Для тракторів тягачів відношення потужності двигуна, що перетворюється на тягову потужність трактора, до твору маси трактора на оптимальну дійсну швидкість руху є постійна величина. Тому підвищення потужності двигуна пропорційно збільшенню робочої швидкості трактора тягача, а отже, і продуктивності МТА. Проте зі зростанням швидкості сільськогосподарських тракторів відбувається зменшення величини оптимального значення коефіцієнта використання зчіпної маси трактора і максимального значення тягового ККД, тобто. порушується пряма пропорційність між оптимальною швидкістю трактора та максимальною тяговою потужністю.

Зі збільшенням швидкості руху МТА знижується ККД ходової системи та у зв'язку з цим збільшуються енерговитрати самопересування трактора і подолання буксування, тобто. потужність двигуна, що перетворюється на тягову потужність трактора, збільшується швидше, ніж зростає його робоча швидкість.

Це означає, що зі збільшенням енергонасиченості трактора різниця між приростом потужності, підведеної до рушіїв, і приростом швидкості буде постійно зростати.

Авторами було зроблено висновок, що збільшення робочої швидкості МТА (при збільшенні енергонасиченості трактора) призводить до зниження максимального значення ККД ходової системи трактора з одночасним зниженням оптимального значення тягового зусилля. Так збільшення потужності двигуна з 27 кВт до 80 кВт для тракторів типу МТЗ у разі використання її лише через тягову потужність максимальне значення ККД ходової системи зменшується до 20%, а оптимальне тягове зусилля – до 40% під час роботи на ґрунтовому тлі-стерні. Щоб це не відбувалося, необхідно зменшити масу трактора, або забезпечити незалежність коефіцієнта самоперекочування трактора від швидкості руху. Все це є однією із причин зниження темпу збільшення його робочої швидкості з одночасним збільшенням енерговитрат на одиницю обробленої площі.

Крім того, зростання робочих швидкостей МТА призводить до збільшення ступеня нерівномірності моменту опору на вході двигун на тракторі з механічною ступінчастою трансмісією. Джерелом коливань моменту опору на вході у двигун є зміна опору робочих органів МТА, періодична зміна навантажень у зубчастих зачепленнях трансмісії трактора. При цьому суттєвий вплив у формуванні коливань моменту опору відіграє зміна газових та інерційних сил, що виникають у циліндрах двигуна.

Колівання моменту опору на вході в двигун, через нелінійність регуляторної характеристики, призводять в експлуатації до недовикористання потужності дизеля до 20%, а неузгодженість систем паливо- та подачі повітря, особливо у двигунів з ГТН і призводять до збільшення витрати палива.

Існуюча тенденція до збільшення тягового зусилля та складання широкозахватних та швидкісних МТА у поєднанні зі збільшенням ваги трактора в умовах середніх розмірів полів України призводить до непропорційного зростання продуктивності та додаткового зростання

енерговитрат на одиницю виконаної роботи, через збільшення розворотних зон та роботи МТА у режимі розгін-гальмування на коротких відстанях.

На підставі проведеного аналізу, авторами було зроблено висновок, що формування енергозберігаючого МТА на базі енергоефективного трактора тягача зі збільшенням сили тяги або робочої швидкості призводить з одного боку до збільшення маси сільськогосподарського трактора, з іншого боку, знижує його тяговий ККД. Все це є однією з причин зниження темпу збільшення ширини захоплення МТА та його робочої швидкості щодо збільшення потужності тракторного двигуна з одночасним збільшенням енерговитрат на одиницю обробленої площі, тому ці способи є неперспективними.

Підвищення енергонасиченості тракторів та розвиток машинних технологій обробітку сільськогосподарських культур призвело до випередження зростання маси технологічної частини МТА щодо зростання маси трактора. Із застосуванням комбінованих агрегатів маса технологічної частини агрегату зрівнялася з масою енергетичної частини, і можна прогнозувати, що в майбутньому маса технологічної частини агрегату перевершуватиме масу енергетичної.

Аналіз технологічних, агротехнічних та інших чинників, визначальних концепцію трактора, показав, що й вимоги суперечливі, тому прагнення підвищити одні властивості призводить до зниження інших. Так основні вимоги - підвищення продуктивності МТА, енергоозброєності механізаторів та скорочення їх чисельності - можуть бути реалізовані лише внаслідок підвищення потужності двигуна та збільшення тягового зусилля, тобто ваги трактора. Хімізація та застосування перспективних широкозахватних та комбінованих агрегатів також ведуть до збільшення ваги агрегату та навантаження на колеса трактора. Виявляється тенденція до збільшення ваги технологічної частини агрегату підвищує тиск рушіїв тракторів тягової концепції на ґрунт, що погіршує агротехнічні властивості МТА з навісними та

напівнавісними знаряддями, вимагає застосування широких та спарених коліс, що не вписуються в міжряддя просапних культур.

Суперечність вимог агротехніки та розвитку функціональних властивостей трактора тягової концепції досягла критичного стану та створює об'єктивні труднощі у подальшому вдосконаленні їх параметрів, оскільки не можна поступитися одними вимогами на користь інших.

Подальше підвищення потужності трактора класу 5 колісної формули 4К4 в рамках тягової концепції неможливе, оскільки вимагає збільшення його експлуатаційної ваги, тоді як вже зараз навантаження на ґрунт досягло граничного значення. Його осьове навантаження перевищує регламентовану стандартами навіть на дорогу з твердим покриттям.

Протиріччя між необхідністю зниження ваги трактора та збереженням тягово-зчіпних властивостей можна усунути, якщо як зчіпне використовувати вагу всього агрегату, включаючи технологічну частину, а не тільки вагу трактора.

Радикальний спосіб збільшення відносної частки зчіпної ваги в агрегаті або активізації ваги МТА - оснащення його технологічної частини провідними колесами, що наводяться від системи відбору потужності або гідравлічної системи трактора. У цьому випадку лише частина потужності двигуна реалізуватиметься через ходову систему трактора і його питома матеріаломісткість може бути знижена. При використанні таких тракторів з сільськогосподарськими машинами невеликої питомої матеріаломісткості доцільно доповнювати їх проміжними візками з провідними колесами, які при необхідності можна баластувати. Залежно від співвідношення зчіпних ваг трактора і візка активно приводні колеса останнього можуть забезпечити приріст тягового зусилля від 50 до 100%. Енергонасиченість тракторів у такому агрегаті можна підвищити в 1,5...2 рази порівняно із сучасними тракторами тягової концепції. Така суттєва зміна енергонасиченості призводить до переростання трактора-тягача в тягово-енергетичний засіб та до створення на його основі тягово-привідних машинно-тракторних агрегатів.

Колісний трактор тягово-енергетичної концепції - це трактор такої енергонасиченості, за якої потужність двигуна не може бути повністю реалізована через його ходову систему в тягове зусилля під час роботи в діапазоні досягнутого інтервалу робочих (технологічних) швидкостей МТА навіть за повного баластування трактора.

Аналіз тягово-привідних МТА показує, що "надлишкова" частина потужності двигуна трактора тягово-енергетичної концепції може бути використана за такими варіантами.

Першому - зменшення питомого тягового опору сільгоспмашин шляхом приводу робочих органів немає від ходових коліс сільгоспмашини, як від ВОМ чи гідравлічної системи трактора. Тоді за тієї ж тягової потужності та робочої швидкості трактора можливе збільшення ширини захоплення одноопераційної сільгоспмашини, або формування комбінованого агрегату, здатного виконувати одночасно не одну, а кілька технологічних операцій одночасно при зниженні питомої енергоємності робіт. Застосування та подальша розробка комбінованих агрегатів є загальносвітовою тенденцією у сільськогосподарському машинобудуванні.

Другому – для приводу рушіїв сільгоспмашин (технологічних модулів) та робочих органів-рушіїв. У цьому випадку використовується вся маса агрегату для створення тягового зусилля і за рахунок цього відбувається збільшення продуктивності з одночасним розосередженням зчіпної маси за площею поля (по рушіях), що знизить питому енергоємність робіт з одночасним зниженням ущільнення ґрунту, особливо в підорному горизонті.

Для тягово-привідного МТА на базі енергоефективного трактора, тягову потужність, що передається до сільгоспмашини, можна представити як суму тягових потужностей трактора $N_{кр}$, рушіїв сільгоспмашин (технологічних модулів) $N_{тяг.м}$ і робочих органів – рушіїв $N_{тяг.р.о}$. Ступінь підвищення тягової потужності, що передається до сільгоспмашини, змінюватиметься в залежності від компонування МТА та конструкції рушіїв та режиму експлуатації.

Зниження питомого тягового опір за рахунок застосування провідних коліс на сільськогосподарській машині, робочих органів-рушіїв та активних робочих органів дозволяє формувати перспективні комбіновані МТА на базі енергоефективних тракторів меншого тягового класу, які в максимальній кількості використовуються у сільськогосподарському виробництві України. Використання маси всього МТА для створення тягового зусилля дозволить знизити витрати на самопересування трактора та ущільнення ґрунту з одночасним збільшенням продуктивності МТА та зниженням питомої енергоємності робіт. Даний напрямок дозволить значно покращити експлуатаційні характеристики основних класів тракторів 1,4 та 2 в умовах сільськогосподарського виробництва України.

З точки зору питомих енерговитрат, збільшення ширини захоплення тягово-привідного МТА за рахунок зменшення питомого опору шляхом приводу робочих органів не від ходових коліс сільгоспмашини, а від ВОМ трактора, доцільно, якщо $\eta_{\text{тяг}}^{\text{max}} \geq \eta_{\text{пр}}$ робочих органів сільгоспмашини, включаючи трансмісію ВОМ. Якщо ж $\eta_{\text{тяг}}^{\text{max}} < \eta_{\text{пр}}$, то темп збільшення ширини захоплення агрегату буде меншим за темп збільшення потужності двигуна, що призведе до збільшення енерговитрат.

Підвищення продуктивності МТА шляхом збільшення ширини захвату за рахунок використання технологічних модулів із приводом рушіїв сільгоспмашин або рушіїв технологічних модулів має обмеження. Як і у разі збільшення робочої швидкості МТА, цей напрямок може бути прийнятий лише у певному діапазоні збільшення для тракторів класу 1,4...2 у зв'язку з рельєфом та нарізкою польових сівозмін. Для збільшення діапазону продуктивності необхідно прагне підвищення тягового ККД рушіїв технологічних модулів, особливо комбінованих сільськогосподарських машин, у тому числі і приводу робочих органів.

У процесі реалізації ідеї використання технологічної частини агрегату як активної зчіпної ваги з приводом на її колеса виникають питання щодо вибору

параметрів, основними з яких є енергонасиченість трактора та співвідношення між масами трактора та технологічної частини. Суть модульної системи агрегування в тому, що трактор високої енергонасиченості комплектують з технологічним модулем, що легко з'єднується і від'єднується від нього.

Технологічний модуль - це пристрій у вигляді візка-зчеплення з приводом коліс від двигуна або комбінована сільськогосподарська машина з провідними опорними колесами або активними робочими органами, що дозволяє додатково використовувати в технологічному процесі потужність двигуна трактора тягово-енергетичної концепції.

При модульній побудові агрегату усувається вимога відповідності між вагою трактора тягово-енергетичної концепції та потужністю двигуна, властива тяговій концепції трактора. Технологічну та енергетичну частини МТА можна вдосконалювати відповідно до вимог, що висувуються до кожної з них, уникаючи протиріччя між ними та покращуючи загальні показники трактора та МТА.

У міру розвитку та вдосконалення технологічних процесів у сільському господарстві маса технологічної частини зростає, тому що з нею у певному взаємозв'язку перебуває продуктивність. Чим більша маса, тим вище продуктивність і кількість операцій, що одночасно виконуються, тобто. комбінованість сільськогосподарської машини.

При модульній побудові агрегату можна "переміщати" метал з непродуктивної частини агрегату, якою є трактор, у продуктивну технологічну частину за збереження балансу маси, що забезпечує необхідні тягові властивості МТА. У той час як при тяговій концепції трактора зростання маси технологічної частини незмінно викликає збільшення маси трактора, а отже, і маси всього МТА

При модульній системі побудови агрегату теоретично можна пропорційно підвищувати масу технологічної частини агрегату та знижувати масу енергетичної частини за одночасного підвищення потужності двигуна. Практично вага та енергонасиченість трактора тягово-енергетичної концепції,

з одного боку, та вага технологічних модулів, з іншого боку, слід вибирати такими, щоб окремо взятий трактор та трактор у поєднанні з технологічним модулем відповідали за вагою тракторам суміжних тягових класів за чинним у нашій країні типажу.

Такий підхід до створення модульних енерготехнологічних засобів дозволяє використовувати трактор тягово-енергетичної концепції або у поєднанні з тягово-причіпним модулем в агрегаті з наявним шлейфом сільськогосподарських машин, призначених для роботи з тракторами, що випускаються серійно, двох суміжних тягових класів. Такий трактор стає універсальнішим, а скомплектований на його базі МТА – високопродуктивним.

Активний привід коліс технологічної частини МТА істотно впливає формування енергетичного балансу і тягового ККД агрегату. Характер цього впливу залежить від типу активного приводу коліс технологічного модуля та типу ходової системи трактора. Втрати кочення тягово-приводного МТА знижуються внаслідок двох чинників: зменшення експлуатаційної ваги трактора і передачі приводу на опорні колеса технологічної частини агрегату від двигуна. Останнє пояснюється тим, що шини провідних коліс мають більший діаметр та менший тиск повітря порівняно з шинами опорних коліс. Додаткове зниження буксування рушіїв МТА можливе при збігу колії колісного трактора та колії технологічного модуля.

Втрати у трансмісії МТА дещо зростають у разі застосування механічного активного приводу коліс технологічної частини агрегату. При великій розосередженості провідних коліс на широкозахватному агрегаті, а також для автоматичного безступінчастого регулювання кінематичного узгодження з рушіями трактора тягово-енергетичної концепції як активний коліс привод доцільно безступінчастий привід гідروб'ємного або електричного типу. Використання таких приводів з нижчим, ніж у механічних трансмісій, ККД призводить до зниження ККД трансмісії МТА загалом і збільшення втрат енергії. Однак зручність гідруб'ємних трансмісій розширює їх застосування у

сільськогосподарському машинобудуванні. Значна кількість сільськогосподарських машин та їх робочі органи наводяться гідроприводом.

Одним із можливих елементів тягово-привідного агрегату може бути запропонований проміжний тягово-причіпний модуль, який складається з провідного мосту та універсального гідрофікованого навісного обладнання для агрегування напівнавісних сільськогосподарських машин, комбайнів та причепів.

Перспективним елементом тягово-привідного МТА є комбінований агрегат на базі технологічного модуля з активним приводом опорних коліс від двигуна. Комбіновані агрегати почали випускати наприкінці шістдесятих років минулого століття. За минулі роки вони набули широкого застосування в сільськогосподарському виробництві як у нашій країні, так і за кордоном.

Комбіновані агрегати є комплексом технологічно узгоджених робочих органів встановлених на базовий модуль або на одну машину. Тому комбіновані агрегати можуть одночасно виконувати одразу кілька технологічних операцій, ніж вони, у свою чергу, відрізняються від інших простих сільськогосподарських машин. Комбіновані агрегати користуються перевагою ще й тому, що вони зменшують кількість проходів тракторів та сільськогосподарських машин по полю для виконання технологічних операцій, що, зрештою, зменшує ущільнення ґрунту та його питомий опір, при цьому зменшуються енергетичні витрати.

Недоліком наявних комбінованих ґрунтообробних агрегатів є значні вага та тяговий опір, відсутність технологічної універсальності. Комбінований ґрунтообробний агрегат може застосовуватися переважно для основного або передпосівного обробітку ґрунту і в основному призначений для тракторів клас 3 з номінальним тяговим зусиллям 30 кН. Для тракторів класу 1,4...2 з номінальним тяговим зусиллям 14...20 кН практично не передбачені комбіновані агрегати у зв'язку з великим тяговим опором та малою шириною захвату. Часто відсутні робочі органи активного типу, що підрізають кореневу

систему бур'янів. Для створення дрібнокомкової структури окремими агрегатами необхідно проходити кілька разів.

Комплектування комбінованого агрегату на базі технологічного модуля з активним приводом опорних коліс від двигуна шляхом встановлення змінних блоків робочих органів на базовому тяговому модулі дозволить зробити такий агрегат універсальним, більш продуктивним при використанні його збільшеної маси як зчіпної. Такий агрегат може бути використаний як для основної, так і передпосівної обробки ґрунту, а також восени після збирання зернових культур для підрізання кореневої системи та загортання в ґрунт пожнивних залишків.

Комплектування машинно-тракторних агрегатів на базі енергоефективного трактора як окремо, так і в поєднанні з тягово-причіпним модулем або комбінованим агрегатом на базі технологічного модуля з активним приводом опорних коліс від двигуна робить трактор тягово-енергетичної концепції універсальним. При цьому використовується шлейф сільськогосподарських машин, призначених для роботи з тракторами двох суміжних тягових класів, що випускаються серійно, а можливість зміни маси трактора відповідно до необхідного тягового зусилля, за рахунок застосування тягово-причіпного модуля, виключає необхідність вимушеного переміщення по полю зайвої маси трактора, додаткових витрат енергії та палива.

Характерною особливістю трактора тягово-енергетичної концепції в порівнянні з тракторами тягової концепції є його універсальність, тобто його можна використовувати в різних класах тягових з різним шлейфом машин. Технологічні модулі можуть бути не тільки тягово-причіпними, але й іншого призначення, наприклад, просапні. Їхня розробка в перспективі ще більше розширить діапазон технологічної універсальності трактора нової технічної концепції, дозволить розширити технологічні можливості та підвищити продуктивність МТА на базі тракторів класу 1,4...2.

Переваги тракторів тягово-енергетичної концепції та МТА на їх основі:

- продуктивність зростає практично пропорційно підвищенню одиничної потужності;

-універсальність МТА на базі тракторів тягово-енергетичної концепції вища завдяки технологічному маневруванню використанням технологічного модуля у складі багатофункціонального МТА;

-зниження шкідливого впливу рушіїв на ґрунт пояснюється збільшенням числа провідних осей та коліс МТА на базі тракторів тягово-енергетичної концепції, що дозволяє працювати з нижчим тиском повітря в шинах та меншим осьовим навантаженням;

-матеріаломісткість МТА на базі тракторів тягово-енергетичної концепції нижче, оскільки в утворенні тягового зусилля бере участь вага всього агрегату, а не тільки трактора;

-зниження витрати палива обумовлено змінюваністю зчіпної ваги, підвищенням ступеня завантаження протягом року та поліпшенням тягово-зчіпних властивостей порівняно з тракторами тягової концепції;

-Висока пристосованість тракторів, особливо широко використовуються класу 1,4 ... 2, до реалізації прогресивних технологій і складання комбінованих агрегатів завдяки збільшенню навантажувальної здатності ходової системи.

1.2 Вибір оптимальних режимів МТА з урахуванням тракторів тягово-енергетичної концепції

Як об'єкт моделювання прийнятий тягово-привідний агрегат, окремим випадком якого є тяговий МТА, у якого навантаження на валу відбору потужності трактора дорівнює нулю, а потужність двигуна витрачається тільки на тяговий процес.

Основою розробки тягового і енергетичного балансу машинно-тракторного агрегату є тягова характеристика трактора. Тому питання достовірності показників теоретичної тягової характеристики та відповідності їх тим показникам, які трактор тягово-енергетичної концепції розвиватиме у полі під час роботи з сільськогосподарською машиною, є важливим. Ще В.М. Болтинський показав, що у реальних умовах експлуатації тракторний двигун розвиває нижчі показники внаслідок змінної навантаження, що діє нього,

проти показниками, одержуваними при дії постійним навантаженням. Авторами, при моделюванні, було отримано зниження потужності через нелінійність регуляторної характеристики. Зниження потужності пояснюється зменшенням кількості робочих циклів за рахунок зниження частоти обертання двигуна. Відбувається "розшарування" характеристики, яке полягає в тому, що тому самому значенню крутного моменту двигуна відповідають різні значення кутової швидкості колінчастого валу. Це зниження потужності залежить від того, будуть чи ні фізичні втрати енергії, викликані зміною умов здійснення процесів у системі внаслідок її коливань (погіршення теплового процесу двигуна, неузгодженість САР тощо. буд.). Наявність таких втрат необхідно враховувати додатково.

Для формування тягово-динамічної характеристики трактора, при обґрунтуванні оптимальних режимів тягово-привідних МТА, авторами використовувалася динамічна регуляторна характеристика (розширена регуляторна характеристика двигуна).

Розрахунок тягового ККД трактора при змінному навантаженні відрізнявся від розрахунку тягового ККД при статичному навантаженні відповідно до ДСТУ $\eta_m = \frac{N_{kp \max}}{N_{e \max}}$, що визначається виразом, де $N_{e \max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна; $N_{kp \max}$ - максимальна тягова потужність на гаку за тяговою характеристикою.

Значення $N_{kp \max}$ і $N_{e \max}$, що використовуються визначення ККД трактора, при розширенні тягової характеристики трактора відповідають різним режимам роботи двигуна. Така методика визначення ККД трактора некоректна, тому отриманий ККД називають умовним тяговим. Щоб уникнути зазначених недоліків щодо ККД тракторів при змінному навантаженні, використовувалися значення ефективної потужності двигуна $N_{e \max}$, взятої за регуляторної, а, по динамічної регуляторної характеристиці для відповідного режиму роботи двигуна.

Основною складністю при розрахунку тягово-динамічної характеристики двигуна є визначення середніх значень основних показників двигуна при змінному навантаженні.

При знаходженні ймовірно-статистичних оцінок основних показників двигуна змінне навантаження на вході в двигун автори представили у вигляді випадкової величини, що підкоряється закону арксинусу або закону. У першому випадку характер розподілу моменту, що крутить, на валу двигуна відповідає моделюванню гармонійного навантаження в стендових умовах або польових з використанням завантажувальних імітаційних пристроїв НАПІ або КубНДІТІМу, а в другому – роботі трактора при виконанні технологічної операції.

У загальному випадку щільність розподілу ймовірностей моменту, що крутить, M_k описується відомими виразами.

При законі арксинусу:

$$\varphi(M_k) = \begin{cases} \left(\pi \sqrt{(\Delta M_k)^2 - (M_k - \overline{M_k})^2} \right)^{-1} & \text{при } (M_k - \overline{M_k}) < \Delta M_k, \\ 0 & \text{при } (M_k - \overline{M_k}) \leq \Delta M_k, \end{cases} \quad (1.1)$$

д

е f_0 - Частота коливань крутного моменту;

$M_k = M_{\Delta M_k} + \Delta M_k \sin(2\pi f_0 t + \theta_k)$ - Частота коливань крутного моменту;

θ_k - Початкова фаза гармонійних коливань навантаження;

$M_{k.c.p}$

- При законі Гауса:

$$\varphi(M_k) = (\sigma \sqrt{2\pi})^{-1} \exp \left[- (M_k - \overline{M_k})^2 / (2\sigma^2) \right]$$

с д

е

$\overline{M_k}$ При розгляді трактора тягово-енергетичної концепції ймовірне навантаження на існуючому валу двигуна і формується за рахунок математичне очікування крутного моменту і його середнього значення. Математичне очікування крутного моменту і його середнього значення: на провідних півосях $M_{кп}$ трактора і на привід провідних коліс технологічного модуля $M_{кп}$. Моменти $M_{кп}$ і розглядалися авторами $M_{кп}$ як M_k

є

випадкові величини. Для опису щільності розподілу ймовірностей випадкових величин $M_{кт}$ і $M_{кп}$ було взято вираз:

де $\bar{M}_{кт}, \bar{M}_{кп}$ - відповідно середні значення моментів опору

$M_{кт}$ та $M_{кп}$;

$\sigma_{M_{кт}}$ і $\sigma_{M_{кп}}$ - стандарти моментів $M_{кт}$ та $M_{кп}$;

r - Коефіцієнт кореляції.

При аналізі та оцінці експлуатаційних властивостей машинно-тракторних агрегатів у процесі виконання технологічних операцій та процесів у моделі використовувалися фактичні та базові (або номінальні) значення енергетичних (частота обертання, годинна витрата палива, ефективна потужність, питома витрата палива) та техніко-економічних (продуктивність, питома витрата робочого часу, витрата палива на 1 га, прямі експлуатаційні витрати на одиницю виробітку) показників, які є "виходом" моделі.

Під впливом випадкових зовнішніх факторів енергетичні та техніко-економічні показники МТА також є випадковими величинами та визначаються своїми ймовірно-статистичними оцінками: законами розподілу, математичними очікуваннями, дисперсіями, середньоквадратичними відхиленнями та ін.

Авторами було зроблено припущення, що вихідні показники Y_i пов'язані з вхідними впливами $M_{кт}$ та $M_{кп}$ функціями зв'язку $Y_i = f_i(M_{кт}, M_{кп})$, що встановлюються у процесі лінійної апроксимації регуляторної характеристики двигуна Д-240.

Функції $F(Y_i)$, щільності $\varphi(Y_i)$ вихідних показників Y_i на різних навантажувальних режимах машинно-тракторного агрегату визначаються по ймовірнісних обчислювальних моделей з безперервним випадковим аргументом; математичні очікування $m(Y_i)$, дисперсії $D(Y_i)$, стандарти σ_{Y_i} та коефіцієнти варіації v_{Y_i} визначаються за моделлю с дискретним аргументом. За

моделлю с дискретним аргументом визначаються також математичні очікування вихідних показників.

Ефективність функціонування МТА на різних режимах роботи оцінюється приватними $\lambda_{\bar{y}_i}$ та узагальненими λ_{oj} імовірнісними коефіцієнтами, запропонованими професором Л.Є. Агєєвим. Приватний коефіцієнт визначається як ставлення математичного очікування $M(Y_i)$ показника Y_i для його

н

о При встановленні оптимальних режимів навантаження МТА в якості критеріїв оптимальності були прийняті екстремуми математичних очікувань: питомої витрати палива $[M(g_{ca})]_{\min}$; прямих експлуатаційних витрат на 1 га

н

а Т Безперервні зміни навантаження трактора при виконанні машинно-тракторним агрегатом технологічних операцій призводить до такої зміни максимальних значень ефективної потужності двигуна і мінімальних значень питомих ефективного і погектарного витрат палива.

о Найбільше відхилення спостерігається ефективної потужності двигуна, що з більш крутим зломом її характеристики проти іншими показниками. Таким чином, при більш пологій характеристиці і менш крутому зламі її в зоні розподілу випадкового навантаження, коливальний характер навантаження менший вплив на вихідний показник двигуна.

н Б Оптимальний режим навантаження $\lambda_{M_k^*}$ вибираємо по мінімуму узагальненого критерію $M[g_e]$, який можна розглядати як компромісний.

а

н

н

н

я

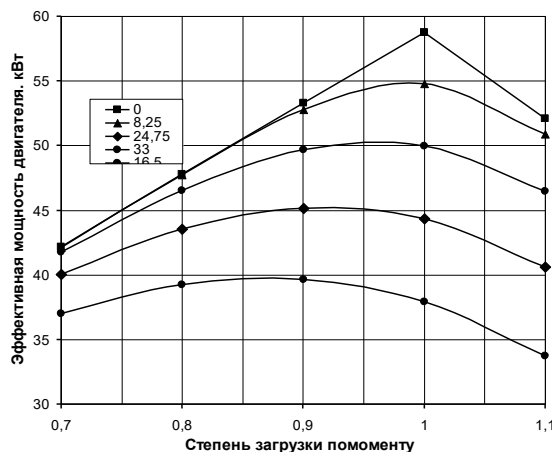
к

о

е

ф

і



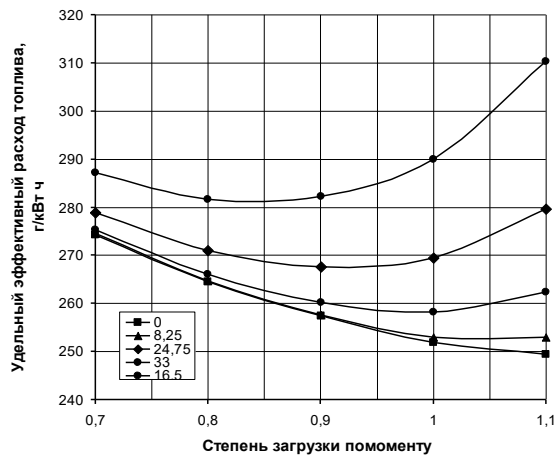


Рис.1.1 - Залежність ефективної потужності та питомої ефективної витрати палива від ступеня завантаження та нерівномірності моменту опору на вході у двигун.

При коефіцієнті варіації моменту опору на вході двигун $0 \leq v_{M_k} \leq 33$ екстремальний рівень навантаження двигунів змінюється у межах $0,844 \leq \lambda_{M_k^*} \leq 1,00$, а мінімальний рівень питомої ефективної витрати палива $1,00 \leq \lambda_{g_e^*} \leq 1,115$ при максимальному рівні ефективної потужності $0,676 \leq \lambda_{N_e^*} \leq 1,00$. Забезпечення оптимального завантажувального режиму дозволить підвищити ефективну потужність на 3,1% та знизити питому витрату палива на 3,4%.

Таким чином, запропонована ймовірна математична модель двигуна тягово-привідного агрегату дозволила теоретично на основі апріорної інформації оцінити ефективність функціонування МТА скомплектованого на базі трактора з тягово-причіпним модулем.

Безперервні зміни навантаження трактора під час виконання машинно-тракторним агрегатом технологічних операцій потребує безперервного автоматичного контролю над забезпеченням оптимальності режимів роботи тракторного двигуна, що у час з розвитком мікропроцесорної техніки стало можливим.

При обґрунтуванні оптимальних конструктивних параметрів комбінованого ґрунтообробного агрегату на базі технологічного модуля

авторами було враховано характеристики тракторів, режимів роботи створених на їх базі мобільних енергетичних систем та ґрунтові умови експлуатації.

В основу оптимізації авторами було взято положення, що змінна продуктивність w_{cm} залежить від робочих ширини захоплення B_p та швидкості v_p агрегату та коефіцієнта використання часу зміни. Враховувалося неоднозначне впливом геть зростання продуктивності збільшення робочих швидкості і ширини агрегату.

Підвищення робочої швидкості агрегату призводить до збільшення продуктивності МТА, але одночасно збільшує питомий тяговий опір агрегату, який залежить від ґрунтових умов, і призводить до підвищення енергоємності операції. Підвищення продуктивності МТА за рахунок збільшення робочої ширини захоплення агрегату призводить до збільшення тягового опору та зниження швидкості руху, а відповідно і продуктивності.

Таким чином, оптимізація параметрів та режимів роботи (робочої ширини захоплення B_p та робочої швидкості v_p різних МТА по максимуму w_{cm} можлива з урахуванням ґрунтових умов та впливу швидкості на зміну питомого опору агрегату).

Авторами було проведено оптимізацію параметрів та режимів роботи приводних машинно-тракторних агрегатів з комбінованими ґрунтообробними агрегатами по максимуму теоретичної продуктивності для МТА з тракторами класу 1,4; 2 і 3 для різних за механічним складом ґрунтів: піщаних, супіщаних; суглинистих: легень, середніх, важких.

Аналіз отриманих результатів дозволив дійти невтішного висновку, що досягнута максимальна теоретична продуктивність різних ґрунтах змінюється у широкому діапазоні (в 2,6...2,7 разу). Найбільшу теоретичну продуктивність кожному типі ґрунтів мають МТА з потужнішими тракторами. Оптимальна робоча ширина захоплення кожного з МТА, що розглядаються, змінюється більш ніж у три рази в залежності від механічного складу ґрунтів. Для ефективного використання МТА з трактором МТЗ-82 необхідно комплектувати комбінований ґрунтообробний агрегат шириною захвату від 2,06 до 5,50 м.

Діапазон оптимальних робочих швидкостей МТА є вузьким (від 6,0 до 7,6 км/год) і більше залежить від класу трактора, ніж від типу ґрунтів.

За результатами розрахунків авторами було зроблено вибір оптимальних робочих швидкості та ширини комбінованого ґрунтообробного агрегату для різних ґрунтових умов. Враховуючи те, що для різних умов роботи МТА необхідно мати комбінований ґрунтообробний агрегат із робочою шириною захоплення, що змінюється в широких межах, за основу була прийнята конструкція у вигляді технологічного модуля - рами з провідними колесами і набором різної кількості робочих модулів. Робочі модулі повинні легко з'єднуватись один з одним у будь-якому поєднанні в єдиний агрегат.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

2.1 Способи підвищення тягово-зчіпних властивостей енергетичного засобу на транспортних роботах

У сільському господарстві транспортно-енергетичні засоби (ТЕС), як правило, працюють у змішаних дорожніх умовах: бездоріжжя змінюється удосконаленим покриттям та навпаки. Їхня робота характеризується коливаннями обсягу перевезень та сезонністю транспортних робіт. Періоди внутрішньогосподарських та всередині садибних перевезень на малі відстані змінюються періодами перевезень на далекі відстані під час збирання та вивезення врожаю. Тому транспортно-енергетичні засоби повинні мати високу прохідність і бути пристосованими для роботи в умовах бездоріжжя з максимальним використанням вантажопідйомності [22, 23, 40, 49]. Здатність ТЕС працювати у різних умовах характеризується однією з її експлуатаційно-технічних властивостей - прохідністю.

Основна причина обмеженого пересування ТЕС по розмоклій та слизкій несучій поверхні - недостатнє зчеплення коліс із ґрунтом. Внаслідок цього виникає буксування провідних коліс, яке призводить, як правило, до зниження сил зчеплення між частинками ґрунту та зриву його верхніх несучих шарів, наприклад дернового покриву, в окремих випадках забивання малюнка протектора ґрунтом («засолювання»). Одночасно з цим зростає опір кочення колеса, так як воно заривається в ґрунт. Лише в деяких умовах, коли під трохи зволоженою поверхнею знаходиться досить щільний шар ґрунту, буксування може призвести до збільшення зчеплення. Таке ж явище спостерігається при буксуванні колісних тракторів на укочених снігових та обледенілих дорогах

Буксування провідних коліс впливає на тягово-зчіпні властивості, а отже, і прохідність ТЕС, оскільки прохідність трактора залежить від стану покриття дороги або ґрунтової поверхні, його конструктивних особливостей і

призначення шин, майстерності водія, швидкості руху та ін. - одне і з негативних явищ при взаємодії шини з поверхнею ґрунту. Воно обумовлено величинами коефіцієнтів зчеплення та опору кочення. Для роботи транспортно-енергетичних засобів в умовах бездоріжжя і тимчасового погіршення ґрунтово-кліматичних умов необхідно зберегти показники прохідності і тягово-зчіпних властивостей, отримані в звичайних умовах [33]. Збільшення прохідності та тягово-зчіпних властивостей ТЕС здійснюється за рахунок збільшення зчіпної ваги та поліпшення поверхні зчеплення провідних органів.

Поліпшити поверхню зчеплення провідних органів можна такими способами: поліпшенням «зчеплення» поверхні кочення рушія ТЕС (ланцюги протиковзання, накладні ґрунтозачеми і т. д.) і збільшенням опорної поверхні рушіїв транспортно-енергетичних засобів (напівгусеничний хід, здвоєні бали), арочні шини і т. д.). Використання накладних ґрунтозачепів збільшує коефіцієнт зчеплення, покращує тягово-зчіпні властивості і відкриває великі можливості для підвищення коефіцієнта корисної дії. Разом з тим додаткові металічні ґрунтозачеми не знижують додаткового тиску на ґрунт і не зменшують глибину сліду, що залишається колесом на ґрунті [9, 13, 19, 35, 68].

Напівгусеничний хід дозволяє значно підвищити тягові властивості ТЕС при роботі у важких ґрунтових умовах. Його недоліком є підвищений опір повороту, і навіть знижений ресурс роботи проти звичайної ходової системою

Збільшення зчіпної ваги здійснюють збільшенням числа зчіпляючих органів (чотири провідні колеса, активний міст та ін.) та збільшенням вагового навантаження на провідні колеса (навішування на провідні колеса додаткових вантажів та ін., розподіл ваги по опорах, перенесення реакцій ґрунту на провідні колеса).

При застосуванні активних причепів частина потужності двигуна передається на активний міст причепа, що дає можливість створити додаткову

силу тяги і істотно покращити тягові якості та прохідність ТЕС загалом [3, 57,

Навішування на провідні колеса додаткових вантажів, а також заповнення рідиною шин провідних коліс збільшують, з одного боку, силу тяги, а з іншого - опір перекочування внаслідок зростання маси. Тому вони можуть бути рекомендовані лише при роботах на міцних ґрунтах із малою вологістю. Зниження тиску повітря в шинах провідних і ведених коліс завжди дає позитивний ефект з точки зору прохідності. Збільшується площа контакту шини з ґрунтом, покращуються тягові якості, і знижується опір перекочування. Однак надмірне зниження тиску повітря викликає прискорене зношування шин і може призвести до прокручування їх відносно обода колеса [59, 61, 82,

Дотичну силу тяги провідних коліс можна підвищити шляхом збільшення значення коефіцієнта використання зчпної ваги ТЕС, який залежить від розподілу нормальних складових навантажень по провідних колесах і від усієї трансмісії приводу провідних коліс. При диференціальному приводі провідних коліс та осей розподіл провідних моментів між колесами залежить від роботи диференціала. Чим більший коефіцієнт блокування диференціала, тим повніше використовується зчпна вага трактора, отже краще його прохідність. проте при підвищенні коефіцієнта блокування погіршується керованість ТЕС при криволінійному русі, так як через різницю дотичних сил тяги на відстає і забігає колесах в площині дороги створюється момент, що перешкоджає повороту . Для усунення цього нестачі можна збільшити значення коефіцієнта використання зчпної ваги ТЕС методом розподілу ваги по провідних колесах.

Розподіл навантаження по провідних колесах ТЕС оцінюється коефіцієнтом навантаження y_1 і y_2 , де

$$y_1 = \frac{Y_1}{Q}$$

$$y_2 = \frac{Y_2}{Q}$$

де y_1 - коефіцієнт навантаження ведених коліс;

y_2 - коефіцієнт навантаження провідних коліс;

U Y - реакції ґрунту відповідно на ведені та провідні колеса ТЕС;

Q - загальне навантаження, що припадає на провідну вісь ТЕС.

При збільшенні y_1 відбувається розвантаження задніх коліс і довантаження передніх керованих коліс, тому внаслідок зростання втрат на буксування і перекочування ККД прагне до нуля. Найбільше значення тягового ККД ТЕС можна отримати при повному розвантаженні передніх коліс та передачі її на задні провідні колеса ($y_1 = 0$), але при цьому енергетичний засіб втрачає керованість. Практично максимальний тяговий ККД може бути при $1 > 0$, тобто при деякому навантаженні на передні колеса [1, 20, 21, 25]. Збільшити коефіцієнт навантаження провідних коліс можна за рахунок перенесення частини ваги причепа на задні колеса ТЕС. Симетричний диференціал розподіляє крутний момент на ліве і праве колесо порівну, незалежно від ґрунтових умов, це негативно позначається на тягово-зчіпні властивості ТЕС у тих випадках, коли провідні колеса виявляються в різних ґрунтових умовах. Для збільшення прохідності потрібно перемістити точку причепа в бік колеса, що буксує.

2.2 Вплив положення точки причепа на тягово-зчіпні властивості транспортно-енергетичного засоби

Для складання динамічних рівнянь руху тракторно-транспортного агрегату по рівній горизонтальній поверхні з однорідним тілом використовується принцип Даламбера. Принцип Даламбера прийнятний для будь-якої системи, якщо у будь-який момент часу до кожної з точок системи крім зовнішніх і внутрішніх сил, що діють на неї, приєднати відповідні сили інерції, то отримана система сил буде врівноваженою і до неї можна застосовувати всі рівняння статyki [129]. Математично принцип Даламбера виражається диференціальними рівняннями руху системи. Для їхнього

складання необхідно розглянути схему сил, що діють на серійний тракторно-транспортний агрегат при повороті (рис. 2.1)

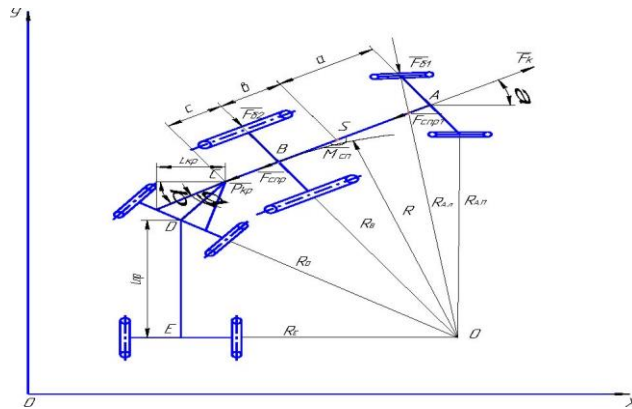


Рис.2.1. Схема сил на серійний тракторно-транспортний агрегат при повороті

рух трактора розглядатимемо в нерухомій системі координат XOY:

$M(сп)$ – сумарний момент опору повороту, $H \cdot m$;

$R_{сп1}$ і $R_{сп2}$ - сили опору руху переднього та заднього мостів відповідно, H ;

R_k - складова тягового опору машини, що агрегатується, паралельна поверхні шляху, H ;

a - відстань між переднім керованим мостом та центром мас трактора, m ;

b

- відстань від центра мас трактора до центра мас причепа, m ;

l

k l

d_p – довжина причепа, m ;

α – кут між переднім керованим коліс, віссю трактора та віссю абсцис, град;

γ – кут між поздовжньою віссю трактора та напрямком дії навантаження на гаку, град. аналіз системи рівнянь (1) показує, що рух тракторно-транспортного агрегату великий вплив надає дотична сила тяги провідних коліс. для роботи тракторів в умовах тимчасового погіршення ґрунтово-ґрунтових умов необхідно підвищити дотичну силу тяги за рахунок покращення тягово-зчіпних властивостей. як показують дослідження [135],

дотична сила тяги залежить від двох факторів – нормальної реакції дороги та коефіцієнта зчеплення коліс із ґрунтом:

$$P_k = f(Y, \varphi).$$

Дотична сила тяги провідних коліс при криволінійному русі визначається з рівняння:

$$P_k = Y_{np.k} \cdot \varphi_1 + Y_{lv.k} \cdot \varphi_2,$$

де $Y_{np.k}$ - нормальна реакція дороги на праве провідне колесо, Н; φ_1, φ_2 – коефіцієнти зчеплення правого та лівого провідних коліс; $Y_{lv.k}$ – нормальна реакція дороги на ліве провідне колесо, Н. якщо $\varphi_1 \neq \varphi_2$, то колесо, що знаходиться в гірших умовах, починає обертатися швидше, а колесо, що знаходиться в кращих за коефіцієнтом зчеплення умовах, з ведучого перетворюється на ведене. При цьому весь момент передається першому колесу. друге колесо не обертатиметься, і машина зупиниться. для усунення цього недоліку необхідно підвищити зчіпну вагу на провідні колеса трактора за рахунок використання коректора зчіпної ваги. ще більший ефект може бути досягнутий, якщо перерозподілити зчіпну вагу між провідними колесами трактора за рахунок усунення точки причепа від середини провідної осі. Це дозволить додатково перерозподіляти зчіпну вагу між задніми провідними колесами трактора, що ще більше покращить тягові якості трактора та зменшить буксування провідних коліс при криволінійному русі.

Розглянемо вплив додаткового навантаження та точки причепа на зчіпну вагу. у загальному вигляді схема сил та моментів, що діють на провідний міст тракторно-транспортного агрегату, за різних положень точки причепа показана на рисунку 2.2.

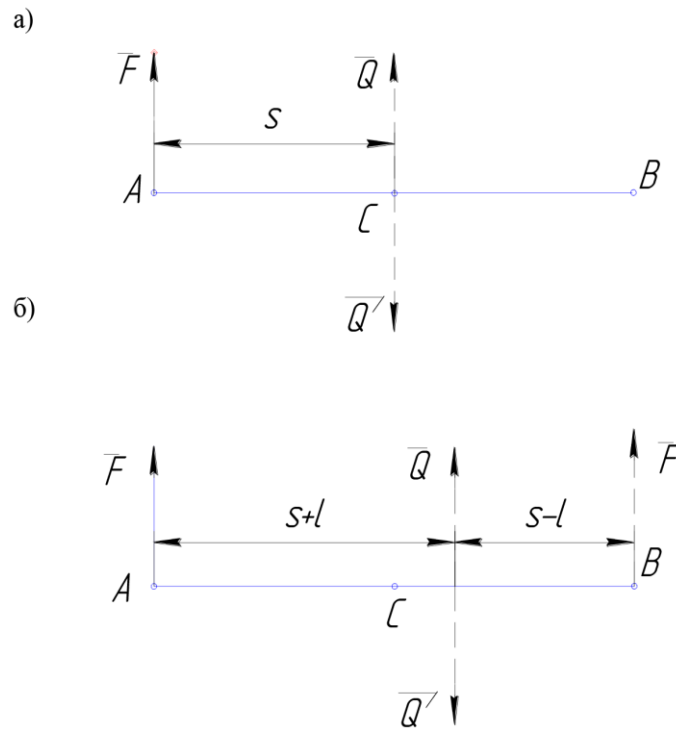


Рис.2.2. Схема сил та моментів, що діють на провідний міст ТТА

При зміщенні точки причепа в протилежний бік збільшення зчіпної ваги на праве колесо і розвантаження лівого відбуваються за аналогією, таким чином, зміщення точки причепа і збільшення додаткового навантаження у бік колеса, що буксує, дозволяють збільшити його зчіпну вагу, тим самим підвищити тягово-зчіпні властивості тракторно-транспортного агрегату, особливо при криволінійному русі.

2.3. Розрахунок тягово-зчіпних характеристик енергетичного засобу

Розроблений зразок модульної системи агрегування комплектується із трактора тягово-енергетичної концепції та тягово-причіпного модуля з навішеної на нього сільськогосподарської машини, або комплектується із трактора тягово-енергетичної концепції та технологічного модуля.

Тягово-причіпний модуль макетного зразка тягово-привідного МТА виконано з використанням корпусу заднього мосту трактора МТЗ-80 та заднього провідного мосту автомобіля ГАЗ-52. Тягово-причіпний модуль навішується на трикутник заднього навісного механізму трактора МТЗ-80/82

або МТЗ-1221 та має привід від його валу відбору потужності (ВОМ). Всі елементи з'єднання (навісний пристрій, ВОМ, гідро-, пневмо- та електрокомунікації) звичайні. Для стикування трактора та тягово-причіпного модуля останній оснащений передньою висувною опорою. Тягово-причіпний модуль є візком з активними колесами оснащеним універсальним гідравлічним навісним обладнанням, необхідним для виконання польових технологічних операцій. Привід провідних коліс тягово-технологічного модуля здійснюється через вал відбору потужності трактора. Таким чином, МТА сформований на базі колісного трактора має додатковий провідний міст, що дозволяє використовувати зчіпну вагу не тільки трактора, а й тягово-причіпного модуля з навішаним на нього сільськогосподарським знаряддям.

Існуючий енергетичний модуль оснащений приводним редуктором, гідронавіскою трактора МТЗ-80 та провідними колесами. Обертання від валу відбору потужності трактора до енергетичного модуля передається через карданний вал і приводний редуктор. Для того, щоб приєднати енергетичний модуль до трактора, виготовляються тяга і розкіс. До тяги приєднується причіпне вушко, щоб приєднати до навішування трактора. Тяга кріпиться на міст модуля за допомогою хомутів, які приварюються до тяги. Розкіс приварюється догори тяги. Між розкосом і потягом встановлюються втулки для міцності. На розкіс зверху встановлюється плита, яка служить для закріплення гідроциліндра та поворотного валу гідросистеми. Тяги гідросистеми модуля кріпляться на провідний міст за допомогою кріплень. У плиті, розкосі та тязі свердяться отвори, для скріплення цих деталей шпильками.

Тягово-причіпний модуль оснащений тим самим робочим обладнанням, що й трактор МТЗ-82. Застосування виносної гідравлічної системи трактора дозволяє застосувати під час виконання технологічної операції позиційно силовий регулятор, що забезпечує використання частини ваги знаряддя збільшення зчіпної ваги пропонованого модуля. Отримання додаткових тягових зусиль дозволяє використовувати перспективні в тому числі

напівнавісні широкозахватні або комбіновані зброї з тракторами меншого тягового класу. Розроблений тягово-причіпний модуль оснащений узгоджувачим редуктором, від якого здійснюється привід його провідних коліс та ВОМ.

Для пробного виїзду в поле на агрегаті необхідно провести ряд наступних регулювань робочих органів та вузлів:

- підготовка причіпного пристрою для агрегування з трактором.
- перевірка гідросистеми трактора та енергетичного модуля, щоб ніде не підтікали шланги.
- установка ходу глибини ходу робочих органів: підстановкою підкладок ходу робітників під колеса культиватора та по черзі обертанням гвинтових механізмів, підйому коліс.

Автоматичне блокування вертикального шарніру транспортно-технологічного модуля

Призначена для автоматичного блокування вертикального шарніра ТТМ при орні, на транспорті та ін. роботах з метою забезпечення прямолінійності ходу МЕМ, передбачена можливість забезпечення примусового блокування вертикального шарніра за необхідності маневрування заднім ходом (при зчіпці з с.-г. машинами та ін.).

Автоматичне блокування складається з клапана блокування, 2-х гідроциліндрів, панелі керування із встановленими на ній контрольною лампою, вимикачами та реле, сполучних шлангів та електроприводів.

Електричний сигнал на розблокування при автоматичному блокуванні вертикального шарніра надходить від датчика АБД заднього моста енергомодуля, причому незалежно від включення АБД енергомодуля чи ні.

Клапан блокування кріпиться на пластині кронштейна та складається з корпусу, електромагніту, золотника, штовхача, пружини, пробки.

Через канали А і Б клапана з'єднані порожнини гідроциліндрів (лівого та правого), підживлення система здійснюється з гідросистеми трактора.

Порожнина клапана з'єднана шлангом з корпусом трансмісії трактора і призначена для зливу витоків масла.

Керований електромагнітом золотник або перекриває порожнини А і Б (вертикальний шарнір блокований) або повідомляє їх (вертикальний шарнір розблокований). Вимикач встановлений на осі вертикального шарніра та взаємодіє з профільною частиною кронштейна, встановленого на трубі балансира.

При прямолінійному русі профільна частина кронштейна впливає на кульку вимикача та контакти її замикаються; при повороті ТТМ щодо трактора та контакти розмикаються.

Контрольна лампа сигналізує про включення блокування вертикального шарніра.

Вимикач має три положення:

-переднє: автоматичне блокування вертикального шарніра, при цьому при прямолінійному русі вертикальний шарнір буде блокований, так як клапан блокування перекриває канали, що повідомляють порожнини лівого та правого циліндрів вертикального шарніра; при повороті рульового колеса трактора на 8° - 10° датчик АБД заднього моста трактора, змонтований на ГУРі, розімкне ланцюг електромагніту клапана блокування і блокування вимикається.

-Середнє положення: блокування вертикального шарніра вимкнена і забезпечується поворот ТТМ в горизонтальній площині щодо трактора 30° .

-заднє положення: примусове блокування вертикального шарніра під час руху заднім ходом (включається одночасно з вимикачем).

Положення вимикача, що використовується при маневруванні заднім ходом: - переднє: вертикальний блокується при будь-якому куті повороту щодо вертикального шарніра;

-Заднє: вимкнено; при цьому керування блокуванням вертикального шарніра здійснюється вимикачем.

Автоматичне блокування вертикального шарніра діє таким чином:

-блокування вимкнено, масло з порожнин циліндрів перетікає через канали клапана блокування, забезпечуючи вільний поворот ТТМ щодо трактора; з метою гасіння виникаючих при наїзді на перешкоди та поворотах кутових коливань ТТМ щодо вертикального шарніра в магістралях, що з'єднують різноманітні порожнини лівого та правого циліндрів, встановлені уповільнювальні клапани.

- включене автоматичне блокування; обмотка магніту управління золотником клапана блокування з'єднуються через вимикачі, реле, електричний ланцюг з датчиком АБД трактора; якщо датчик АБД увімкнений, магніт пересуває золотник клапана блокування, перекриває його канали; шарнір блокується. Блокування у своїй можливе лише за прямолінійному русі МЭС (трактора і ТТМ), тобто. коли контакти вимикача (датчика) замкнуті.

При повороті коліс трактора більш ніж на 10° ... 12° датчик АБД розмикає ланцюг, також знеструмлюється обмотка клапана блокування вертикального шарніра, і золотник пружиною переводиться у вимкнене положення: вертикальний шарнір при цьому розблокується.

Блокування примусове. В цьому випадку обмотка магніта замикається на "+" джерела живлення, золотник перекриває канали клапана блокування та вертикальний шарнір блокується. Позиція використовується лише одночасно з вимикачем – для маневрування заднім ходом.

Автоматичне блокування використовується на оранці, транспортних роботах для підвищення стійкості прямолінійності ходу, запобігання "складання" агрегату трактор - ТТМ та ін.

Вертикальний шарнір ТТМ може бути заблокований під будь-яким кутом - від 0° до 30° . При цьому вимикач автоматичного блокування вертикального шарніра має бути встановлений у положення "примусове" (заднє). Після закінчення маневрування заднім ходом вимикач повинен бути вимкнений. Заповнення системи автоматичного блокування вертикального шарніра ТТМ маслом здійснюється від додаткових висновків гідросистеми трактора Т - І 42: для цього висновки системи блокування ТТМ з'єднуються за допомогою муфт,

що швидко з'єднуються, шлангами з додатковими висновками гідросистеми трактора, після з'єднання рукоятка гідророзподільника використовуваної секції по черзі встановлюється в положення та "опускання".

Таблиця 2. 1. Технічна характеристика МЕС-200

Показник	ЕМ	ТТМ	МЕМ
Експлуатаційна маса без баласту, кг			
Розподіл зчіпної ваги, Н, по осях:			
- Передня			
- Задня			
Дорожній просвіт, мм			
Колія, м			
Розмір шин			16,9P38
Мінімальний радіус повороту, м			
Габаритні розміри, мм			

2.4 Розрахунок та побудова тягових характеристик трактора МТЗ-82 з використанням енергетичного модуля і без нього

Для розрахунку передавального відношення трансмісії енергетичного модуля скористаємося коефіцієнтом кінематичної невідповідності:

$$K = \frac{1 - V_{TK}}{V_{TM}} \quad (2.2)$$

де V_{TK} і V_{TM} - відповідно теоретичні швидкості задніх провідних коліс трактора та коліс енергетичного модуля.

Теоретичні швидкості задніх провідних коліс трактора та коліс енергетичного модуля визначимо відповідно:

$$V_{TK} = \frac{\omega_D * r_k}{i_{TP}}$$

$$V_{TM} = \frac{\omega_D * r_{KM}}{i_{TPЭМ}}$$

де

i_{TP} - передатне відношення трансмісії трактора;

ω_D - Кутова швидкість колінчастого валу двигуна;

$i_{ТРЭМ}$ - Передатне відношення трансмісії енергетичного модуля.

З урахуванням останнього коефіцієнт кінематичної невідповідності дорівнюватиме:

$$K = \frac{1 - r_K * i_{ТРЭМ}}{i_{ТР} * r_{KM}} \quad (2.4)$$

Найкращі тягові показники трактора з енергетичним модулем можливі за умови, що коефіцієнт кінематичної невідповідності дорівнюватиме нулю. Тоді

$$i_{ТРЭМ} = \frac{i_{ТР} * r_{KM}}{r_K} \quad (2.5)$$

Динамічні радіуси r_K провідних коліс трактора та r_{KM} коліс енергетичного модуля визначаємо за такою формулою:

$$r_K = 10^{-3} * [0,5 * d + (0,8...0,85) * B]$$

д

е

d

Е

Відповідно до [1, с. 508] для профілю колеса відношення трансмісії для шостої передачі і значення динамічних радіусів отримаємо:

$$i_{ТРЭМ} = \frac{i_{ТР} * r_{KM}}{r_K} = \frac{49,06 * 0,422}{0,725} = 28,56$$

Враховуючи, що передатне відношення трансмісії ВОМ дорівнює $i_{ТРВОМ} = 4,63$, тоді необхідне передатне відношення моста енергетичного модуля дорівнюватиме:

q

$$i_{ТРЭМ} = \frac{i_{ТРЭМ} * u}{i_{ВОМ} * a} = \frac{28,56}{4,63} = 6,17$$

Таке передатне відношення має провідний міст автомобіля ГАЗ-52.

З урахуванням того, що маса енергетичного модуля становить $m_{ЭМ} = 450 \text{ кг}$ визначимо максимальну дозичну силу тяги енергетичного модуля зі зчеплення.

n

$$P_{k\phi} = \varphi_{цц} * m_{ЭМ} * g = 0,7 * 450 * 9,81 = 3,09 \text{ кН},$$

3

$$r_K = 25,4 * 10^{-3} * [0,5 * 38 + 0,8 * 12] = 0,725 \text{ м}$$

де $\varphi_{\text{сц}}$ - Коефіцієнт зчеплення;

g - прискорення вільного падіння.

Використовуючи довідкові дані трактора МТЗ-82, готуємо вихідні дані для розрахунку на ПЕОМ тягових характеристик трактора і зводимо їх до таблиці 3.1. При розрахунку тягової характеристики трактора визначаємо для заданих значень $\varphi_{\text{сц}}$ і f , величини теоретичної та дійсної швидкості (V_T, V_D), дотичної сили тяги та гакового зусилля (P_K і P_{KP}), гакової або тягової потужності N_{KP} , питомої гакової витрати палива g_{KP} у функції обертів дизеля на кожній передачі та значення при номінальному навантаженні дизеля. Розрахункові формули мають вигляд:

$$V_T = \frac{2 * \pi * r_K * n_e}{i_{TP}}, \text{ м/с} \quad (2.7)$$

$$V_D = V_T * (1 - \delta), \text{ м/с} \quad (2.8)$$

де δ – буксування.

При розрахунку буксування використовувалися формули, отримані шляхом апроксимації усереднених дослідних буксування кривих для різних агрофонів. Для колісних тракторів:

$$\delta = \frac{(0,762y - 1,64y^2 + 1,404y^3)}{(10,167 - 32,5\varphi + 28,33\varphi^2)}; \text{ при } y > 0,5 \quad (2.9)$$

$$\delta = \frac{0,29}{(10,167 - 32,5\varphi + 28,33\varphi^2)} * \varphi; \text{ при } y \leq 0,5 \quad (2.10)$$

$$\text{де } y = \frac{P_{KP}}{\lambda g m_{\text{э}} \varphi}$$

Дотична сила тяги:

$$P_K = \frac{(N_e - N_{\text{ВОМ}} / \eta_{\text{ВОМ}})}{2\pi_e r_K} \eta_{TP} i_K, \text{ кН}, \quad (2.11)$$

Сила опору коченню трактора:

$$P_f = f g m_{\text{э}}, \text{ кН} \quad (2.12)$$

Гакові зусилля:

$$P_{KP} = P_K - P_f, \text{ кН} \quad (2.13)$$

Крюкова потужність:

$$N_{KP} = P_{KP} v_d, \text{ кВт} \quad (2.14)$$

Питома гакова витрата палива:

$$g_{KP} = \frac{10^3 G_0}{N_{KP}}; \text{ г/кВт год} \quad (2.15)$$

Тяговий ККД:

$$\eta_T = \eta_{TP} \frac{P_{TP}}{P_K} (1 - \delta) \quad (2.16)$$

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку на ПЕОМ

Найменування	Позначення	Величина
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_{CH}	58,84
Номінальна частота обертання, об/хв	n_{CH}	2200
Номінальна питома витрата, г/кВт год	g_{CH}	238
Потужність, що знімається з ВОМ, кВт	$N_{ВОМ}$	39,62
		30,93
		17,96
		9,84
		9,41
		9,08
		7,83
		7,41
0		
ККД трансмісії	η_{TP}	0,867
		0,866
ККД приводу ВОМ	$\eta_{ВОМ}$	0,881
		0,908
Радіус ведучого колеса, м	$r_{до}$	0,725
Кількість передач	Z	8
Передавальні числа трансмісії	i_{TP}	241,95
		142,1

		83,53
		68,0
		57,43
		49,06
		39,94
		33,73
Маса трактора, т	m_e	3,2
Коефіцієнт зчеплення	$\varphi_{сц}$	0,7
Коефіцієнт кочення	f	0,09
Коефіцієнт зчипної маси	$\lambda_{до}$	1

3. ПРАКТИЧНЕ РІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-СЦЕПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ

3.1 Розрахунок операційних карт

Розрахунок операційної картки для агрегату МТЗ-82+ПЛН-3-35

Вихідними даними для розрахунку операційної картки є такі характеристики виробничих умов:

Площа поля – 133га.

Довжина гону – 350м.

Аерофон – стерня.

Культура – озиме жито.

Для оранки стерні застосовуємо трактор МТЗ-82 в агрегаті з плугом ПЛН-3-35 із шириною захвату 1,05 м.

Таблиця 3.1 - Техніка-економічна характеристика трактора МТЗ-82

Показники	Передачі трактора			
Тягова потужність N_{max} , кВт				
Тягове зусилля P_n , кН				
Робоча швидкість; км/год				

Визначаємо вагу плуга, що припадає на один корпус:

$$g_k = \frac{P}{n} = \frac{8}{3} = 2,7 \text{кН}$$

де P - вага плуга, Н;

n - Кількість корпусів, шт.

Тяговий опір одного корпусу:

$$R_k = 0.8 * a * b * k + g_{kop} * C * \frac{i}{100}, \text{Н}$$

де a – глибина, м;

b - ширина захвату, м;

k -питоме тягове опору;

$g_{\text{кор.}}$ - вага на один корпус плуга, Н;

C - Коефіцієнт $C = 12$.

$$R_k = 0.8 * 0.25 * 0.35 * 8 + 2.7 * 1.2 = 3.8 \text{ kH}$$

$$R_k = 3.8 * 3 = 11.4 \text{ kH}$$

Коефіцієнт використання сили тяги:

$$\delta_T = \frac{R_k}{R_H} \quad (3.4)$$

де R_H – тягове зусилля.

$$\delta_{T2} = \frac{11,8}{14,7} = 0,8$$

$$\delta_{T3} = \frac{11,8}{14,55} = 0,81$$

$$\delta_{T4} = \frac{11,8}{13,8} = 0,89$$

$$\delta_{T5} = \frac{11,8}{11,87} = 0,99$$

δ_T - Коефіцієнт використання сили тяги трактора $\delta_T = 0.87$.

Таким чином, обробка повинна проводитися на четвертій передачі зі швидкістю 5,6 км/год. Можливо працювати на п'ятій передачі зі швидкістю 7,35 км/год.

Зниження продуктивності з- за неодружених ходів на поворотах залежить не тільки від кінематичної характеристики або форми повороту, але і від способу руху. Радіус повороту $R = 6\text{м}$.

Номінальна ширина поворотної лінії:

$$E = (1...2,8) * R$$

$$E = 1 * 6 = 6\text{м}$$

Довжина робочого ходу:

де I - Довжина гону, м.,

$$I_p = I - 2 * E$$

$$I_p = 350 - 2 * 6 = 338\text{м}$$

Середня довжина холостого ходу:

$$I_{xx} = 6 * R + 2 * I \quad (3.7)$$

де I - Довжина виїзду агрегату,

$$I = 6, I_{xx} = 6 * 6 + 2 * 6 = 48 м$$

Визначасмо коефіцієнт робочих ходів:

$$\alpha = \frac{338}{338 + 48} = 0,88$$

$$\alpha = \frac{I_p}{I_p + I_{xx}}$$

Час робочого ходу:

$$t_p = \frac{338}{60 * 2,5} = 2,25 \text{ мин}$$

$$t_p = \frac{I_p}{60 * U_p}$$

Час холостого ходу:

$$t_x = \frac{48}{60 * 4,1} = 0,2 \text{ мин}$$

$$t_x = \frac{I_{xx}}{60 * U_x}$$

Продуктивність за один робочий хід:

$$W_1 = I_p * B_p$$

де U_p - Ширина захоплення, м.,

$$W_1 = 326 * 1.05 = 335 м^2 = 0,0355 га$$

Годинна продуктивність:

$$W_0 = 0,1 * B_p * \delta_p \quad (3.12)$$

де B_p - Коефіцієнт захоплення $B_p = 0,98$.

$$B_c = B_k * B_p = 1,05 * 0,98 = 1,029 м$$

$$W_0 = 0,1 * 1,029 * 7,25 = 0,75 га / час$$

Змінна продуктивність агрегату.

$$N_{см} = W_0 * T_p$$

де T_p – чистий робочий час протягом зміни, год.

$$T_p = \frac{T_{см} - (T_{пз} + T_{обс} + T_{омх})}{1 + \tau_{ес}}$$

Час попередньо – завершально роботи:

де $T_{стотр} = 26 \text{ мин}$ - Витрати часу на технічне обслуговування трактора;

$T_{стосхм} = 10 \text{ мин}$ - Витрати часу на технічне обслуговування культиватора;

$T_{ни} = 5 \text{ мин}$ - Час отримання наряду;

$T_{ни} = 15 \text{ мин}$ - Час здачі роботи.

$$T_{нз} = 26 + 10 + 5 + 15 = 46 \text{ мин}$$

Час організаційно-технічного обслуговування агрегату на загоні:

$$T_{обс} = T_{оро} + T_{тро} + T_{то} + T_{отх}$$

де $T_{оро} = 5 \text{ мин}$ - Час очищення робочих органів.

$T_{тро} = 10 \text{ мин}$ - час технічного регулювання органів

$T_{то} = 10 \text{ мин}$ - час технічного обслуговування

$T_{отх} = 30 \text{ мин}$ - час відпочинку на механізованих роботах

$$T_{обс} = 5 + 10 + 10 + 30 = 45 \text{ мин}$$

Коефіцієнт допоміжних робіт визначається за такою формулою:

$$r_{вс} = r_{нов} + r_{тр}$$

Коефіцієнт поворотів:

$$r_{нов} = r_{тр} * \frac{U_{ср} * C}{3,6 * I}$$

де $U_{ср}$ - середня робоча швидкість $U_{ср} = 2,1 \text{ м/с}$

$$r_{нов} = 0,3 * 60 * \frac{2,5}{3,6 * 1000} = 0,012$$

Коефіцієнт внутрішніх переїздів із поля на полі:

$$r_{неп} = (t_{нл} + \frac{I_{неп}}{U_{тр}}) * \frac{W}{F_{ср}}$$

де $t_{нл} = 3 \text{ мин}$ - час підготовки агрегату до переїзду;

$I_{неп} = 0,93 \text{ км}$ - Відстань одного переїзду;

$F_{ср} = 130 \text{ га}$ - Середня площа поля;

$U_{тр} = 15 \text{ км/ч}$ - Транспортна швидкість агрегату;

$$r_{неп} = (0,05 + \frac{0,93}{15}) * \frac{355}{130} = 0,25$$

$$r_{\text{сc}} = 0,012 + 0,25 = 0,26$$

$$T_p = \frac{420 - (46 + 25 + 30)}{1 + 0,26} = 253 \text{ мин} = 4,22 \text{ ч}$$

$$N_{\text{сm}} = 0,75 * 4,22 = 3,17 \text{ га}$$

Визначаємо витрату палива:

$$P_m = \frac{N_{\text{дс}} * g * h}{W_0}$$

де $N_{\text{дс}} = 59 \text{ кВт}$

$$g = 0,238 \text{ кг} / \text{кВт} * \text{ч}$$

$$P_m = \frac{59 * 0,238 * 0,97}{0,75} = 18,16 \text{ кг} / \text{га}$$

Визначаємо витрату палива на весь обсяг робіт:

$$Q = 133 * P_m$$

$$Q = 133 * 18,16 = 2415,41 \text{ кг}$$

3.2 Результати експериментальних випробувань щодо розподілу зчпної ваги між провідними колесами трактора

При дослідженні криволінійного руху колісного трактора доводиться розглядати завдання про розподіл сумарної дотичної сили трактора провідними мостами і колесами, оскільки це впливає певним чином на траєкторію криволінійного руху. Розподіл сумарної сили тяги залежить значною мірою від схеми трансмісії. Працюючи диференціала кожне провідне колесо може вільно вписуватися у свою криву. внаслідок цього момент опору повороту виходить відносно невеликим. блокування міжколісного диференціала призводить до перерозподілу при криволінійному русі тягового зусилля між внутрішнім та зовнішнім колесами моста, внаслідок чого виникає додатковий момент опору повороту, від якого залежать параметри траєкторії руху та повертання трактора [122, 136, 178]. внаслідок цього поворот необхідно здійснювати з вимкненим блокуванням диференціала. Підвищення тягово-зчпних властивостей цього в цих умовах можна досягти за рахунок переміщення точки причепа з подальшим її довантаженням. щоб

конструктивно здійснити таку вимогу, слід змонтувати на навісній системі трактора установку зміни точки причепа. створення додаткового навантаження на провідні колеса трактора можна досягти за рахунок постановки гідроциліндра між причіпним пристроєм та його передньою віссю. з'єднуючи гідроциліндр із гідросистемою трактора можна штучно змінювати навантаження на провідні колеса.

Зі збільшенням додаткового навантаження зчіпна вага збільшилася. При знаходженні точки причепа в середині заднього ведучого мосту трактора додаткове навантаження рівномірно розподіляється на обидва колеса трактора та збільшується з 14,3 до 18,5 кН. У міру видалення точки причепа від центру трактора навантаження на провідне колесо збільшується . наприклад, при зміщенні точки причепа вправо навантаження на праве колесо збільшується з 14,3 кН в центрі до 15,5 і 16,5 кН на відстані 0,30 м і 0,60 мм відповідно. збільшення додаткового навантаження також впливає розподіл зчіпної ваги між провідними колесами трактора. так, при збільшенні додаткового навантаження від 4,9 до 36,75 кН навантаження на праве колесо при тому зміщенні збільшується з 15,5 до 20,5 кН і з 16,5 до 24,3 кН.

При цьому на ліве колесо навантаження зменшується. Так, при знаходженні точки причепа в центрі вона становить 185 кН при додатковому навантаженні 3675 кН. При зменшенні додаткового навантаження до 4,9 кН зчіпна вага на ліве колесо зменшується до 14,3 кН. При зміщенні точки причепа у бік правого ведучого колеса навантаження зміниться до 16,3 і 13,5 кН з відривом 0,60 м, з відривом 0,30 м вона змінить свої значення до 14 і 12,8 кН. дослідження проводилися і при переміщенні точки причепа вправо на 0,15 і 0,45 м. аналогічні результати досліджень отримані при зміщенні точки причепа в ліву сторону.

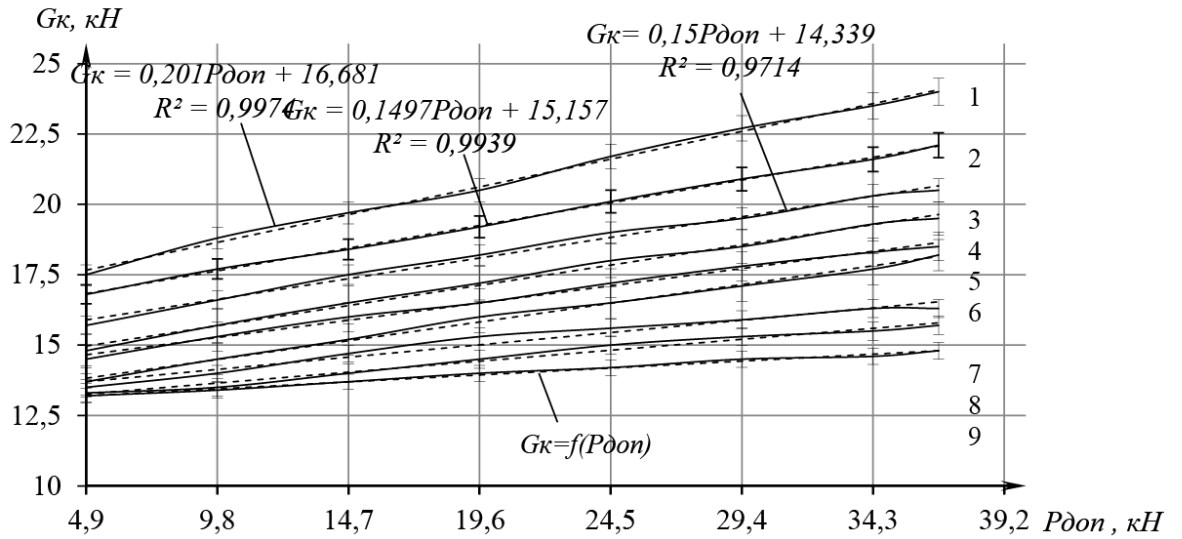


Рис. 3.1. Залежність зчіпної ваги від додаткового навантаження на гаку: 1, 2, 3, 4, 5 – навантаження на праве колесо; 5, 6, 7, 8, 9 – навантаження на ліве колесо; розташування точки причепа; 1, 9 - 0,60 м; 2, 8 – 0,45 м; 3, 7 - 0,30 м; 4, 6 - 0,15 м; 5 – центр

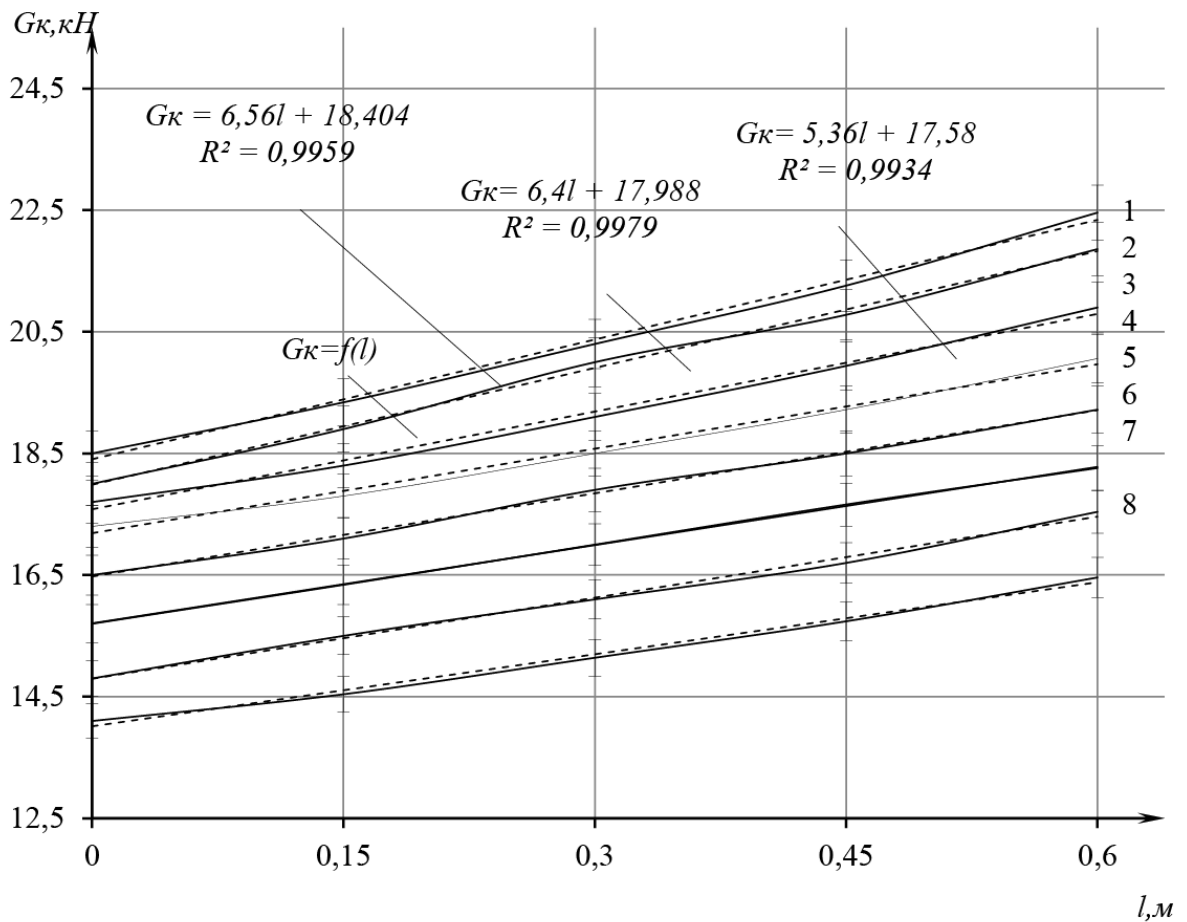


Рис. 3.2. Залежність навантаження праве колесо від переміщення точки причепа вправо: 1 – Рдоп = 36,75 кН; 2 - Рдоп = 34,3 кН; 3 - Рдоп = 29,4 кН; 4 – Рдоп = 24,5 кН; 5 - Рдоп = 19,6 кН; 6 - Рдоп = 14,7 кН; 7 - Рдоп = 9,8 кН; 8 – Рдоп = 4,9 кН

Навантаження на праве провідне колесо при зменшенні додаткового навантаження від 36,75 до 4,9 кН змінюється від 18,5 до 14 кН в центрі та від 16,6 до 13,5 кН при зміщенні точки причепа на 0,30 м. на відстані 0,60 м від центру вона становить 17,7 та 12,9 кН відповідно.

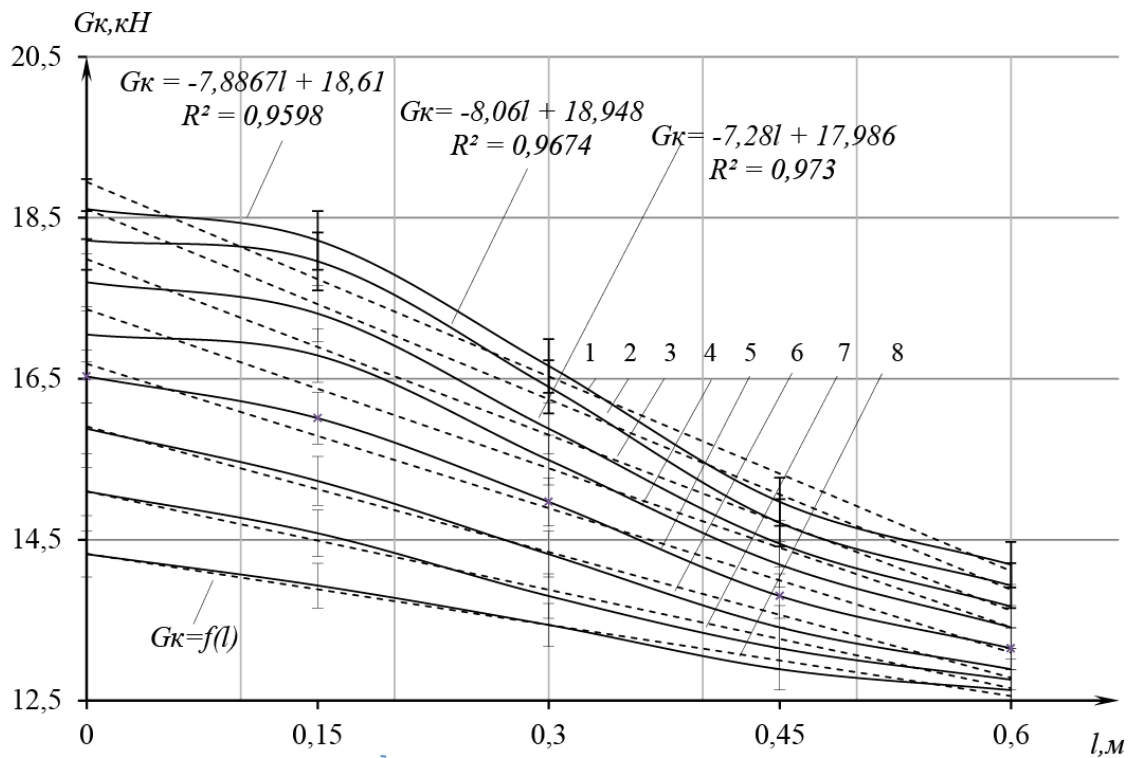


Рис. 3.3. Залежність навантаження на ліве колесо від переміщення точки причепа праворуч: 1 – Рдоп = 36,75 кН; 2 - Рдоп = 34,3 кН; 3 - Рдоп = 29,4 кН; 4 – Рдоп = 24,5 кН; 5 - Рдоп = 19,6 кН; 6 - Рдоп = 14,7 кН; 7 - Рдоп = 9,8 кН; 8 – Рдоп = 4,9 кН

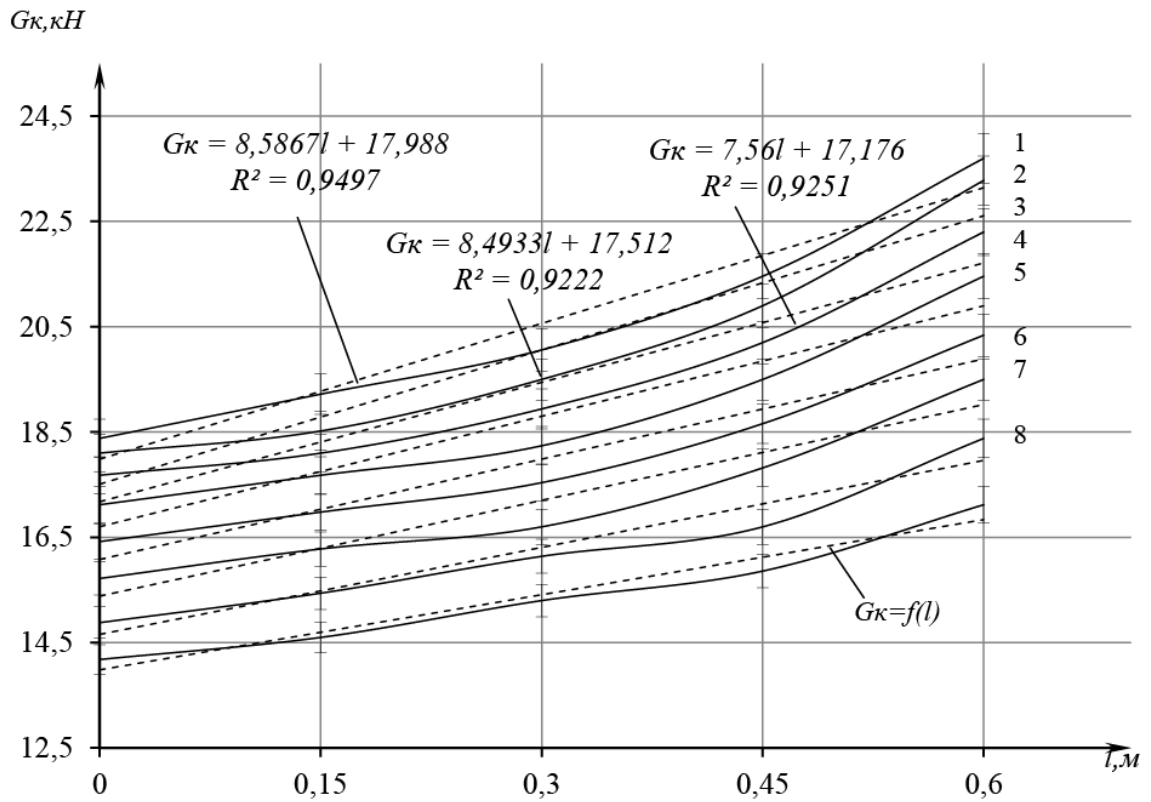


Рис. 3.4. Залежність навантаження на ліве колесо від переміщення точки причепа вліво: 1 – $R_{доп} = 36,75$ кН; 2 - $R_{доп} = 34,3$ кН; 3 - $R_{доп} = 29,4$ кН; 4 – $R_{доп} = 24,5$ кН; 5 - $R_{доп} = 19,6$ кН; 6 - $R_{доп} = 14,7$ кН; 7 - $R_{доп} = 9,8$ кН; 8 – $R_{доп} = 4,9$ кН

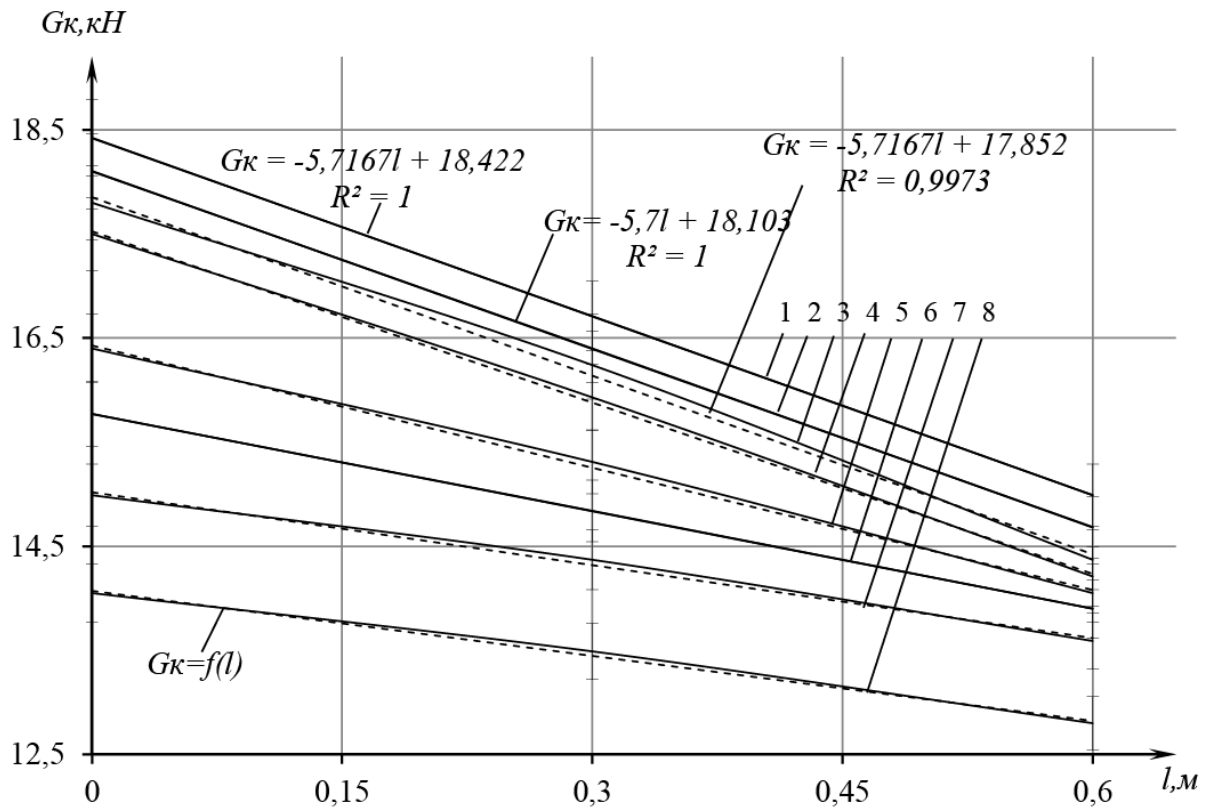


Рис. 3.5. Залежність навантаження праве колесо від переміщення точки причепа вліво: 1 – $R_{доп} = 36,75$ кН; 2 - $R_{доп} = 34,3$ кН; 3 - $R_{доп} = 29,4$ кН; 4 – $R_{доп} = 24,5$ кН; 5 - $R_{доп} = 19,6$ кН; 6 - $R_{доп} = 14,7$ кН; 7 - $R_{доп} = 9,8$ кН; 8 – $R_{доп} = 4,9$ кН

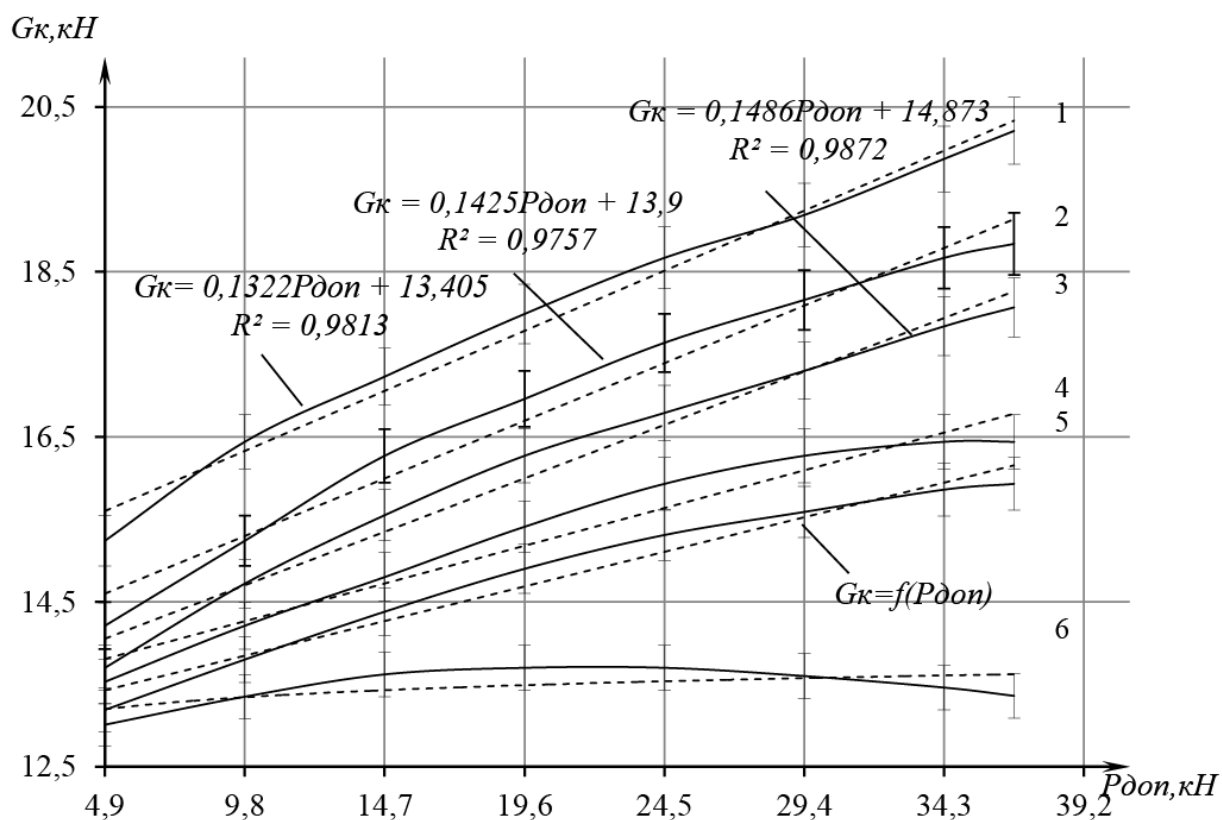


Рис. 3.6. Залежність зчіпної ваги від додаткового навантаження на гаку при зміщенні точки причепа ліворуч під кутом 135° : 1, 2, 3 – навантаження на ліве колесо; 4, 5, 6 – навантаження на праве колесо; розташування точки причепа: 1,6 – 0,60 м; 2, 5 – 0,15 м; 3, 4 – центр

4. ПАЛІАТИВНІ ЗАХОДИ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ

.1 Заходи на підвищення тягово-зчіпних характеристик без модернізації

Фактори, які найбільше впливають на тягово-зчіпні показники:

1. Тип ґрунту: Властивості ґрунту (такі як вологість, текстура, стисненість) мають великий вплив на тягові характеристики. Ґрунти з високим вмістом глини часто надають гіршу тягу порівняно з піщаними ґрунтами.

2. Вага трактора: Вес трактора та розподіл навантаження мають велике значення для покращення тягових характеристик. Великий вага трактора сприяє кращому утриманню тяги на передніх колесах.

3. Тип та стан шин: Вибір правильних шин та їх стан (протектор, тиск) впливають на тягу та зчіплення трактора з ґрунтом.

4. Наявність переднього підйому: Трактори з переднім підйомом мають перевагу у стабільності та тягових характеристиках.

5. Глибина обробітку: Глибина обробітку плугом чи іншими робочими органами може впливати на опір ґрунту і, відповідно, на тягові характеристики.

Фактори, які найменше впливають на тягово-зчіпні показники:

1. Тип покриття: Тверде асфальтоване покриття або бетон не має великого впливу на тягові характеристики, оскільки трактори зазвичай пристосовані для руху в таких умовах.

2. Аеродинамічний опір: Оскільки трактори рухаються повільно і мають великий фронтальний силует, аеродинамічний опір не є критичним фактором для тягово-зчіпних характеристик.

3. Температура повітря: При обробці ґрунту температура повітря має обмежений вплив на тягові характеристики.

Заходи для підвищення тягово-зчіпних характеристик без модернізації можуть бути корисними, особливо якщо модернізація не є можливою або фінансово нецільовою. Нижче наведені деякі заходи та підходи, які

допоможуть підвищити тягово-зчіпні характеристики енергетичного засобу без модернізації:

Оптимізація експлуатаційних умов: Важливо дотримуватися рекомендацій виробника щодо обслуговування та експлуатації техніки. Це включає в себе правильне регулярне технічне обслуговування, зміну мастильних матеріалів та дотримання оптимальних параметрів експлуатації.

Контроль стану колісної пари: Регулярна перевірка та налагодження тиску в шинах, а також правильне балансування коліс допоможе зберегти максимальну тягово-зчіпну здатність.

Правильний вибір обладнання: Важливо вибирати обладнання, яке відповідає специфікаціям конкретних робіт та умов ґрунту. Наприклад, вибір правильних типів шин, робочих органів та причепів може значно вплинути на тягово-зчіпні характеристики.

Оптимізація робочих режимів: Встановлення оптимальних робочих режимів, таких як швидкість руху, глибина обробітку ґрунту, та навантаження на обладнання, допоможе знизити витрати пального та збільшити продуктивність.

Збереження та підвищення тяги двигуна: Регулярне очищення та обслуговування двигуна, заміна фільтрів повітря та палива, а також налагодження системи впуску повітря може підвищити тягу двигуна.

Управління вагою: Зменшення лишнього вантажу на тракторі допомагає покращити тягово-зчіпні характеристики. Важливо розважливо розподіляти навантаження на причіп чи інше обладнання.

Оптимізація тягового режиму: Регуляція обертів двигуна та вибір правильної передачі відповідно до умов робіт допомагає зберегти паливо та збільшити тягову здатність

У роботі відзначаються такі заходи, що покращують тягово-зчіпні якості та прохідність колісних тракторів:

- 1) використання всієї ваги трактора як зчіпного;
- 2) збільшення контакту шини із ґрунтом;

3) розробка нових конструктивних рішень;

4) розробка нових технологічних рішень.

Ці заходи для трактора з двома провідними колесами вирішуються: перетворенням усіх чотирьох коліс на ведучі, здвоюванням коліс, застосуванням довантажувачів та гідравлічних збільшувачів зчіпної ваги, ґрунтозачепів та напівгусеничного ходу. Однак істотним недоліком напівгусеничного ходу є малий термін служби деталей, знос провідних коліс та деяке збільшення сили опору на пересування. Друга умова для всіх колісних агрегатів може виконуватися регулюванням внутрішнього тиску повітря в шинах, збільшенням діаметра і ширини шини, поліпшення зчеплення їх з ґрунтом за допомогою додаткових пристроїв, а також встановлення здвоєних і аорчних шин на провідні осі. До нових конструктивних рішень, що покращують тягово-зчіпні властивості колісного агрегату, слід віднести:

а) створення нових тракторів з гідродинамічними та гідростатичними трансмісіями;

б) конструювання нових компоновок приводів тракторів;

в) резервування запасу потужності двигуна для компенсації втрат на буксування, автоматичне перемикання передач залежно від навантаження.

Перспективним у створенні нових технологічних операцій є використання сільськогосподарських машин з активними робочими органами. Сучасні універсально-просапні трактори обладнуються агрегатною гідравлічною системою з гідрозбільшувачем зчіпної ваги (ГСВ) та силовим (позиційним) регулятором, що забезпечує роботу трактора з сільськогосподарськими знаряддями, як з опорними колесами, так і без них. ГСВ призначений для довантаження провідних коліс трактора за рахунок заглиблення зброї в ґрунт. Однак ГСВ, наприклад, описаний у посібнику, вимагає безлічі регулювань, а датчик регулювання недостатньо інформативний (про буксування можна судити лише побічно). В результаті підвищення продуктивності тракторного агрегату та зменшення витрати

палива незначні, особливо на вологих та пухких ґрунтах. Певну складність представляє налаштування ГСВ перед використанням у конкретних умовах та неефективність на ґрунтах із змінною щільністю, що вимагає застосування вантажів на задніх колесах для компенсації недоліків системи при максимальних відхиленнях тягового опору зброї.

Для оперативного регулювання зчіпної ваги в залежності від миттєвого значення буксування провідних коліс спроектовано пристрій, який автоматично підтримує буксування трактора в заданих межах, забезпечуючи максимальну силу тяги. Недоліком цього пристрою є конструктивна складність, що неминуче призведе до великих фінансових витрат за виготовлення.

Таким чином, більше половини відомих методів підвищення зчіпних властивостей агрегатів (застосування довантажувачів, гідравлічних збільшувачів зчіпної ваги, заповнення рідиною камер провідних коліс і т.д.) досягаються за рахунок збільшення зчіпної ваги. Однак на ґрунтах з низькою несучою здатністю зі збільшенням навантаження на колесо сила опору руху підвищується інтенсивніше, ніж дотична сила тяги.

З зменшенням несучої здатності ґрунтів величина максимального зусилля гака, яке може розвинути трактор в даних умовах експлуатації, знижується разом з параметром вертикального навантаження на колесо. Отже, подібні заходи щодо підвищення зчіпних властивостей рушія на м'яких ґрунтах не вирішують цієї проблеми.

Підвищення тягово-зчіпних властивостей колісного рушія можна досягти за рахунок застосування здвоєних коліс.

Здвоєні шини, встановлені на трактори, дозволяють знизити середній статичний контактний тиск ходових систем на ґрунт майже на 50%, покращити прохідність колісних машин під час роботи на малозв'язкових та перезволожених ґрунтах. Здвоєні колеса доцільно застосовувати при роботі на вологих ґрунтах (на ранньовесняних та посівних роботах, а також на підживленні озимих, збиранні багаторічних та однорічних трав перших

укосів). Однак здвоєні колеса з широкопрофільними шинами збільшують вдвічі площу риллі, що ущільнюється ходовими системами, трактор з такими колесами не можна використовувати на орних і транспортних роботах.

Недоліком даних заходів є те, що шини - дорогі та швидко зношені елементи трактора. За час служби трактора вони оновлюються приблизно тричотири рази. Мати кілька комплектів шин різного типу можуть дозволити собі не всі господарства. На експлуатаційні витрати, які стосуються шин, падає приблизно шоста частина загальних витрат за експлуатацію трактора. Частка шин загальної річної потреби трактора у запасних частинах становить 42% за вартістю і близько 50% за вагою.

4.2 Рекомендації для підвищення тягово-зчіпних показників трактора при обробці ґрунту

Підвищення тягово-зчіпних показників трактора при обробці ґрунту є важливим завданням для підвищення продуктивності та ефективності сільськогосподарських робіт. Ось деякі рекомендації для досягнення цієї мети:

Вибирайте трактор з потужністю, яка відповідає специфікаціям робіт та умовам ґрунту. Надто слабкий трактор може не мати достатньої тяги, а надто потужний трактор може бути лишнім та витратним.

Вибирайте шини з великим протектором для кращого зчіплення з ґрунтом. Важливо також правильно надувати шини та балансувати колеса.

Регулюйте глибину обробітку відповідно до типу ґрунту та конкретного завдання. Глибоке оброблені кулі ґрунту можуть потребувати більшого тягового зусилля.

Вибирайте робочі органи (плуги, борони, дискові бори та інше) відповідно до завдань. Важливо також правильно налаштовувати їх, враховуючи глибину та кут атаки.

Регулярно обслуговуйте двигун та систему паливоподачі. Чистий та налагоджений двигун працює більш ефективно.

Вибирайте оптимальну швидкість руху для кожного виду робіт та умов ґрунту. Наприклад, важкі роботи можуть вимагати повільного руху для підвищення тягової здатності.

Уникайте перевантаження трактора та надмірного вантажу на передній або задній вісь. Це допоможе підвищити тягово-зчіпні показники.

Розглядайте використання спеціалізованого обладнання, яке може підвищити тягово-зчіпні характеристики, наприклад, гусеничні трактори.

Враховуйте тип ґрунту та вологості при виборі робочого обладнання та режимів роботи.

ВИСНОВКИ

З виконаної роботи можна зробити такі висновки.

1. Виявлено, більшість транспортних робіт у дФо (35–40 %) виконується тракторними агрегатами з урахуванням колісних тракторів класу 1,4, які мають низькі тягово-зчіпні властивості на перезволожених ґрунтах внаслідок буксування їх провідних коліс.

2. в результаті аналізу досліджень кінематики руху тракторно-транспортних агрегатів та способів підвищення їх тягово-зчіпних властивостей встановлено, що перспективним напрямом їх удосконалення є встановлення пристроїв, що дозволяють перерозподілити частину навантаження з коліс причепа на провідні колеса трактора.

3. Теоретичними дослідженнями встановлено, що на тягово-зчіпні властивості та продуктивність тракторно-транспортного агрегату при криволінійному русі значний вплив надають положення точки причепа транспортного агрегату та величина додаткового навантаження на провідні колеса трактора. встановлені математичні залежності даних показників.

4. Отримано аналітичні вирази для визначення величини дотичної сили тяги провідних коліс, їх буксування та продуктивності тракторно-транспортного агрегату з урахуванням величини зміщення точки причепа транспортного агрегату та зміни додаткового навантаження у шарнірі зчіпки. розроблено номограму для визначення продуктивності ТТ в залежності від додаткового навантаження в шарнірі зчіпки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Kaletnik H., Adamchuk V., Bulgakov V., Kyurchev V., Nadykto V. Майн проблем в області сільськогосподарської техніки в Україні Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» №3 (95) 2016. 4
2. Грибик Р.І. Аналіз комбінованих агрегатів для передпосівного обробітку ґрунту Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2019. №2(105). С. 93 - 99.
3. Нагорна О. Біодеструктор стерні – запорука родючості ґрунтів. Техніка та технології АПК. 2017. № 5. С. 19–20.
4. Войтюк Д.Г., Барановський М.В., Булгаков В.М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. К.: Вища освіта, 2005. 464 с.
5. Веселовська Н.Р., Руткевич В.С., Шаргородський С.А. Технологічні засади сільськогосподарського машинобудування: навч. посіб. Вінниця: 2019. 234 с.
6. Іванов М.І., Веселовська Н.Р., Руткевич В.С., Шаргородський С.А. Гідравліка: навч. посіб. Вінниця: 2019. 222 с.
7. Руткевич В.С. Експериментальний стенд для ресурсного дослідження золотникового роздільника потоку. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2019. №3 (106). С. 80-86.
8. Ivanov MI, Rutkevych VS, Kolisnyk OM, Lisovoy IO Research на блок-порціон separator параметри influence на регулюючому рівні оперативних елементів швидкості. INMATEH - Agricultural Engineering. 2019. Vol. 57/1. P. 37-44.
9. Мельника І.І. Практикум із машиновикористання в рослинництві: навч. посіб. К.: Кондор. 2004. 284 с.
10. Погорілій В.В., Шустік Л.П. Перспективне оруддя для обробки ґрунту та догляду за рослинами. Техніка АПК. 2002. №1. С. 16-27.

11. Сосновська Л.В. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2019. №2(105). С. 100 - 106.
12. Веселовська Н.Р., Руткевич В.С., Шаргородський С.А. Технологічні засади сільськогосподарського машинобудування: навч. посіб. Вінниця: 2019. 234 с.
13. Іванов М.І., Веселовська Н.Р., Руткевич В.С., Шаргородський С.А. Гідравліка: навч. посіб. Вінниця: 2019. 222 с.
14. Rutkevych V., Kupchuk I., Yaropud V., Hraniak V., Burlaka S. Нумеричне simulation of liquid distribution problem by adaptive flow distributor. Przegląd Elektrotechniczny. 2022. Vol. 98, No 2. 64–69.
15. Руткевич В.С. Експериментальний стенд для ресурсного дослідження золотникового роздільника потоку. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2019. №3 (106). С. 80-86.
16. Мельника І.І. Практикум із машиновикористання в рослинництві: навч. посіб. К.: Кондор. 2004. 284 с.
17. Калетнік Г.М., Чаусов М.Г., Швайко В.М., Пришляк В.М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність та жорсткість. Ч.ІІІ: Підручник. Київ.: «Хай-Тек-Прес», 2013. 528 с.
18. Кравчук В.І., Грицишин М.І., С.М. Коваль С.М. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. Київ: Аграрна наука, 2004. 396 с.
19. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Горобець В.П. Актуальні аспекти розвитку механізації дослідних робіт у рослинництві. Вісник аграрної науки. 2016. № 10. С. 5–12.
20. Мазур В.А., Цицюра Я.Г., Дідур І.М., Пелех Л.В. Динамічна оцінка гумусового стану ґрунтів Вінничини. Вісник Львівського національного аграрного університету. 2014. №18. С. 86-92.
21. Старовойтов С.І., Храмовських К.А., Довиденко Р.М. Плуг з різучим контуром, що коливається, і прутковим відвалом. Сільський механізатор. 2016. № 10. С. 6–7.

22. Vetochin VI Periodic table of shapes of surface for soil tillage tools . Proceedings of TEN International Conference on Geometry and Graphics 2002. Vol. 3. P. 49-52.

23. Калетнік Г.М., Зарішняк О.С., Адамчук В.В., Булгаков В.М. Землеробська механіка – теоретична база сучасної землеробської техніки. Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. тематики. наук. зб. 2013. Т.1. Вип. 98. С. 31-44.

24. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Іванишин В.В. Про розробку та створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. Зб. наук. праць Вінницького національного аграрний. ун-ту. Серія: Технічні науки. 2012. Вип. 11. -Т. 2 (66). С. 8-14.

25. Серета Л.П., Швець Л.В. Розробка культиватора для нових технологій обробітку ґрунту. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2020. №3 (110). С. 117-125.

26. Панов І.М., Вєтохін В.І. Фізичні основи механіки ґрунтів: Монографія. Київ: Фенікс, 2008. 266 с.

27. Серета Л.П., Чернявський М.М. Моделювання переміщення ґрунту та розміщення рідких біодобрих у ґрунті після операції внесення плоскоріжучим стрілочастим орудням. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2013. Вип. 43. С. 151-159.

28. Вєтохін В.І. Систематизація властивостей ґрунту як основа проектування ґрунтообробних знарядь та технологій. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки та технологій для сільського господарства України: Зб. наукових праць. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. 2009. Вип. 13(27). С. 30-38.

29. Гарькавій О.Д., Петриченко В.Ф., Спирін А.В. Конкурененто-спроможність технологій та машин. Вінниця: ВДАУ-«Тірас», 2003. 68с.

30. Калетнік Г.М., Чаусов М.Г., Швайко В.М., Пришляк В.М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність та жорсткість. Ч.ІІІ: Підручник. Київ.: «Хай-Тек-Прес», 2013. 528 с.

31. Войтюк Д.Г., Барановський М.В., Булгаков В.М. Сільсько-господарські машини. Основи теорії та розрахунку. К.: Вища освіта, 2005. 464 с.
32. Ковбаса В.П. Фізичні рівняння деформування ґрунту із суттєвим проявом в'язкопластичних властивостей. Motorl: Motorization і енергетична промисловість в сільськогосподарській. 2011. Том 13 ВР 92–97.
33. Ковбаса В.П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимізації взаємодії робочих органів з ґрунтом: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Київ. 2006. 35 с.
34. Желіговський, В.А. Елементи теорії ґрунтообробних машин та механічної технології сільськогосподарських матеріалів. Тбілісі: Грузинський СГМ, 1970. 148с.
35. Жук, А.Ф. Ефективність комбінованих агрегатів. Сільський механізатор. 2005. №10. С. 12-13.
36. Камбулов С.І. Зниження енергоємності процесу ґрунтообробки. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2008. №1. С.32-34.
37. Дубчак В.М., Новицька Л.І. Методика порівняння деяких енергетичних характеристик у симетричних задачах. Збірник наукових праць "Техніка, енергетика, транспорт АПК". 2015. №1 (91). С.112-114.
38. Panasyuk, AN Theoretical justification scheme arrangement для робочих місць cultivator tillage midwater. Farm machinery. 2013. No 3. P. 135-137.
39. Zhao, Y. Tractor power requirement of no-tillage seeder under different cover crop residue management. Japanese Journal of Farm Work Research. 2010. No 45 (1). P. 37-44.
40. Kyul, EV Influence of Anthropogenic Activity on Transformation of Landscapes by Natural Hazards. Indian Journal of Ecology. 2017. Vol. 44 (No2). P. 239-243.
41. Barker, NA Biological formation of methane. Bacterial fermentations. 2019. Vo8. P. 1-95

42. Bousfield SP, Hobson P.G., Summers RY Знайти anaerobic digestion of cattle and poultry wastes. *Agr. Wastes*. 2016. Vol.11 P.161-164.
43. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / Г.А. Хайліс, А.Ю. Гербовий, З.О. Гошко, М.М. Ковальов, О.О. Налобіна, С.Ф. Юхимчик. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. 268 с.
44. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко, та ін; За ред. С.С. Яцуна. К.: Мета, 2003. 448 с.
45. Сільськогосподарські машини. Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін. - К.: "Агроосвіта", 2015. 679 с.
46. Експлуатація машин та обладнання. І.М. Бендера, В.П. Грубій, П.І. Роздорожнюк та ін. / за ред. І.М. Бендері, В.П. Грубого, П.І. Роздорожнюка. - Кам'янець-Подільський: ФОП Сісін Я.І., 2013. 576 с.
47. Лісогор В.М. Методологія та організація наукових досліджень у агропромисловому комплексі: [монографія] / В.М. Лісогор, М.П. Єленіч, Ю. Б. Паладійчук; ред. Г.М. Калетник; М-во аграр. політики та прод. України, ВНАУ. – Вінниця: Меркьюрі Поділля, 2013. 279 с.
48. Мельниченко О.П. Статистична обробка експериментальних даних: Навчальний посібник / О.П. Мельниченко, І.Л. Якименко, Р.Л. Шевченка – Біла Церква, 2006. 34 с.
49. Методичні вказівки з виконання практичних робіт з дисципліни “Методологія та організація наукових досліджень з основами інтелектуальної власності” для здобувачів іншого (магістерського) рівня вищої освіти зі спеціальностей 208 – Агроінженерія та 133 – Галузеве машинобудування денної та заочної форм навчання. / Укладачі: Серeda Л.П., Холодюк О.В., Шаргородський С.А. Вінниця, Видавництво ВНАУ, 2020. 98 с.
50. Проспект продукції компанії KLEINE (Німеччина) [електронний ресурс]: FRANZ KLEINE. Режим доступу: http://www.franz-kleine.com/_ua/produkte/beetliner

51. Каталог продукції компанії MONOSEM (Франція) [електронний ресурс]: MONOSEM.RU: LINEJKA-PRODUKCIJ – Режим доступу: <http://www.monosem>

52. Каталог продукції GASPARDO (Італія) [електронний ресурс]: GASPARDO MASCHIONET Режим доступу: <http://www.maschionet.com>

53. Каталог продукції компанії ТОВ «Агромір», (Україна) [електронний ресурс]: AGROMIR.NET – Режим доступу: http://www.agromir.net/application/sectionfiles/file/catalog_solar_fields

54. Каталог сівалок точного висіву AMAZONE (Німеччина) [електронний ресурс]: AMAZONE info-portal. – Режим доступу: <http://info.amazone.de>

55. Каталог сівалок SPC компанії MECANICA SEANLAU (Румунія-Угорщина) [електронний ресурс]: HANKI-KER. – Режим доступу: http://www.hanki-ker.hu/kezelesi_utmutatok/spc/spc_4-6-8_alkatresz_katalogus

56. Каталог продукції компанії GREAT PLAINS (США) [електронний ресурс]: GREAT PLAINS UKRAINE. – Режим доступу: <http://www.greatplains.com.ua/menu03>

57. Каталог продукції компанії KUHN (Франція) [електронний ресурс]: KUHN.UA. – Режим доступу: <http://www.kuhn.ua/internet/webua.nsf/>

58. Каталог продукції компанії KONGSKILDE INDUSTRIES (Данія) [електронний ресурс]: KONGSKILDE.COM. – Режим доступу: <http://www.kongskilde.com/Agriculture/Soil/Seed%20Drills>

59. Каталог продукції компанії VÄDERSTAD (Швеція) [електронний ресурс]: VADERSTAD.COM. – Режим доступу: <http://vaderstad.com/ua/Products>

60. Каталог продукції компанії HARVESTER (США) [електронний ресурс]: HARVESTER.KIEV.UA. – Режим доступу: <http://www.harvester.kiev.ua/ua/products/sv/>

61. Каталог продукції компанії RAU SICAM, (Франція) [електронний ресурс]: MANUFACTURER: RAU.UNISEM – Режим доступу: <http://www3.syngenta.com/country/fr/>
62. Каталог продукції компанії ISARIA PNEUMATIK, (Німеччина) [електронний ресурс]: ISARIA.DE – Режим доступу: <http://www.isaria.co>
63. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування (сільськогосподарська техніка). * ДСТУ 4397:2005. - Київ: Держспоживстандарт України, 2005.
64. Aliev EB, Bandura VM, Pryshliak VM, Yaropud VM, Trukhanska OO Modeling механічних і технологічних процесів сільськогосподарської індустрії. INMATEH – Agricultural Engineering. 2018. Vol. 54, No1. P. 95-104.
65. Bo Li, Ying Chen, Jun Chen Modeling of soil-claw interaction використовуючи discrete element метод (DEM). Soil and Tillage Research. 2015. Vol. 158, 5, 41-49.
66. Contreras U., Foster. C. D Soil Models and Vehicle System Dynamics. Applied Mechanics Reviews. 2013. Vol. 65, Issue 4. P. 202-222.
67. Kaletnik H., Adamchuk V., Bulgakov V., Kyurchev V., Nadykto V. Main problems in the field of agricultural mechanization in Ukraine. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. No3, 95. С. 6-12.
68. Lin Zhu, Jia-Ru Ge, Xi Cheng Modeling share/soil interaction of horizontally reversible plow за допомогою fluid dynamics. Journal of Terramechanics. 2017. Vol. 72, P.1-8.
69. Solona O., Derevenko I., Kurchuk I. Визначення plasticity для попередньо-деформованого листа. Solid State Phenomena. 2019. 291, P. 110-120.
70. Zhang LB, Cai ZX, Liu HF A novel approach для simulation of soil-tool interaction заснований на arbitrary Lagrangian-Eulerian description. Soil and Tillage Research. 2018. Vol. 178, 5, 41-49.
71. Zhao JF, Wang W. Сучасна сфера механічних параметрів в зоні тестування. Процедури 2-ї міжнародної конференції на навчання в механічній

інженерії та індустріальній інформатиці (AMEII), AER-Advances в Engineering Research. 2017. Vol. 73, P. 369-372.

72. Агробаза [Електронний ресурс] / Режим доступу: https://www.agrobase.ru/catalog/machinery/machinery_54f1d9c4-9010-4bed-8985-da76ba460855.

73. Агросервіс [Електронний ресурс] / Режим доступу: http://www.agse.ru/catalog/zapchasti_dlya_selhoztexniki/razbrasyvateli_udobrenij/razbrasyvatel_orga_nicheskix_udobrenij_prt_7__prt_10

74. Бакум М. В., Нікітін С. П., Сергєєва О. В. Проектування сільськогосподарських машин: навч. посіб. Ч. 1. Плуги загального призначення. Харків: Харків. держ. техн. ун-т с.-г, 2003. 336 с.

75. Бондаренко М. Г., Демешук В. А. Комплектування та використання машинно-тракторного парку у рослинництві: підруч. для студ. вузів. Київ : Вищ. шк., 1995. 237 с.

76. Булгаков В. М., Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Проектування поліці плуга із розгортної поверхні за заданою геодезичною лінією – граничною траєкторією руху скиби. Науковий вісн. Нац. ун-ту біоресурсів та природокористування України. 2010. Вип. 144, ч. 5. С. 20-35.

77. Булгаков В.М. Використання прямого методу граничних елементів для дослідження стаціонарних коливань пластин / В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, Г.М. Калетнік, О.Г. Куценко // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації у техніці та технологіях». - No1 (84). - 2017. - С.8-14.

78. Булгаков В.М. Плоскі вертикальні криві, що забезпечують постійний тиск і швидкість руху матеріальної точки. / Булгаков В.М., Пилипака С.Ф., Яропуд В.М., Захарова Т.М, Калетнік Г.М. / Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації у техніці та технологіях». ВНАУ. 2014 нар. - Вип. 1 (73)

79. Булгаков В.М., Адамчук В.В., Черніш О.М., Березовий М.Г., Калетнік Г.М., Яременко В.В.. Прикладна механіка: Навчальний посібник. Київ : Аграр. наука, 2016. 816 с.

80. Булгаков В.М., Бурлака В.В., Калетнік Г.М., Кравченко І.Є., Кучеренко С.І., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М., Березовий М.Г. Теоретична механіка: посібник для практичних занять. Вінниця: Нова книга, 2010. 667 с.

81. Ільченко В.Ю. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві: навч. посіб. для студ. вузів. Київ: Урожай, 1993. 288 с.

82. Василенко М. О., Буслаєв Д. О., Калінін О. Є. Забезпечення експлуатаційної надійності робочих органів ґрунтообробних машин під час їх відновлення та інноваційні пропозиції сільгоспідприємствам. Вісник аграрної науки. 2013. № 3. С. 44–47.

83. Василенко М. Підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин. Пропозиція. 2012. № 12. С. 86-92.

84. Васильченко В. Чизелі та глибокорозпушувачі ґрунту від Lemken. Агроном. 2011. № 2. С. 204-207.

85. Вітвіцький В. В., Лобастов І. В., Кисляченко М. Ф. Типові норми продуктивності машин та витрат палива на передпосівному обробітку ґрунту: Економічні нормативи. Україн. н.-д. ін-т продуктивності агропромислового комплексу. Київ: Украгропромпродуктивність, 2005. 672 с.

86. Войтюк Д. Г., Булгаков В. М., Кропивко С. В., Онищенко В. Б. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підруч. для студ. вузів. Київ : Друк, 2005. 464 с.

87. Войтюк Д. Г., Яцун С. С., Довжик М. Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб. Суми: Унів. кн., 2008. 543 с.

88. Войтюк, Д.Г., Гаврилюк Г. Р. Сільськогосподарські машини: підруч. для студ. вузів. 2-ге вид. Київ: Каравела, 2008. 551 с.

89. Гевко Б. М. Технологія сільськогосподарського машинобудування: навч. посіб / Б. М. Гевко, І. Б. Гевко, Д. Л. Радик. - К.: Кондор, 2006. - 496 с.

90. Гевко Р. Б., Ткаченка І. Р. Павх І. І. Машини сільськогосподарського виробництва: навч. посіб. для студ. вузів. Тернопіль : Терноп. акад. нар. госп-ва, 2002. 251 с.

91. Гевко Р.Б., Гладіч Б.Б., Павх І.І., Соломка Т.П. Техніко-економічне обґрунтування застосування машин, обладнання та технологій. Тернопіль: Видавничий відділ ТДПУ. 2002. 164 с.

92. Грицун А.В., Бабіна І.А., Грицун О.А. Деякі результати досліджень мобільного подрібнювача-роздавача стеблових кормів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. №3, 92. С. 17-20.

93. Гунько І.В., Коваль Л.Г. Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №3 (95). З. 89-93.

94. Гуцол О. П., Ковбаса В.П., Курка В.П., До визначення фізичних рівнянь пружно-в'язкопластичного середовища з умовою руйнування за модифікованим критерієм кулона-мора. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2011. №2, 11. С. 162-175.

95. Демко А. Н., Орехов Г. І. Удосконалення технологічного процесу обробітку ґрунту ротаційними зняряддями. Інженерно-технічне забезпечення регіонального машинокористування та сільгоспмашинобудування: зб. наук. тр. 2011. № 1. С. 117-123.

96. Демко А. Н., Орехов Г. І., Панасюк А. Н. Курсова стійкість колісного трактора 4К2 під час роботи з роторним плугом. Механізація та електрифікація технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві: зб. наук. тр. Дальгау. 2013. Вип. 20. С. 60-65.

97. Демко А. Н., Орехов Г. І., Панасюк А. Н. Оптимальний режим роботи роторного плуга. Сільський механізатор. 2011. № 6. З 8-9.

ДОДАТКИ