

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

“ ” 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА
на тему «Покращення тягово-зчепних властивостей трактора»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік І.В.

(ПІБ)

Виконав

Мотузюк Арсеній Ігорович

(підпис)

(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор _____

Калінін Є.І.

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Мотузюк Арсеній Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення тягово-зчепних властивостей трактора»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 19.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Нормативно довідкова література. Види та характеристики енергонасичених тракторів загального призначення.

Перелік питань які потрібно розробити:

Вступ

1 Тенденції та перспективи розвитку колісних тракторів загального призначення

1.1 Стан питання

1.2. Технічна характеристика тракторів сімейства «Слобожанець»

1.3 Зайнятість колісних тракторів у складі ґрунтообробних комплексів

1.4 Напрямок енергозберігаючого використання агрегатів для обробітку ґрунту

1.5 Висновки та завдання дипломного проєкту

2 Результати дослідження ефективних режимів роботи тракторів «Слобожанець»

2.1 Оцінка тягово-зчепних властивостей колісного трактора

2.2 Залежність вертикальних навантажень на провідних мостах від тягового зусилля тракторів «Слобожанець»

2.3 Потенційні можливості енергонасичених колісних тракторів на різних фонах

2.4 Раціональні режими використання тракторів «Слобожанець» концепції у складі ґрунтообробних агрегатів

3 Поліпшення зчепних властивостей трактора

3.1 Огляд патентів щодо тиску в шинах

4 Конструкторська розборка

4.1 Пристрій та принципи роботи регулювання тиску в шинах

4.2 Розрахунок системи та її елементів

5 Безпека та екологічність проектних рішень

5.1 Характеристика об'єкта проєктування

5.2 Забезпечення безпеки під час роботи трактора

- 5.3 Зручність обслуговування системи
- 5.4 Інструкція з охорони праці для тракториста
- 5.5 Екологічність проекту
- 6 Економічне обґрунтування раціональних параметрів та режимів роботи слобожанець у складі ґрунтообробних агрегатів
- Висновки
- Список використаних джерел
- Перелік графічного матеріалу** _____
- 1. Схема регулювання тиску повітря у шинах
- 2. Схема пристрою регулювання тягових якостей пневмоколісного транспортного засобу з двигуном внутрішнього згоряння
- 3. Схема пристрою регулювання тиску повітря у шинах транспортного засобу
- 4. Схема пристрою централізованого керування тиском повітря у шинах
- 5. Схема регулювання тиску повітря у шинах трактора
- 6. Розрахункова схема кулькового фіксатора
- Висновки _____

Дата видачі завдання «__» _____ 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(прізвище та ініціали студента)

Мотузюк А.І.

РЕФЕРАТ

Як конструкторську розробку запропоновано систему регулювання тиску в шинах трактора з метою поліпшення тягово-зчіпних властивостей рушіїв.

Актуальність проблеми. Сучасні трактори відрізняються високою енергонасиченістю, а дизелі, що використовуються на них, характеризуються великим коефіцієнтом запасу крутного моменту. Однак при роботі трактора на деяких сільськогосподарських операціях у складі тягових агрегатів експлуатаційна потужність двигуна реалізується не повністю внаслідок обмеження максимальної швидкості з агротехнічних та техніко-економічних вимог.

Мета роботи. Підвищення технологічного рівня колісних тракторів на основі оптимізації параметрів та режимів роботи для зниження енергетичних та матеріальних витрат.

Об'єкт дослідження – процес взаємодії показників робочого ходу тягових агрегатів із чинниками експлуатації.

Предметом дослідження є закономірності формування та взаємозв'язок енергетичних та паливо-економічних показників із природно-виробничими умовами при використанні тракторів, машин-зрядь та режимів їх спільного функціонування.

Ключові слова: енергонасичений, трактор, дизель, машино-тракторний агрегат, експлуатація.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ТЕНДЕНЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	11
1.1 Стан питання	11
1.2. Технічна характеристика тракторів сімейства «Слобожанець»	17
1.3 Зайнятість колісних тракторів у складі ґрунтообробних комплексів	20
1.4 Напрямок енергозберігаючого використання агрегатів для обробітку ґрунту	21
1.5 Висновки та завдання дипломного проекту	22
2 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТРАКТОРІВ «СЛОБОЖАНЕЦЬ»	24
2.1 Оцінка тягово-зчіпних властивостей колісного трактора	25
2.2 Залежність вертикальних навантажень на провідних мостах від тягового зусилля тракторів «Слобожанець»	28
2.3 Потенційні можливості енергонасичених колісних тракторів на різних фонах	37
2.4 Раціональні режими використання тракторів «Слобожанець» концепції у складі ґрунтообробних агрегатів	44
3 ПОЛІПШЕННЯ ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРА	59
3.1 Огляд патентів щодо тиску в шинах	59
4 КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗБОРКА	72
4.1 Пристрій та принципи роботи регулювання тиску в шинах	72
4.2 Розрахунок системи та її елементів	74
5 БЕЗПЕКА ТА ЕКОЛОГІЧНІСТЬ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ	79
5.1 Характеристика об'єкта проектування	79
5.2 Забезпечення безпеки під час роботи трактора	80
5.3 Зручність обслуговування системи	81
5.4 Інструкція з охорони праці для тракториста	82

5.5 Екологічність проекту	84
6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ СЛОБОЖАНЕЦЬ У СКЛАДІ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ	86
ВИСНОВОК	93
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	95
ДОДАТКИ	99

ВСТУП

Трактор складна машина, і вимоги до них настільки різноманітні, що для їх задоволення необхідна наявність ряду експлуатаційних якостей. Ці якості повинні комплексно характеризувати ефективність роботи трактора у тих чи інших умовах [17].

Вимоги, що пред'являються до експлуатаційних якостей тракторів безперервно, розвиваються та диференціюються залежно від призначення машин та умов їх використання.

Продуктивність трактора визначається розміром земельної площі, яка може бути оброблена в агрегаті з відповідними сільськогосподарськими машинами в одиницю часу за дотримання заданих якісних показників. Вона залежить, передусім, від ширини захоплення сільськогосподарських машин, із якими працює трактор, і швидкості руху під час цієї операції [9].

Економічність трактора визначається собівартістю виконаних робіт і залежить від величини витрати палива, мастильних матеріалів та їх вартості, витрат на заробітну плату, витрат на технічне обслуговування та ремонт, терміну служби деталей, розмірів відрахувань на амортизацію та інших факторів [6].

Повна оцінка експлуатаційних якостей може бути зроблена на основі поєднання розрахунково-теоретичного аналізу та відповідних експериментальних досліджень [23].

Ефективність сільськогосподарського виробництва, при різноманітті технологічних операцій з різною енергоємністю, значною мірою визначається експлуатаційними параметрами та режимами роботи тракторних агрегатів. При сформованих формах власності та господарювання в АПК регіону близько половини продукції рослинництва та тваринництва виробляють 20% найбільших підприємств (площа ріллі понад 6000 га), якісний склад тракторного парку яких зумовлений зональною системою машин [24, 28].

Основною причиною низької ефективності агрегування енергонасичених колісних тракторів із встановленими для зони характеристиками є недовикористання потенційних можливостей через низькі тягово-зчіпні властивості [23].

Істотним резервом у вирішенні цієї проблеми є системна адаптація експлуатаційних параметрів тракторів, машин- знарядь та режимів їхньої спільної роботи до умов регіону використання.

Актуальність проблеми: Сучасні трактори відрізняються високою енергонасиченістю, а дизелі, що використовуються на них, характеризуються великим коефіцієнтом запасу крутного моменту. Однак при роботі трактора на деяких сільськогосподарських операціях у складі тягових агрегатів експлуатаційна потужність двигуна реалізується не повністю внаслідок обмеження максимальної швидкості з агротехнічних та техніко-економічних вимог [23].

Внаслідок цього збільшується витрата палива, що становить 45% від загальної кількості витрат на виробництво одиниці продукції. Нестача механізаторських кадрів на селі особливо гостро ставить питання щодо підвищення продуктивності машинно-тракторного агрегату (МТА), а в умовах ризикованого землеробства скорочення термінів польових робіт ще гостріше ставить цю проблему.

Зниження паливно-енергетичних витрат, підвищення продуктивності МТА, скорочення термінів польових робіт можна досягти шляхом застосування важких тракторів загального призначення сімейства «Слобожанець» у складі сучасних енергозберігаючих технологічних комплексів, забезпечення їх раціональних параметрів та режимів роботи на основі системних принципів її адаптації до основних природничо-виробничим факторам [12].

Таким чином, оптимізація параметрів та режимів роботи МТА на базі енергонасичених тракторів є перспективним напрямом економії паливно-енергетичних ресурсів та набуває особливої актуальності.

Мета роботи: Підвищення технологічного рівня колісних тракторів на основі оптимізації параметрів та режимів роботи для зниження енергетичних та матеріальних витрат.

Об'єкт дослідження – процес взаємодії показників робочого ходу тягових агрегатів із чинниками експлуатації.

Предметом дослідження є закономірності формування та взаємозв'язок енергетичних та паливо-економічних показників із природно-виробничими умовами при використанні тракторів, машин-гармат та режимів їх спільного функціонування.

1 ТЕНДЕНЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

1 Стан питання

Сільськогосподарські трактори як мобільні енергетичні засоби (далі – МЕЗ) є складовою машинно-тракторних агрегатів (далі – МТА), призначених для переміщення сільгоспмашин та приводу їх робочих органів, тому їх технологічні властивості повинні розглядатися лише у складі МТА. Специфіка та обмежені терміни виконання технологічних операцій висувають підвищені вимоги до таких експлуатаційних якостей МТА, як продуктивність, паливні, енергетичні та трудові витрати на виконання механізованих робіт [25, 29].

Розглядаючи тенденції, резерви та проблеми розвитку та використання сільськогосподарських тракторів з точки зору покращення їх експлуатаційних якостей можна відзначити два напрями:

- інтенсивний розвиток параметрів – кратне збільшення тягової потужності та потужності, що знімається з валу відбору потужності трактора;
- екстенсивне – модернізація механізмів та систем, що дозволяє збільшити рівень використання встановленої потужності двигуна в корисну роботу [28].

Перший напрямок характеризується підвищенням експлуатаційної потужності двигуна, яке покликане кратно збільшити робочу швидкість та відповідно продуктивність МТА.

Другий напрямок передбачає пошук резервів підвищення якості перетворення енергії палива, що спалюється, в корисну роботу трактора за рахунок підвищення ступеня використання потенційних можливостей моторно-трансмісійної установки (далі – МТУ) та ходової системи та покликане, без погіршення керованості, стійкості та прохідності, підвищити продуктивність знизити питомі енерговитрати виконання технологічних операцій.

Проведений ретроспективний аналіз розвитку сільськогосподарських тракторів вітчизняного та зарубіжного виробництва за останні шістдесят років показав, що підвищення енергонасиченості та ступеня використання

експлуатаційної потужності двигунів є визначальним у тенденції їх удосконалення як мобільних енергетичних засобів та пріоритетним напрямом діяльності всіх тракторобудівних заводів [28].

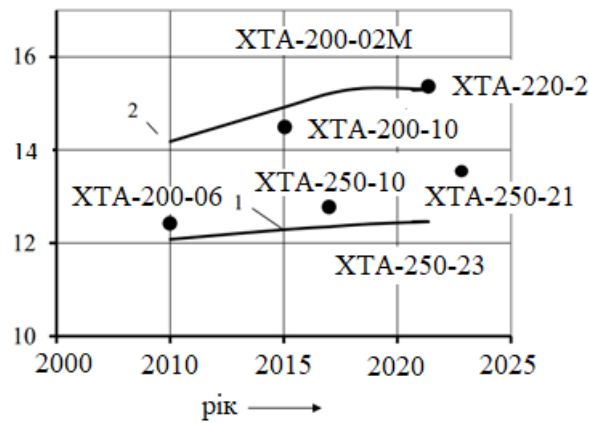
Починаючи з 1950-х років, енергонасиченість тракторів, що визначається співвідношенням експлуатаційної потужності двигуна та маси трактора, безперервно підвищувалася. Ця тенденція обумовлена [28] прагненням підвищити продуктивність МТА з допомогою зростання робочої швидкості. Однак із зростанням енергонасиченості виникло явище «зменшеної ефективності», що полягає в тому, що підвищення продуктивності МТА відстає від приросту потужності тракторного двигуна. У міру збільшення потужності двигуна різниця у прирості потужності та продуктивності зростає [25].

За останні 60 років енергонасиченість вітчизняних колісних тракторів загального призначення зростає в 1,3 рази (рис. 1) і досягла рівня 16,5 кВт/т, за якого намітилася тенденція до стабілізації та навіть зниження її до 14,5 кВт/т.

За такої енергонасиченості визначальним для зростання продуктивності МТА стало не так її підвищення, як максимальне використання потенційних можливостей за рахунок універсальності та розширення функціональних якостей, що покращують пристосованість трактора до виконання технологічних операцій. Підвищення універсальності виявляється у застосуванні гідромеханічних та механічних з перемиканням на ходу трансмісій, поліпшенні тягово-зчіпних властивостей, розширенні функцій гідроприводу та номенклатури робочого та допоміжного обладнання.

Проте основною причиною тенденції стабілізації енергонасиченості сільськогосподарських тракторів стало досягнення робочими швидкостями МТА на основних операціях технологічної межі [25].

Енергонасиченість вітчизняних сільськогосподарських колісних тракторів представлена рисунку 1.



1 - тяговий концепції при швидкості в межах від 7 до 9 км/год; 2 - тягової енергетичної концепції (швидкісні) при швидкості в межах від 9 до 11 км/год

Рисунок 1 – Енергонасиченість вітчизняних сільськогосподарських колісних тракторів 4К4б клас 5

За результатами досліджень [16, 25] темп приросту продуктивності МТА в 1,2-1,6 рази відстає від темпу зростання енергонасиченості. Основною причиною низької ефективності агрегування енергонасичених тракторів на підвищених швидкостях стала квадратична залежність тягового опору швидкості МТА.

На основних операціях приріст тягового опору при підвищенні швидкості руху на 1 км/год у діапазоні від 9 до 15 км/год удвічі вищий, ніж у діапазоні від 5 до 9 км/год.

Прогнозований рівень робочих швидкостей на ґрунтообробці (від 2,2 до 3,3 м/с) дуже високий, але залишається проблема збереження структури та родючості ґрунту, підвищення інтенсивності праці та забезпечення комфорту оператора та техніки безпеки при управлінні швидкісними МТА [25].

Аналіз використання енергонасичених колісних тракторів загального призначення, поставлених на виробництво з 2009 р., показав суттєве збільшення енерговитрат на основних роботах при незначному підвищенні продуктивності МТА. Ефективність швидкісної техніки вища на полях правильної конфігурації при великій довжині гонів. На малих ділянках непродуктивні витрати (на перегін, повороти та переналагодження агрегатів) становлять у межах від 30 до 70% часу; на 25% знижується вироблення та підвищуються витрати на утримання техніки »[20].

Тому запланований рівень енергонасиченості перспективних тракторів залишився поки що на досягнутому максимальному рівні.

Для вітчизняних колісних тракторів із формулою 4к4б сімейства «Слобожанець» характерне також зниження темпу зростання енергонасиченості при досягненні рівня від 15 до 16,4 кВт/т. При цьому продовжується випуск модернізованих тракторів тягової концепції енергонасиченістю 11,14 кВт/т, що можна пояснити необхідністю збереження шлейфу сільськогосподарських машин і знарядь, що склався для даного класу, а також використання тягово-привідної концепції трактора зі збереженням елементної бази [9].

Один із критеріїв оцінки технічного рівня тракторів питому конструкційну масу (далі – ПКМ).

Тенденції зниження енергонасиченості та зростання ПКМ підтверджуються результатами випробувань тракторів, які надходять на ринки США, Канади та Західної Європи.

Середнє значення ПКМ для повнопривідних тракторів (4х4) фірм США та Канади [24] класу трактора «Слобожанець», випробуваних з 1973 по 2000 р., зросли з 62,9 до 66,0 кг/кВт. Середнє значення ПКМ для тракторів, які випускають провідні тракторобудівні фірми Західної Європи, збільшилося з 1971 по 1980 р. на 9,4 %.

Однак у період з 1980 по 2010 р. спостерігалось деяке зниження ПКМ тракторів 4×4, що зумовлено широким використанням баластування та навісних сільськогосподарських машин з активними робочими органами для покращення зчіпних властивостей [1].

З 1970 за кордоном, а потім і в нас на промислових і сільськогосподарських тракторах загального призначення значний розвиток отримали МТУ з двигуном постійної потужності (далі - ДПМ). Їх застосування зменшує кількість передач і спрощує коробку передач (далі – КП), а також забезпечує високий ступінь використання потужності, що супроводжується підвищенням середнього рівня тягової потужності в діапазоні від 5 до 18 % та збільшенням діапазону тягових зусиль у діапазоні від 20 до 30 % при зниженні експлуатаційної витрати палива [2].

Трактори загального призначення вітчизняного та зарубіжного виробництва оснащуються ДПМ. При коливаннях тягового навантаження робота ДПМ на коректорі здійснює безступінчасте автоматичне регулювання швидкості руху МТА [1].

Ступінь використання потужності тракторного двигуна, напруженість умов праці оператора, продуктивність та паливноенергетичні показники МТА визначаються рівнем удосконалення КП.

Застосування автоматичної коробки передач у порівнянні з механічною коробкою дозволяє:

- у 4 рази зменшити кількість включень муфти зчеплення;
- у 3 рази знизити динамічні навантаження під час перемикання передач;
- підвищити продуктивність до 14 % на оранці та до 20 % на транспорті» [15].

Основні недоліки КП з ПНГ: складність, металоємність та нижчий (на 3 %) ККД; висока вартість виробництва та експлуатації; низькі захисні та демпфуючі властивості, що погіршують умови роботи та надійність механізмів при неусталеному характері навантаження.

Відповідно до нормативів [83] сільськогосподарський трактор повинен мати такі діапазони швидкостей руху:

- основні: від 2,2 до 4,2 м/с;
- додаткові: від 0,7 до 2,2 м/с;
- транспортні: від 4,5 до 10,5 м/с.

Необхідне число передач у заданих діапазонах розраховується відповідно до раціональної структури ряду передач, в основі якої лежить принцип геометричної прогресії, який не завжди враховує для спрощення конструкції КП можливе навантаження двигуна, пов'язане з нерівномірністю тягового опору машин та знарядь [21].

Багато моделей, що випускаються більше 20 років, до теперішнього часу морально застаріли. Якість тракторів знизилася, посилюється відставання від технічного рівня закордонних аналогів за показниками надійності, автоматизації, умовами роботи оператора, екологічності та паливної економічності. Рівень

безвідмовності вітчизняних серійних тракторів у реальній експлуатації до 2001 р. знизився на 40 %. Також через ослаблені позиції вітчизняних тракторобудівників найбільші зарубіжні корпорації за останні два роки реалізували на внутрішньому ринку близько 2000 тракторів при співвідношенні цін від 4,5 до 7,2» [18].

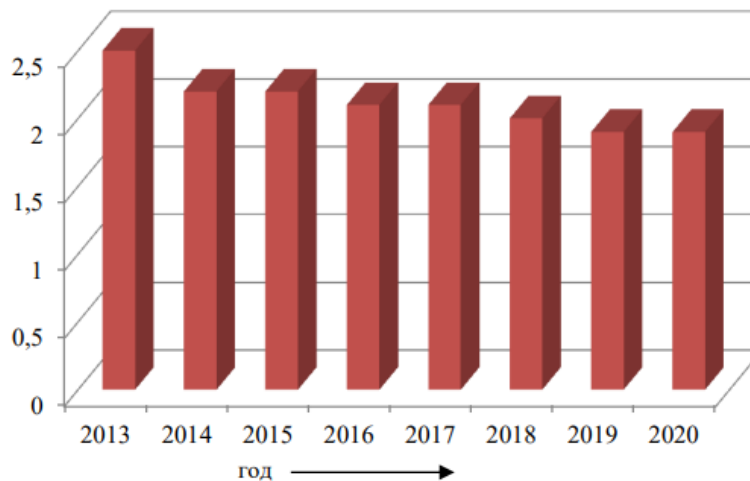


Рисунок 2 – Чисельність тракторів

Виконаний аналіз показав, що нові моделі вітчизняних тракторів загального призначення, підготовлені до серійного виробництва за більшістю показників технічного рівня та довговічності, не поступаються закордонним аналогам, відповідають вимогам наявних агротехнологій та значно краще пристосовані до експлуатації різноманітності ґрунтово-кліматичних зон, вітчизняним сортам палива, олив, парку машин та знарядь, що випускаються запчастинам, наявної ремонтної бази [10].

За критерієм ціна – якість вітчизняної тракторної техніки досить конкурентоспроможна на внутрішньому ринку. Досить високий науково-виробничий потенціал галузі, що зберігся, здатний забезпечити Стратегію розвитку тракторобудування [9].

При різних формах власності та господарювання, що склалися за цей період, відзначаються такі тенденції:

– питома тракторознаменість підприємств галузі знизилася з 6,96 до 5,90 штук на 1000 га ріллі та орієнтована на масове використання тракторів вітчизняного виробництва, 85% яких працюють за межами амортизації [24];

– якісний склад тракторного парку основних товаровиробників зумовлений зональною системою машин та технологій, частка колісних тракторів загального призначення виробництва ПТЗ становить від загальної кількості від 17 до 22 % [15].

1.2. Технічна характеристика тракторів сімейства «Слобожанець»

У цьому розділі буде представлено описову частину призначення, основні характеристики трактора «Слобожанець» та його агрегати, взяті з відкритих джерел, рекламні брошури.

Сільськогосподарський колісний трактор «Слобожанець» загального призначення тягового класу 5 призначений для виконання основних сільськогосподарських робіт: оранки, культивації, боронування, посіву та транспортних робіт [28].

Є новим поколінням сільськогосподарських тракторів «Слобожанець», які забезпечують у комплекті з широкозахватними знаряддями та посівними агрегатами сучасні технології агропромислового виробництва. Його відрізняє висока продуктивність, економічність, надійність, досконалий дизайн, комфорт та зручність обслуговування, ефективна та надійна гідравліка [29].

Шумовіброізольована кабіна з вбудованим каркасом безпеки – ROPS (захист від перекидання), FOPS (захист від падаючих предметів), центральне розташування сидіння оператора, панорамне вітрове та бічні стекла забезпечують оптимальну оглядовість та багато іншого, що покращує умови роботи механізатора, і, відповідно продуктивність його праці.

Триконтурна гальмівна система – два контури робочих гальм, контур гальма стоянки та причепів.

Гідросистема з пріоритетом подачі робочої рідини до системи керування поворотом.

Зварнолистова рама забезпечує необхідну міцність остова трактора. Принципово нове для гідравліки вітчизняних тракторів рішення - застосування відпрацьованої конструкції гідророзподільника BOSCH SB 23 LS - перехід на ніпельно-штуцерні з'єднання з кутом конуса 24 град замість раніше застосовуваних

74 град - заміна більшої частини труб і частини дюритів на рукави високого тиску D2 на всіх рукавах імпортованих фітінгів (у тому числі гнутих, що виключають необхідність перехідних деталей) з гумовим кільцем ущільнювача на ніпелі. Забезпечує надійну роботу гідросистем за рахунок додаткової установки двох напірних фільтрів [10].

Встановлює карданний вал переднього мосту виробництва фірми GEWES (Німеччина). Застосування арматури та пластикових трубок WABCO забезпечує високу герметичність пневмосистеми.

Забезпечення комфорту оператора, на всі моделі встановлюється кондиціонер «Konvekta» (Німеччина), обігрівачі верхній і нижній, ефективний розподіл повітряних потоків, що подаються в кабіну. Легке гідрооб'ємне кермо на базі гідрокеру і пріоритетного клапана, зниження зусилля на рульовому колесі до максимальної позначки 1,5 Н замість 6 Н на старих моделях тракторів. Регульована по куту нахилу та висоті кермового колеса колонка. Дистанційне перемикач режимів КП (джойстик). Легке тросове (Телефлекс) управління зупинкою гідророзподільника [18].

Розширені технічні можливості за рахунок встановлення двигунів Д-260.4, Д-262.2 S2, ЯМЗ-236НЕ, ЯМЗ-236М2, ЯМЗ-238М2, TAD 721VE, BF06M1013FC, NEF67ENTX20.00 номінальною потужністю від 180 до 265 к.с. Залежно від моделі забезпечує підвищені тягові характеристики, надає можливість агрегатуватися із широкозахватними знаряддями. Технічна характеристика тракторів сімейства «Слобожанець» представлена в таблиці 1. Установка чотирисекційного гідророзподільника BOSCH SB 23 LS забезпечує можливість агрегування з сільськогосподарськими знаряддями, що вимагають три пари висновків, наприклад з оборотними плугами Lemken з регульованою шириною захвату, а також установку окремо навісним пристроєм з електрогідролічним контролем заданої глибини (EHR). Розривні муфти, що швидко з'єднуються (типу «Паркер») і спеціальні перехідники забезпечують можливість агрегування з гідросистемою як імпортованих, так і вітчизняних сільськогосподарських знарядь. Можливість агрегування з причепами, що мають пневмосистему з одним і двопривідним приводом.

У додаткову комплектацію входить захист картера двигуна, механізм відбору потужності із узгодженою кількістю шліців на вихідному валу, 4 пари виносних ліній для гідросистем агрегованих машин та знарядь, комплект для здвоювання коліс, маятниковий причіпний пристрій.

Таблиця 1 - Технічна характеристика тракторів сімейства «Слобожанець»

Марка трактора	ХТА-200	ХТА-220	ХТА-200-02	ХТА-250
Тип	Колісний, сільськогосподарський, загального			
Тяговий клас	5			
колісна формула	4К46			
База, мм	3200	3750	3750	3200
Колія, мм	2115	2100	2100	2115
Найменший радіус повороту, м	7,2	7,8	7,8	7,2
Маса Експлуатаційна, кг	15080	15080	15680	13700
Паливний бак, л	640	800	800	640
Розподіл маси по осях при передній/задній міст, %	55/45	55/45	55/45	67,5/32,5
Розподіл маси по осях при передній/задній міст, %	56,6/43,4	57,1/42,9	57,1/42,9	67,5/32,5
Марка	238НД4	238НД5	8481.10	240Б
Потужність двигуна експлуатаційна, кВт	168	205	235	198,5
Номінальна частота обертання колінчастого валу, хв-1	1900			
Марка трактора				
Питома витрата палива, г/кВт год	250	245	240	250
Трансмісія	Механічна, з перемиканням передач без розриву потоку потужності			
Диференціал	Самоблокована муфта			
КПП	16 швидкостей уперед і 8 тому» [3].			
Підвіска	Підмоторного мосту	жорстка	ресора з гідроамортизаторами	жорстка
	Вантажного	жорстка		
Механізм навішування				
Тяговий гак				
Причіпна скоба	висота	0,5		
	Вантажопідйомність навісного пристрою, кН	55		
Шини	28,1 R26		30,5 R32	28,1

1.3 Зайнятість колісних тракторів у складі ґрунтообробних комплексів

З метою підвищення ефективності використання у різних галузях господарства створюються сімейства різних за призначенням, потужністю та максимально уніфікованими між собою тракторами. Для підвищення універсальності та річної зайнятості конструкція тракторів передбачає виконання експлуатаційних переналагодок, а також можливість використання сільськогосподарських тракторів на землерийних, планувальних, вантажно-розвантажувальних та транспортних роботах [30].

Колісні трактори «Слобожанець» класу 5 тс (50 кН) агрегуються з машинами, що володіють відповідним тяговим опором, використовується з широкозахватними агрегатами на оранку, культивуванні, боронуванні, посіві, луценні стерні, при безвідвальній обробці у складі сучасних.

Склад агрегатів представлений у таблиці 2.

Таблиця 2 – Агрегати, що застосовуються під час виконання сільськогосподарських робіт тракторами «Слобожанець»

Вид робіт	Агрегатована сільськогосподарська машина	Діапазон робочих швидкостей,	Ширина захоплення	Кількість машин в агрегаті
Перевезення сіна	Волокуші, стоговози на санному ходу	2,2 - 3,1	-	1
Транспортування органічних добрив	Причіп ОЗТП-8572	2,2 - 4,2		1
Транспортування лісоматеріалів	Тросова зчіпка, підсанки	1,7 - 3,1	-	1
Перевезення сипких кормів, будівельних та інших матеріалів	Причіп ОЗТП-8572	2,5 – 3,6	-	1
	1-ПТС-9	2,8 - 6,9	-	1
	1-ПТС-9+3-ПТС-12	2,8 - 6,9	-	1
Снігозатримання	Зчіпка СП-11А+снігопах-валкователь СВУ-2,6;	2,5 – 3,6	7,8 - 10,4	3 – 4
Очищення від снігу та влаштування зимових доріг	Снігопах-валкувальник СВШ-10	2,2 - 3,1	10	
Оранка	ПТК-9-35	2,2 - 3,3	3,15	1
	ПН-8-35	2,2 - 3,3	2,8	1
	ПП-10-40	2,2 - 3,3	4	1
	ПЧ-4,5	До 2,2	4,5	1
	ПЛН-8-40	До 2,7	3,2	1
	ПРПВ-8-60	До 2,7	4,8	1
Культивування	КТС-10-2 культиватор	До 2,7	10	1

	КПШ-11 культиватор-поскоріз	До 2,7	11	-
	СП-16+КПС-4+6-ЗБСЗ-1	2,2 - 3,3	12	3
	СП-16+КПГ-2,2	2,2 - 2,8	4,4	2
	КПГ-2-150 НАВІСНОЇ	2,2 - 2,8	1	-
	КПШ-9	2,2 - 3,3	9	-
	СП-20+КШ-3,6А	2,2 - 3,3	18-21,6	5 – 6
	СП-16+КПЕ-3,8	2,2 - 2,8	11,4-15,2	3 – 4
	Лідер 8,5	2,2 - 3,3	8,5	-
	СП-20+АКП-4	2,2 - 3,3	8-12	2 – 3
Посів	СП-20+СЗП-3,6	2,2 - 3,3	18 -21,6	5 – 6
	ОБЬ-8-3Т	1,8 - 2,9	8 – 12	2 – 3
	СЗР.01000М+СЗС-2,1	2,2 - 2,8	14	-
	СП-20+ЗЗ-3,6	2,2 - 3,9	18 - 21,6	5 – 6
	СП-20+СЗУ-3,6	2,2 - 3,3	18-021,6	5 – 6
	ПК-8,5 «Кузбас»	2,2 - 3,3	8,5	-
	АПП-7,2+СЗП-3,6А	2,2 - 3,3	7,2	-
Борони	3-АКП-4 Лідер	2,2 - 3,3	12	-
	БДТ-720	2,2 - 3,3	7,2	1
	БДТ-10	2,2 - 3,3	10	1
	БМШ-20	До 3,3	20	1
	СГ-21+БЗСС-1	2,2 - 3,6	21	21
	СГ-21+БЗТС-1	2,2 - 3,6	21	21
	СП-20+БІГ-3А	2,2 - 3,9	21	7
Луцильник	КЗБ-21	До 2,7	21	21
	ЛДГ-20	2,2 - 2,8	20	1
Причепи розкидачі органічних добрив	ПРТ-16	2,2 - 2,8	-	-
	РЖТ-16	2,2 - 3,3		

1.4 Напрямок енергозберігаючого використання агрегатів для обробітку ґрунту

Проблема ресурсозбереження механізованих робіт полягає у правильному виборі технологічного процесу та його технічного забезпечення. Дотримання цих вимог покращує енергетичні та паливно-економічні показники МТА, а якісне та своєчасне їх виконання впливає на формування врожаю, що вирощується [9].

У вітчизняному та світовому землеробстві широке застосування отримали нові ґрунтовологозберігаючі технології, засновані на скороченні обробітків ґрунту, що сприяє збереженню родючості та забезпечує значне зниження трудових та енергетичних витрат. Основна економія ресурсів досягається за рахунок адаптивної енергозберігаючої підготовки ґрунту до посіву, диференційованого по глибині та видах його обробітку, що дозволяє відмовитися від щорічного оранку в багатьох

випадках без втрати врожайності, замінивши його менш енергоємним безвідвальним розпушуванням, глибокою культивацією, дискуванням, комбінацією посівом [10].

Щоб припинити руйнування земель і відновити їхню родючість, пропонується запровадити ресурсозберігаючі ґрунтозахисні технології обробітку сільськогосподарських рослин, засновані на двох головних принципах: дотримання основних об'єктивних законів землеробства; використання комбінованих ґрунтообробних агрегатів нового покоління, при цьому забезпечується: підвищення продуктивності праці; економія робочої сили, устаткування, палива; зменшення механічного впливу на ґрунт ходовими системами тракторів; оперативність польових робіт за високої якості виконання; підвищення урожайності сільськогосподарських культур; захист ґрунту від водної та вітрової ерозії; підвищення родючості ґрунту.

У результаті сільськогосподарське виробництво стає стабільним, менш витратним і менш залежним від стихійних сил природи.

1.5 Висновки та завдання дипломного проекту

На підставі вивчення стану питання щодо покращення тяговозчіпних властивостей трактора «Слобожанець» на сніговій ціліні, оцінки кількісного та якісного складу тракторного парку, зайнятості його на зимових роботах та напрям адаптації до зимових умов, необхідно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати основні фактори, що визначають ефективність використання колісних тракторів загального призначення з урахуванням зональних умов;
- обґрунтувати раціональні параметри та режими роботи тракторів «Слобожанець» у складі ґрунтообробних агрегатів;
- провести патентні дослідження існуючих пристроїв щодо зміни (регулювання) тиску в шинах та з урахуванням їх переваг та недоліків, обґрунтувати свою схему системи регулювання тиску повітря у шинах трактора;
- конструктивно розробити пристрій системи регулювання, обґрунтувати принцип роботи та розрахувати його елементи;

– дати техніко-економічне обґрунтування раціональних параметрів та режимів роботи ґрунтообробних агрегатів.

2 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТРАКТОРІВ «СЛОБОЖАНЕЦЬ»

2.1 Оцінка тягово-зчіпних властивостей колісного трактора

За результатами експлуатації та лабораторно-польових випробувань трактора ХТА-200 з одинарними та здвоєними колесами встановлені основні робочі передачі (1-3, II-III режимів) у складі ґрунтообробних комплексів, що забезпечують діапазон тягових зусиль від 39 до 60 кН при швидкостях руху від 2 до 3 м/с та тягової потужності від 105 до 120 кВт [12].

За результатами лабораторно-польових експериментів [12, 24] отримані усереднені значення коефіцієнтів a і рівняння регресії, що зв'язує коефіцієнти використання ваги трактора та буксування при встановлених значеннях тиску в шинах ФД-12(28,1R26) та коефіцієнта опору перекошування трактора на різних фонах [24].

У таблиці 3 подано відповідні коефіцієнти.

Таблиця 3 – Коефіцієнти рівняння буксування, зчеплення та опору перекошування трактора ХТА-200

Фон	Коефіцієнт			Тиск у шинах, перед/зад, МПа	
	буксування		зчеплення		опору перекошування
Стерня	0,110	0,773	0,53	0,10	0,14/0,14
Поле, підготовлене під посів	0,086	0,640	0,56	0,16	0,14/0,13

Отримані рівняння протабульовані при різних поєднаннях коефіцієнта використання ваги та опору перекошування, що дозволило визначити максимальні значення коефіцієнта зчеплення, що відповідають допустимому буксуванню трактора та встановити графічні залежності буксування від коефіцієнта використання ваги на вказаних фонах (рисунок 3).

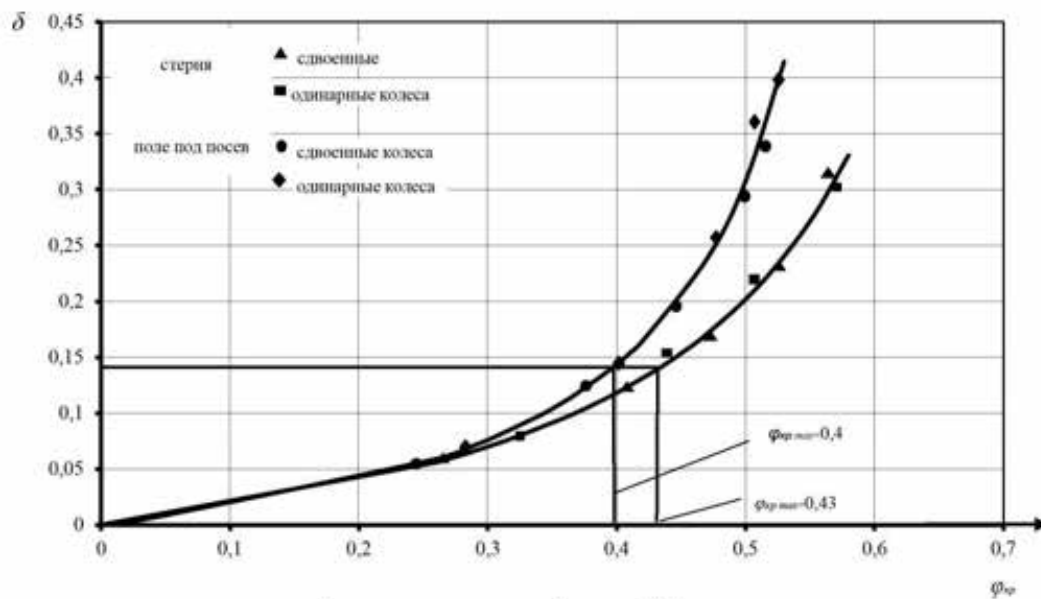


Рисунок 3 – Залежність буксування від коефіцієнта використання ваги трактора ХТА-200

Під час руху трактора виникають поля нормальних і дотичних напруг, що поширюються на глибину і в різні напрямки від місця застосування навантаження. Від здатності ґрунту витримувати такі навантаження залежить глибина колії, а отже, опір пересування та зчіпні властивості. При значній щільності ґрунту (стерня, цілина) на утворення зчеплення, а, отже, і на тягоутворення істотно впливає сила тертя між ґрунтом та опорними поверхнями шини або ґрунтозачепів. При зменшенні щільності ґрунту глибина проникнення в неї ґрунтозачепів збільшується, внаслідок чого на тягоутворення значніше впливають сила зачеплення, що виникає при упорі ґрунтозачепів у ґрунт і сила, що діє в площині зрізу брусків ґрунту між ґрунтозачепами. В силу зазначених причин максимальне значення коефіцієнта зчеплення, що визначає величину дотичної сили тяги при допустимому буксуванні, дещо менше (0,53) на стерні, ніж на полі, підготовленому під посів.

Однак різниця коефіцієнтів зчеплення і опору перекочування при цьому істотно вища через менші втрати на колії трактора в режимі робочого ходу. При цьому залежності буксування від коефіцієнта використання ваги тракторів з одинарними та здвоєними колесами на відповідних фонах практично однакові [24].

Це підтверджують результати, виконаних раніше досліджень [12] і дозволяє використовувати отримані характеристики з метою оцінки тяговозчіпних властивостей тракторів з різними масоенергетичними параметрами.

Аналіз результатів розрахунку тягового ККД на основі отриманих кривих буксування та коефіцієнтів та тягового ККД показав, що функція залежності тягового ККД від коефіцієнта використання ваги трактора практично не залежить від класу трактора, а визначається його конструктивними особливостями та ґрунтовим фоном [24].

Представлені на рисунку 4 характеристики дозволили встановити максимальні значення коефіцієнта тягового ККД і допустимі буксування значення тягового ККД, які визначають оптимальну величину коефіцієнта використання ваги і відповідний діапазон зміни коефіцієнта використання ваги трактора 4×4 (таблиця 4).

Таблиця 4 – Раціональні діапазони зміни коефіцієнта використання зчіпної ваги трактора 4×4 [35]

Фон	Коефіцієнт використання ваги			Буксування, %		Коефіцієнт тягового ККД		
	$\phi_{кр.опт}$	$\phi_{кр.мін}$	$\phi_{кр.мак}$	$\delta_{опт}$	$\delta_{мін}$	$\eta_{Тмак}$	$\eta_{Тмін}$	n
Стерня	0,37	0,29	0,43	10,1	6,6	0,61	0,60	0,60
Поле під посів	0,36	0,30	0,40	11,5	8,7	0,53	0,52	0,52

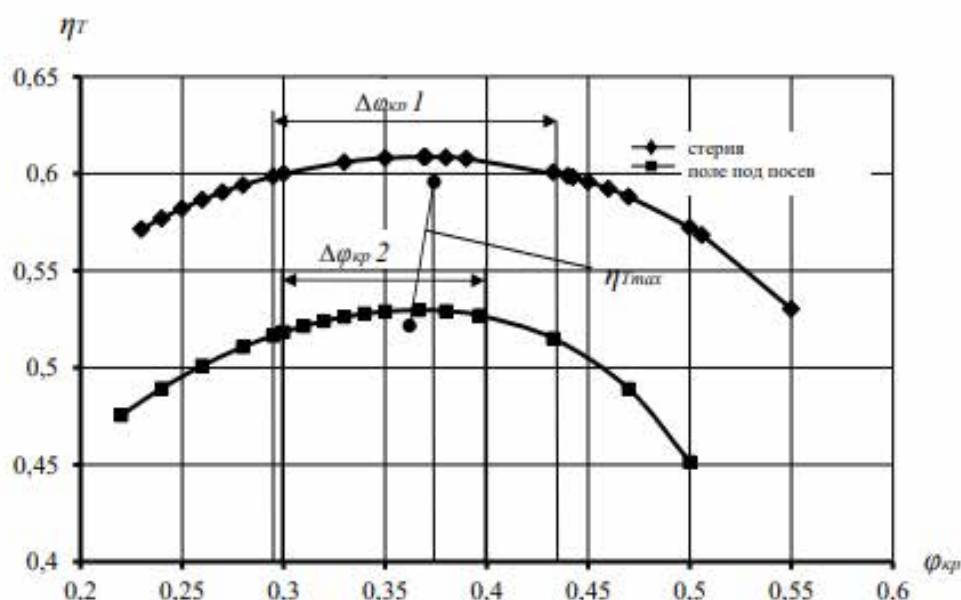


Рисунок 4 – Залежність тягового ККД від коефіцієнта використання ваги трактора

Аналіз результатів розрахунку експлуатаційних показників трактора з одинарними та здвоєними колесами при різних коефіцієнтах використання потужності двигуна (таблиці 5, 6) показав достатні резерви підвищення ефективності енергонасичених тракторів тягової концепції існуючих компонувальних схем, реалізація яких може стати найбільш економічним вирішенням проблеми підвищення продуктивності ґрунтообробних [12].

Таблиця 5 – Експлуатаційні параметри та режими трактора

Фон	ξ_N	m_e	E,кВт/т	$P_{кр opt}, кН$	$P_{кр max}, кН$	Оптимальна швидкість, м/с	
Стерня	1,0	13700	14,5	49,62	58,17	2,43	2,05
	0,95					2,31	1,94
	1,0	15600	12,7	56,50	66,24	2,14	1,80
	0,95					2,02	1,71
Поле під посів	1,0	13700	14,5	49,28	53,28	2,13	1,96
	0,95					2,026	1,84
	1,0	15600	12,7	56,11	60,67	1,87	1,72
	0,95					1,77	1,63

Таблиця 6 – Вплив агрофону на експлуатаційні характеристики трактора

Показники	Агрофон			
	стерня		поле, підготовлене під посів	
	1	0,95	1	0,95
$\varphi_{кр opt}$	0,47	0,47	0,52	0,52
$\varphi_{кр max}$	0,53	0,53	0,56	0,56
$(E / (g \cdot V_T))_{opt}$	0,606	0,606	0,692	0,692
$(E / (g \cdot V_T))_{max}$	0,720	0,720	0,752	0,752
$V_{Т opt}^o = (V_{Ti} / V_{Tг})$	1,15	1,14	1,0	1,0
$V_{Т opt}^o = (V_{Ti} / V_{Tг})$	1,045	1,045	1,0	1,0

Для зміни енергонасиченості необхідно збільшити оптимальну робочу швидкість на полі під посів чи зменшити експлуатаційну масу трактора.

Отримані характеристики тягово-зчіпних властивостей (рисунок 5) свідчать про доцільність використання трактора «Слобожанець» змінної маси у складі ґрунтообробних агрегатів на фонах високої міцності з максимальним баластуванням. На фонах низької міцності та несучої здатності найвища ефективність досягається за мінімальної експлуатаційної маси енергетичного засобу [24].

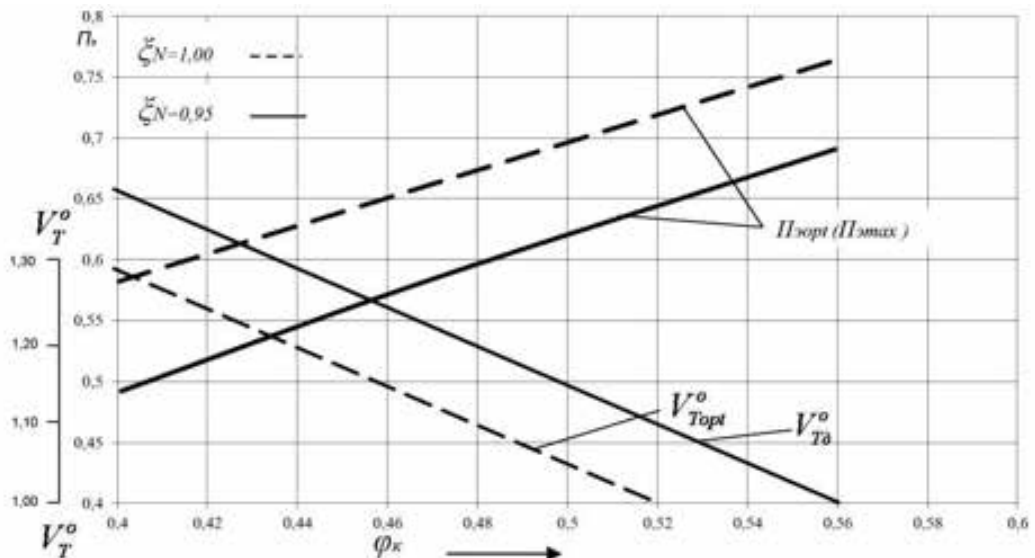


Рисунок 5 - Зміна показників ПЕ і V_T^o про зчіпні властивості трактора

Значення $\varphi_{крн} = (\varphi_{кн} - f)$, що відповідає номінальному тяговому зусиллю трактора, має перебувати в діапазоні $\varphi_{крорт} \leq \varphi_{крн} \leq \varphi_{крmax}$. З огляду на те, що максимум продуктивності МТА на базі трактора зі звичайною характеристикою дизеля зміщений щодо η_{Tmax} у бік великих тягових зусиль, з метою найбільш повного використання потенційних можливостей енергетичного засобу доцільно орієнтуватися на $\varphi_{крmax}$. Це створює певний резерв реалізації зростання енергонасиченості трактора.

На ґрунтах низької міцності значення оптимального коефіцієнта використання ваги прагнуть до його максимальних значень, що ще більше підтверджує доцільність зазначеного вище принципу визначення раціональних режимів роботи трактора у складі тягових ґрунтообробних агрегатів [24].

2.2 Залежність вертикальних навантажень на ведучих мостах від тягового зусилля тракторів «Слобожанець»

На тягово-зчіпні якості прохідності трактора «Слобожанець» при роботі з різними сільськогосподарськими знаряддями впливає перерозподіл вертикальних навантажень і крутних моментів на ведучих мостах в залежності від дотичної сили тяги, що розвивається трактором, в конкретних умовах експлуатації.

Зміна вертикальних навантажень на ведучих мостах від дотичної сили тяги суттєво впливає на тягово-зчіпні показники трактора. Якщо передні колеса розвантажуються, задні навантажуються, тобто відбувається перерозподіл ваги по осях. Для отримання рівняння моментів, що узагальнюють проведені польові експерименти, виконано чисельні розрахунки з використанням залежності вертикального навантаження на задній та передній від дотичної сили тяги:

$$\gamma_{II} = \left[\frac{(G_E \cdot a_{II}) - (P_K \cdot h_{KP}) - M_f}{L} \right], \quad (1)$$

$$\gamma_3 = \left[\frac{(G_E \cdot (L - a_{II})) - (P_K \cdot h_{KP}) - M_f}{L} \right], \quad (2)$$

де G_E - Експлуатаційна вага трактора, кН;

a_{II} - Відстань від центру тяжкості трактора до заднього колеса, м;

h_{KP} - Ордината точки причепа, м;

M_f - момент опору кочення трактора, визначається за формулою (3);

L - Поздовжня база трактора, м. Київ

$$M_f = \gamma_{II} \cdot a_{II} + \gamma_3 \cdot a_3, \quad (3)$$

де a - Зміщення опорних реакцій при русі трактора.

Схема сил діють на трактор у випадку руху представлена рисунку 6.

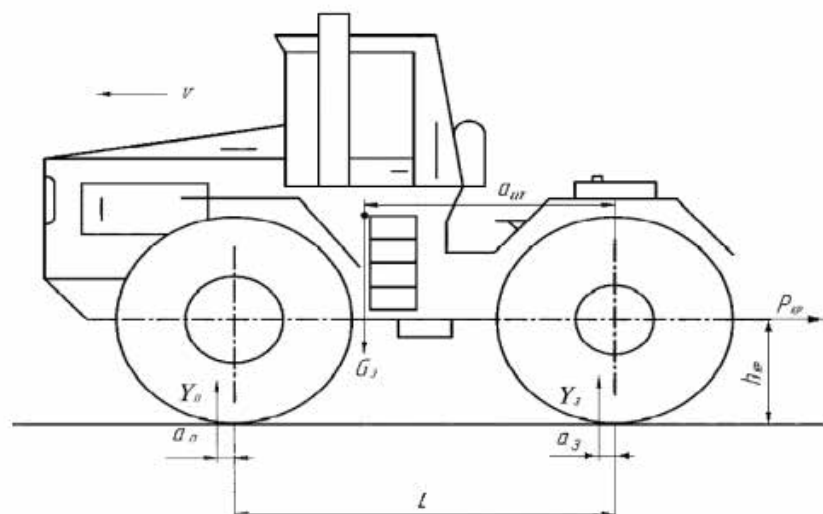
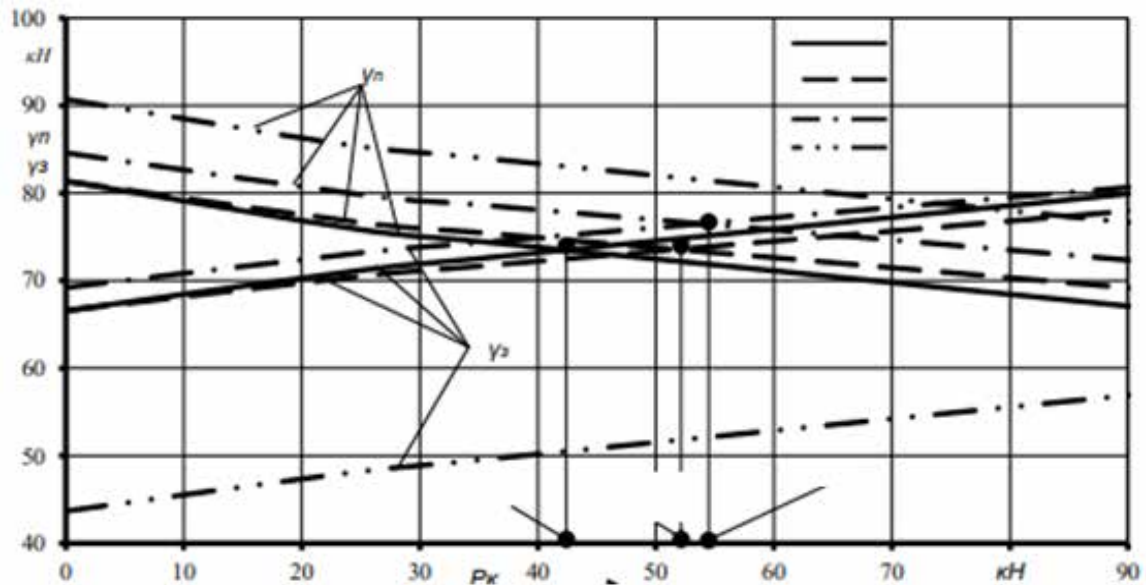


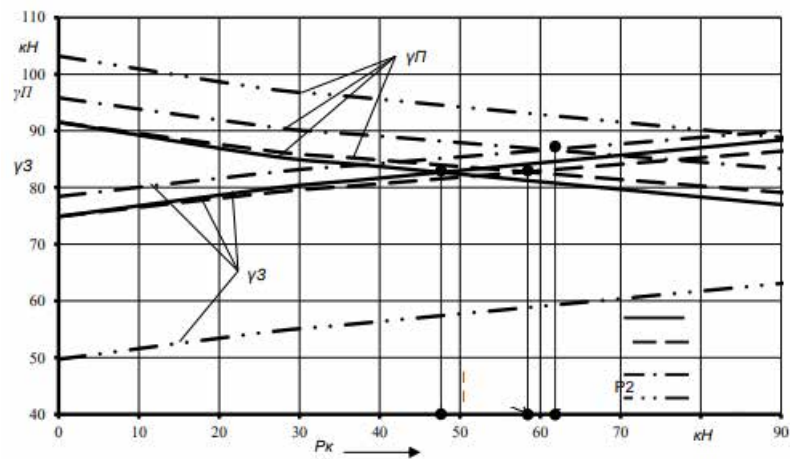
Рисунок 6 – Схема сил діючих на трактор у загальному випадку

Отримані рівняння моментів дозволяють аналізувати зміну вертикальних навантажень і крутних моментів на провідних мостах трактора залежно від сили тяги, що розвивається, з похибкою до 5%.

На рисунку 7 представлено зміну вертикальних навантажень на ведучих мостах від дотичної сили трактора тяги при ($m_E = \max$) на стерні.



а)

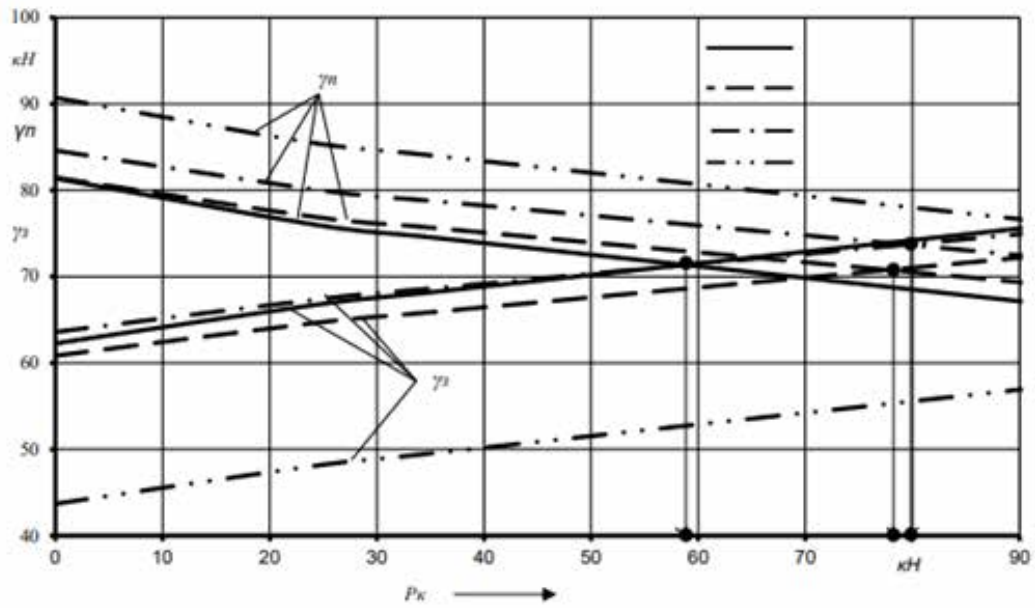


б)

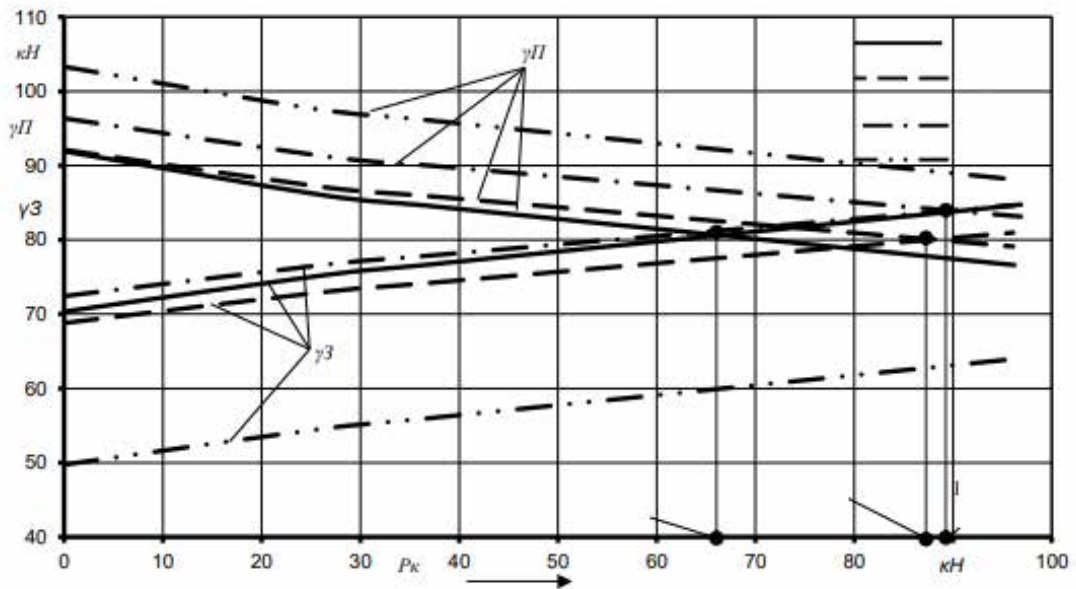
а) стерня з одинарними колесами; б) стерня зі здвоєними колесами

Рисунок 7 – Зміна вертикальних навантажень на ведучих мостах від'ємної сили тяги трактора при ($m_E = \max$) на стерні

На рисунку 8 представлено зміну вертикальних навантажень на ведучих мостах від дотичної сили трактора тяги при ($m_E = \min$) на стерні.



а)



б)

Рисунок 8 – Зміна вертикальних навантажень на ведучих мостах від'ємної сили тяги трактора при ($m_E = \min$) на стерні

Аналіз проведених результатів моделювання та експерименту для трактора ХТА-200 з розподілом ваги по осях $\gamma_{\Pi_0} / \gamma_{3_0} = 0,675 / 0,325$ при $R_K = 0$ показав, що вирівнювання нормальних реакцій γ_{Π_0} і γ_{3_0} в раціональному тяговому діапазоні (50-60 кН) не досягається. Співвідношення γ_{Π} / γ_3 в середньому 0,59/0,41, що явно недостатньо. Установка здвоєних коліс ситуації особливо не змінює. Тому досягти

кінематичної відповідності між певними швидкостями передніх V_{II} і задніх V_{III} коліс можна зміною радіусів кочення, а також максимально можливим підйомом причіпної скоби від поверхні поля $h_{KP}=0,5$ м, що підвищує вирівнювання нормальних реакцій у раціональному діапазоні тягового до 0,54/ 0,46.

У раціональному тяговому діапазоні вирівнювання нормальних реакцій у тракторів (ХТА-250) досягається при $m_{Emin} \quad m_{Emin} P_{KPOpt} \leq P_{KP} (\gamma_{II} = \gamma_{III}) \leq P_{KPmax}$ забезпечуючи підвищення ступеня використання потенційних можливостей трактора.

Серед різних способів, що застосовуються для підвищення тягових якостей колісних тракторів, одним з найбільш ефективних є компоновання їх за схемою 4×4 з використанням всіх коліс як ведучих.

Однак найкращі тягові показники трактора не досягаються внаслідок завжди наявної деякої кінематичної невідповідності між передніми та задніми колесами. При прямолінійному русі кінематичне невідповідність виявляється у тому, що теоретичні окружні швидкості передніх і задніх коліс можуть дещо різнитися між собою, тоді як осі цих коліс, будучи жорстко пов'язані з остовом трактора, повинні рухатися з однаковими поступальними швидкостями.

Забезпечити досконалу ідентичність окружних швидкостей передніх і задніх коліс практично неможливо, тому що розміри радіусів коліс можуть відхилитися від своїх розрахункових значень у той чи інший бік, залежно від різноманітних факторів, ступеня зношеності протекторів, величини тиску повітря в шинах і особливо суттєво внаслідок зміни діють на колеса нормальних навантажень [28].

Найкращі тягові показники колісного трактора формули 4К4б могли б бути отримані при рівності окружних швидкостей передніх і задніх коліс. У цьому випадку передні та задні колеса працювали б з однаковим буксуванням та їх зчіпні якості були б використані однаково.

Наявність кінематичної невідповідності коліс погіршує тягові показники трактора. Якщо в результаті кінематичної невідповідності передні і задні колеса працюють з різним буксуванням, то зчіпні якості коліс, що відстають, використовуються в меншій мірі, ніж зчіпні якості коліс, що забігають. Чим більша

кінематична невідповідність, тим нерівномірніше використовуються зчіпні якості коліс обох осей. Найбільш негативно впливає на тягові показники трактора ковзання коліс, що відстають. У цьому випадку провідними фактично залишаються тільки два колеса, тому що колеса, що ковзають, стають веденими [28].

Для отримання найбільшої ефективності застосування тракторів «Слобожанець» необхідно забезпечити кінематичну відповідність між окружними швидкостями передніх V_1 та задніх V_2 провідних коліс. Вирішення такої задачі можливе шляхом підбору відповідного тиску повітря в шинах з урахуванням конструктивних особливостей трактора та умов його експлуатації (грунтовий фон, силовий вплив причепів або сільськогосподарських знарядь та інше). Рішення зводиться до того, щоб за відповідних умов роботи трактора мала місце рівність радіусів кочення передніх r_{k1} і задніх r_{k2} провідних коліс, що особливо важливо при встановленні здвоєних коліс через циркуляцію потужності між ними.

Кількісна оцінка виконання цієї умови перевіряється величиною коефіцієнта кінематичної невідповідності K :

$$K = \frac{v_2 - v_1}{v_2} = 1 - \frac{r_{k1}}{r_{k2}}. \quad (4)$$

При $r_{k1} = r_{k2}$, тобто має місце повне кінематичне відповідність. Якщо $r_{k1} > r_{k2}$, то $K < 0$, в цьому випадку забігають передні колеса. При $r_{k1} < r_{k2}$ $K > 0$ забігають задні колеса (передні будуть ковзними), що і має місце у трактора при русі з малими навантаженнями на твердих фонах.

При тиску повітря в шинах, тобто в передніх шинах 0,17 МПа і в задніх 0,16 МПа, на передніх колесах виникає негативний момент, що крутить, досягає величини від 0,3 до 1,5 кНм. У такому разі відключення заднього моста призводить до усунення кінематичної невідповідності і, як наслідок, до підвищення тягового ККД від 2 до 6%. Тим не менш, при навантаженнях трактора більше 12 кН робота повинна виконуватися у всіх випадках з обома провідними мостами, а для зменшення шкідливого впливу кінематичної невідповідності необхідно підбирати оптимальний тиск повітря в шинах з тим, щоб у зоні номінальних навантажень відбувалося зразкове вирівнювання радіусів кочення коліс.

У дослідженнях радіуси кочення коліс трактора ХТА-200 визначалися як відношення пройденого шляху S до кількості зроблених обертів [5, 12]

$$r_{K1(2)} = \frac{S}{2\pi n_{K1(2)}} \quad (5)$$

Тут і далі індекс 1 відноситься до передніх коліс, а індекс 2 до задніх коліс трактора.

Коефіцієнт тангенціальної еластичності шин 28.1 R26 та 30,5 R32 підраховувався за формулою:

$$\lambda = \frac{r_{01(2)} - r_{K1(2)}}{M_{K1(2)}} \quad (6)$$

де $r_{01(2)}$ та $r_{K1(2)}$ – радіуси кочення коліс відповідно для веденого та ведучих режимів;

M - крутний момент, що підводиться до відповідного колеса, кНм.

Зокрема, при русі трактора з номінальним тяговим навантаженням по асфальту з буксуванням $\delta=0,05$ коефіцієнт $\lambda=0,0043$ м/кНм. При розрахункових дослідженнях радіуси r_{K1} та r_{K2} у провідному режимі визначалися за формулою академіка Є. А. Чудакова:

$$r_{K1(2)} = r_{01(2)} - \lambda M_{K1(2)} \quad (7)$$

Функціональний зв'язок радіусу колеса $r_{01(2)}$ з тиском повітря в шині $p_{ш1(2)}$ та вертикальним навантаженням на колесо проводився за формулою В. А. Петрушева:

$$r_{01(2)} = r_{C1(2)} \frac{r_{C1(2)} P_{ш1(2)} + v_1 G_{K1(2)}}{r_{C1(2)} P_{ш1(2)} + v_2 G_{K1(2)}} \quad (8)$$

де $r_{01(2)}$ - вільний радіус переднього (заднього) колеса, м;

$P_{ш}$ - тиск повітря у шині відповідного колеса, МПа;

v_1, v_2 - константи, що характеризують вказані шини.

Розрахунки показали, що при нормальному навантаженні в експлуатаційних межах зміною тиску повітря в шинах 28,1 R26 та 30,5 R32 можна отримати зміну радіусу кочення у веденому режимі до 4%.

Результати розрахунково-експериментальних досліджень представлені на рисунку 9 і в таблиці 7, користуючись якими, можна підібрати оптимальний тиск повітря в шинах задніх провідних коліс, попередньо обравши тиск повітря для шин передніх коліс. При цьому необхідно знати склад агрегату, а отже, і нормальне навантаження на колеса умови роботи.

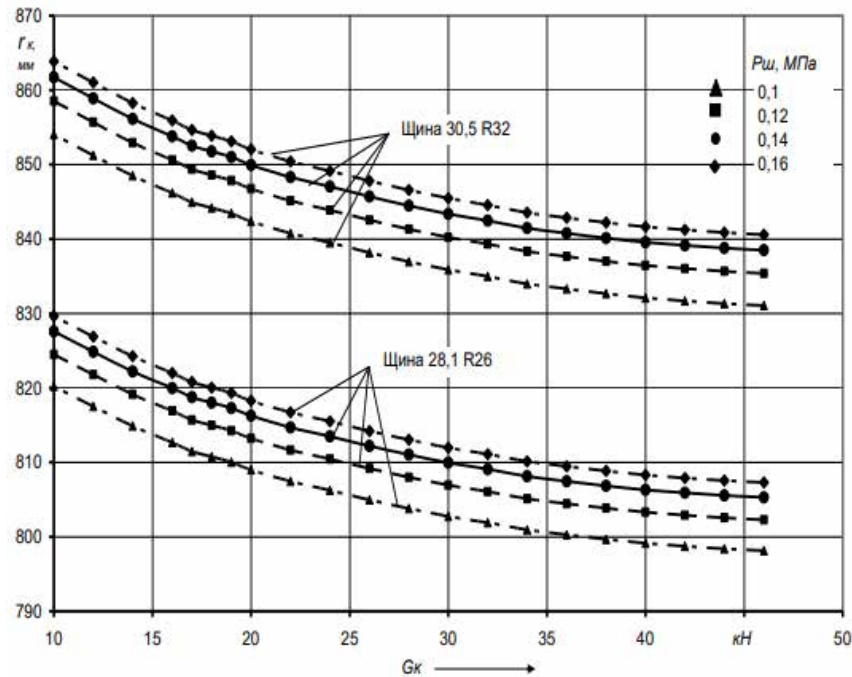


Рисунок 9 – Залежність радіусу кочення ведучого колеса трактора від тиску повітря в шині 28,1 R26 та 30,5 R32 та нормальних навантажень

Таблиця 7 – Оптимальні значення тягових зусиль та тиску в шинах

Марка шин	Маса, т	Ефективність, Вт/кг	Фон	Передача/режим	Тиск у шинах, перед/зад МПа
28,1R26	13,70	14,5	стерня	II / 2 II / 3 III / 2	0,14/0,11
			поле під посів	II / 2 II / 3 III / 2	0,11/0,09
28,1R26	15,60	12,7	стерня	II / 2 III / 1 III / 2	0,14/0,11
			поле під посів	III / 1 III / 2 II / 2	0,12/0,09

28,1R26	15,08	11,1	стерня	II / 1 II / 2 III / 1	0,13/0,14
			поле під посів	II / 1 II / 2 III / 1	0,11/0,12
28,1R26	16,98	9,9	стерня	II / 1 II / 2 III / 1	0,11/0,12
			поле під посів	II / 1 II / 2 III / 1	0,11/0,12
28,1R26	15,08	13,6	стерня	II / 2 II / 3 III / 2	0,13/0,13
			поле під посів	III / 1 III / 2 II / 2	0,11/0,11
28,1R26	16,98	12,1	стерня	III / 1 II / 1 II / 2	0,11/0,11
			поле під посів	II / 1 II / 2 III / 1	0,11/0,11
30,5 R32	15,68	15,0	стерня	III / 2 II / 2 II / 3	0,13/0,13
			поле під посів	II / 2 II / 3 III / 2	0,09/0,09
30,5 R32	17,78	13,2	стерня	III / 1 III / 2 II / 2	0,11/0,11
			поле під посів	II / 1 II / 2 III / 1	0,09/0,09

При роботі на асфальті на шинах із тиском на передній осі 0,17 МПа на задній осі - 0,14 МПа. При роботі тільки з причепом ЗПТС-12 тиск повітря в шинах має встановлюватись відповідно на тракторі ХТА-200 0,16 та 0,12 МПа відповідно. При роботі з сільськогосподарськими знаряддями в шинах коліс з урахуванням твердості та вологості ґрунту повинен встановлюватись рекомендований тиск. На тракторах

при виконанні транспортних робіт внаслідок відносно невеликих тягових опорів тиск для шин 30,5 R32 має становити 0,17 та 0,15 МПа. Дотримання зазначених рекомендацій дозволяє підвищити тяговий ККД тракторів «Слобожанець» залежно від агрегату та умов роботи від 10 до 15 % та знизити витрату палива відповідно від 5 до 7.

2.3 Потенційні можливості енергонасичених колісних тракторів на різних фонах

Ефективне використання потужності шляхом застосування комбінованих агрегатів з активними та пасивними робочими органами на даному етапі не є кардинальним рішенням, оскільки вони мало поширені та застосування їх найчастіше підвищує енергоємність виконання робіт. Тому найбільші резерви зростання продуктивності МТА пов'язані з переходом до тракторів тягово-енергетичної та енергетичної концепції. Однак можливості тягової концепції мають достатні резерви використання енергонасичених тракторів існуючих схем компонування, реалізація яких може стати найбільш економічним рішенням проблеми підвищення продуктивності МТА [15].

У зв'язку з цим розглянуто можливості підвищення ефективності використання мобільного енергетичного засобу тягової концепції шляхом зміни масоенергетичних параметрів колісних тракторів класу 5 сімейства «Слобожанець».

У рамках тягової концепції визначальним параметром трактора є номінальне тягове зусилля, відповідно до якого формується шлейф машин для енергетичного засобу певного тягового класу. Стабільність цього параметра зберігається за різних рівнів енергонасиченості і є основною в існуючій системі побудови типажу та агрегування тракторів.

Величина номінального тягового зусилля знаходиться в діапазоні між значеннями $P_{kopt} - P_{kmax}$, що відповідають максимальному тяговому ККД за ГОСТ 24096-80 та допустимою межею буксування. Верхня межа цього діапазону відповідає P_{kmax} обмежує тягові показники зі зчеплення.

Враховуючи зміщення максимуму продуктивності МТА щодо максимального тягового ККД у бік $P_{kp\max}$ для більш повного використання потенційних можливостей трактора слід орієнтуватися на це значення тягового зусилля, що створює певний резерв для реалізації зростання енергонасиченості» [9].

При обмеженні тягових показників трактора величиною $P_{kp\max}$ використовувана потужність знижується пропорційно зменшенню робочої швидкості:

$$\frac{P_{kp\max}}{\eta_T} V_{\min} = N_e \leq \frac{P_{kp\max}}{\eta_T} V_{\partial} = N_{eE}. \quad (9)$$

Відповідно, недовикористання потужності серійного трактора має місце на швидкостях нижче 1,57 м/с.

При накладенні на потенційну тягову характеристику діапазонів робочих швидкостей МТА, що задовольняють агровимог, встановлено, що найбільш енергоємні тягові операції (ярусне орання, глибоке розпушування, меліоративна обробка та інші) виконуються на швидкостях від 1,4 до 1,6 м/с [20].

У трактора із встановленими масоенергетичними параметрами на нижньому кордоні робочих швидкостей МТА реалізується від 74 до 88 % потужності двигуна із збільшенням g від 8 до 10 %.

З підвищенням потужності трактора до 235 кВт, для забезпечення верхньої межі енергонасиченості 14,98 кВт/т (варіант 3) верхня межа зони швидкостей з недовикористанням потужності двигуна при $P_{kp\max}$ зростає до 2,12 м/с, а завантаження двигуна на нижній межі зони робочих швидкостей МТА знижується до 55% зі збільшенням g_{kp} на 15% (рисунок 10).

Отримані результати свідчать, що зі зростанням енергонасиченості потенційні можливості трактора зміщуються у бік вищих швидкостей, збільшуючи одночасно швидкісний діапазон з недовикористанням потужності двигуна по зчіпних властивостях.

Стабільність рівня завантаження двигуна у разі підвищення його потужності досягається збереженням енергонасиченості трактора. Відповідне збільшення

експлуатаційної маси трактора ХТА-250 у 1,15 рази порівняно з ХТА-200 супроводжується адекватним збільшенням $P_{кр}$ та $N_{кр}$ при швидкостях руху $V \geq V_{\delta}$. Однак такий шлях через зростання конструктивної маси не дозволяє знизити нижню межу швидкісного діапазону трактора при повній реалізації його потенційних можливостей [12, 24].

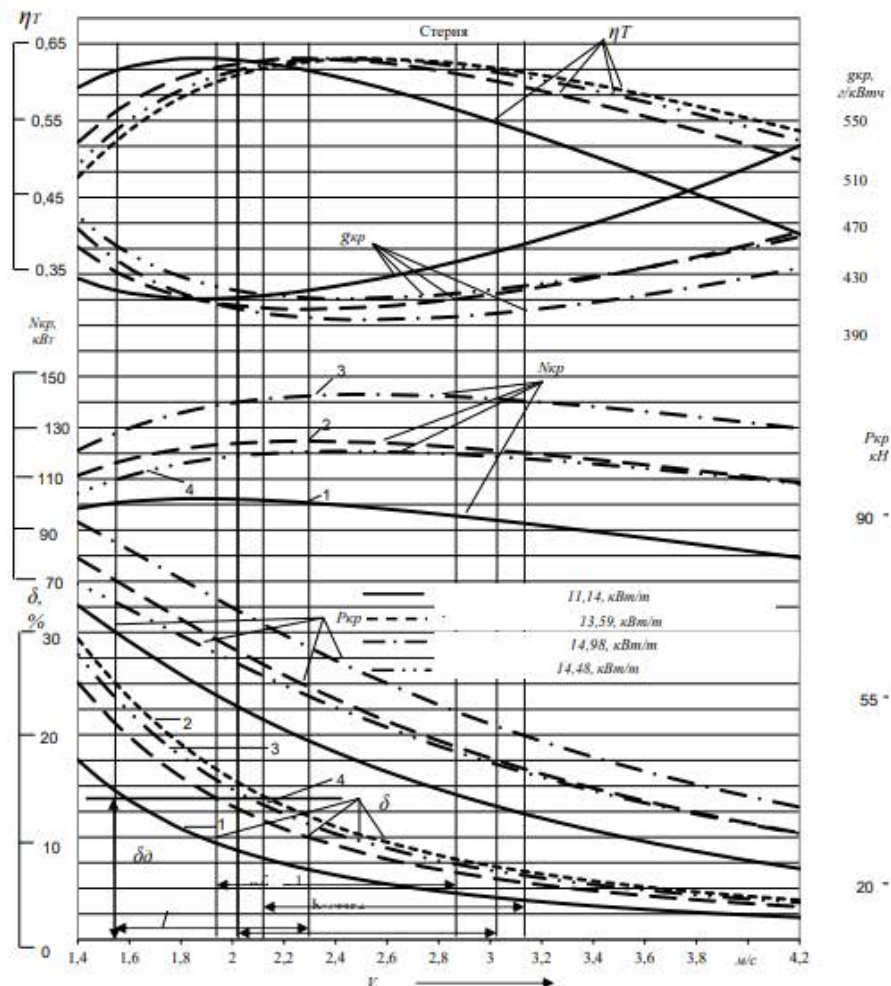


Рисунок 10 – Потенційна тягова характеристика тракторів «Слобожанець» з різними масоенергетичними параметрами на стерні

Недовикористання потужності двигуна, що посилюється зростанням енергонасиченості, потребує зміни існуючої тягової концепції трактора. Стабільність показників $P_{крopt}$, $P_{крmax}$ порушує при $V_{min} \leq V_{opt} (V_{\delta})$ співвідношення між потужністю N_{eE} і масою m_E , що становить параметричну основу тягової концепції [24].

Зазначене співвідношення досягається, якщо зростання тягового зусилля при швидкості $V_{\min} \leq V_{\delta}$ забезпечується відповідним збільшенням експлуатаційної маси трактора:

$$m_{B \max} = (m_{E \max} - m_E) = m_E \left(\frac{V_{\delta}}{V_{\min}} - 1 \right). \quad (10)$$

Для колісного трактора за мінімальної швидкості руху м/с та допустимою – 1,57 м/с 9 кВт.

У трактора з енергоефективністю 14,98 кВт (варіант 3) при допустимій швидкості 2,12 м/с буксирувальна маса становить близько 0,514 ваги трактора (8064 кг), що має передбачатися міцністю конструкції та здатністю навантаження шин.

Принципова схема підвищення рівня використання потужності енергонасиченого колісного трактора у складі тягового агрегату застосуванням баласту з регульованою буксирувальною масою (рисунок 11).

Підвищення рівня завантаження двигуна до оптимального (номінального) у цьому випадку досягається пропорційним зростанням експлуатаційної маси та максимального тягового зусилля на величину $\Delta P_{kp \max}$ в діапазоні швидкостей від мінімальної до допустимої при $\delta = \delta_0$.

У цьому діапазоні забезпечується висока економічність трактора у зв'язку зі стабільністю тягового ККД та функціонуванням двигуна в номінальному режимі з питомою витратою палива, близьким до мінімального [9]

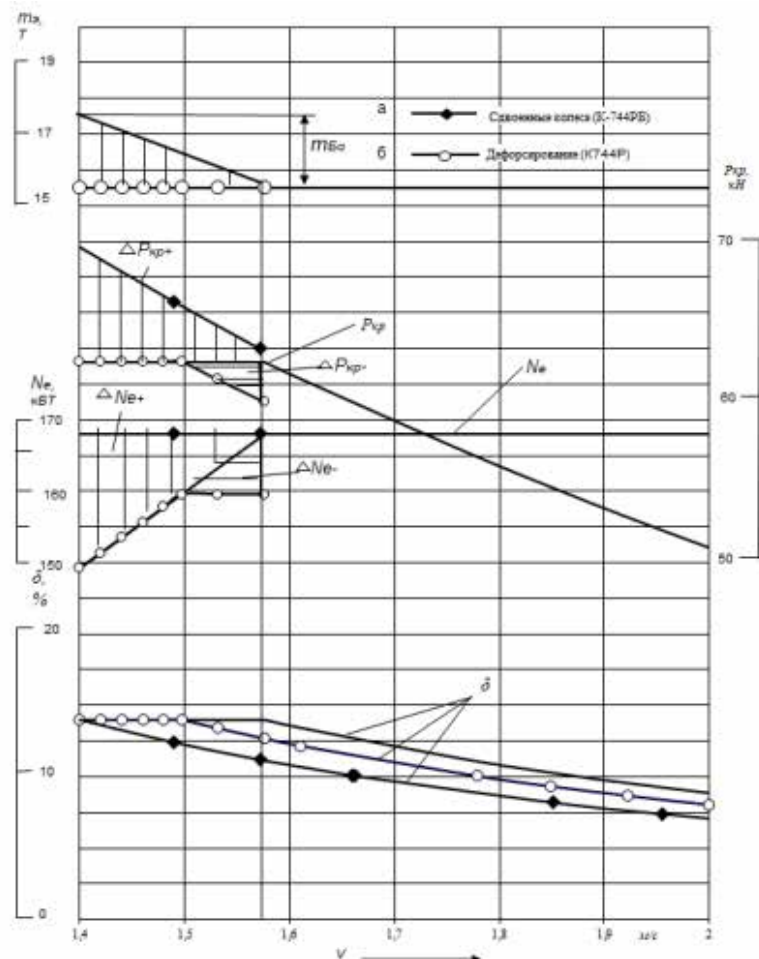


Рисунок 11 – Схема підвищення рівня використання потужності енергонасиченого колісного трактора застосуванням здвоєних коліс (а) та дефорсуванням (б)

Метод встановлення здвоєних коліс, що використовується на тракторах «Слобожанець», розрахований на забезпечення мінімальних допустимих діапазонів швидкостей МТА при максимальному тяговому зусиллі, допустимим навантаженням на шину і ґрунт при найменшій конструкційній масі енергетичного засобу. Хоча підвищення енергонасиченості практично завжди зумовлює зростання конструкційної маси та відповідне зменшення баласту.

Реалізація високих тягових зусиль трактора пов'язана зі збільшенням ширини захвату і, отже, маси навісних машин, що агрегуються, що вимагає відповідного підвищення допустимої вантажопідйомності навісного пристрою та встановлення здвоєних коліс для підвищення навантажувальної здатності з умов забезпечення керованості та зменшення глибини коліє утворення при транспортуванні навісних

положення за допомогою корекції вертикальних навантажень, центру тиску та епюри нормальних реакцій ґрунту на пневматичній рушій.

Для реальних тракторів регульована маса баласту залежно від необхідного тягового зусилля замінюється максимально можливою шляхом встановлення здвоєних коліс, що призводить до зниження потенційного тягового ККД за рахунок надлишкової маси на підвищених робочих швидкостях та часткових тягових режимах. Для трактора при установці здвоєних коліс $m_B = 1900$ кг, становить близько 104% від $m_{B_{\max}}$ і забезпечує повне завантаження дизеля в діапазоні, який є нижньою межею робочих швидкостей сучасних технологічних комплексів. При коливаннях тягового опору ґрунтообробних агрегатів ($\Delta \text{lim} = 1,2 - 1,3$) експлуатаційне завантаження трактора $K_z = K_M / \Delta \text{lim} = 0,95 - 0,97$ відповідає коефіцієнту використання потужності від 0,9 до 0,95 [5].

«Реалізована при цьому потужність двигуна знижується і забезпечує фактичну енергонасичення трактора (варіант 1) для цього діапазону швидкостей на оптимальному рівні від 9,5 до 11,14 кВт/т.

Альтернативою методу застосування здвоєних коліс спосіб підвищення оптимального завантаження сучасних колісних тракторів, особливо з ДПМ, полягає в дефорсуванні дизеля на робочих швидкостях до мінімальної енергоефективності від 9,39 до 10,6 Вт/кг. Зазначене може бути реалізовано застосуванням дворежимного регулювання з пологим перебігом швидкісної характеристики ДПМ.

Потенційні енергетичні можливості тракторів на полі, підготовленому під посів нижче в середньому на 15 % ніж на стерні (рисунок 12), що зумовлено характеристиками буксування та опору перекочування. Через зближення оптимального і допустимого буксування режимів відбувається звуження діапазонів робочих швидкостей в 2 рази, зниження яких на зазначеному тлі склало в середньому 14% (таблиця 9).

Оптимальні режими роботи тракторів з базовими масоенергетичними параметрами на полі під посів за потенційною тяговою характеристикою практично обмежені тяговим (від 54,3 до 58,7 кН) та швидкісним (від 1,5 до 1,6 або від 1,8 до

2,0 м/с) діапазонами. Потенційні можливості тракторів серії ХТА за розглянутими варіантами не вирішують принципової проблеми ефективної роботи при швидкості нижче 1,72 м/с.

На полі, підготовленому під посів, найвищі потенційні можливості тракторів досягаються при $\delta_{opt}=11,54\%$ на здвоєних колесах. Оптимальні робочі діапазони швидкостей та навантажень, що визначаються з умови забезпечують їхнє функціонування на мінімально допустимих швидкостях [15].

Таблиця 9 – Потенційні тягові характеристики трактора «Слобожанець» тягово-енергетичної концепції на підготовленому під посів фоні

Поле під посів			
$P_{крот.}$, кН	$P_{кр max.}$, кН	Швидкість, м/с	
		Оптимальна	Допустима
54,25	58,65	1,64	1,51
61,08	66,04	1,45	1,34
54,25	58,65	2,00	1,840
61,08	66,04	1,77	1,64
56,4	60,98	2,20	2,030
63,96	69,15	1,95	1,79
49,28	53,28	2,13	1,96
56,12	60,67	1,87	1,72

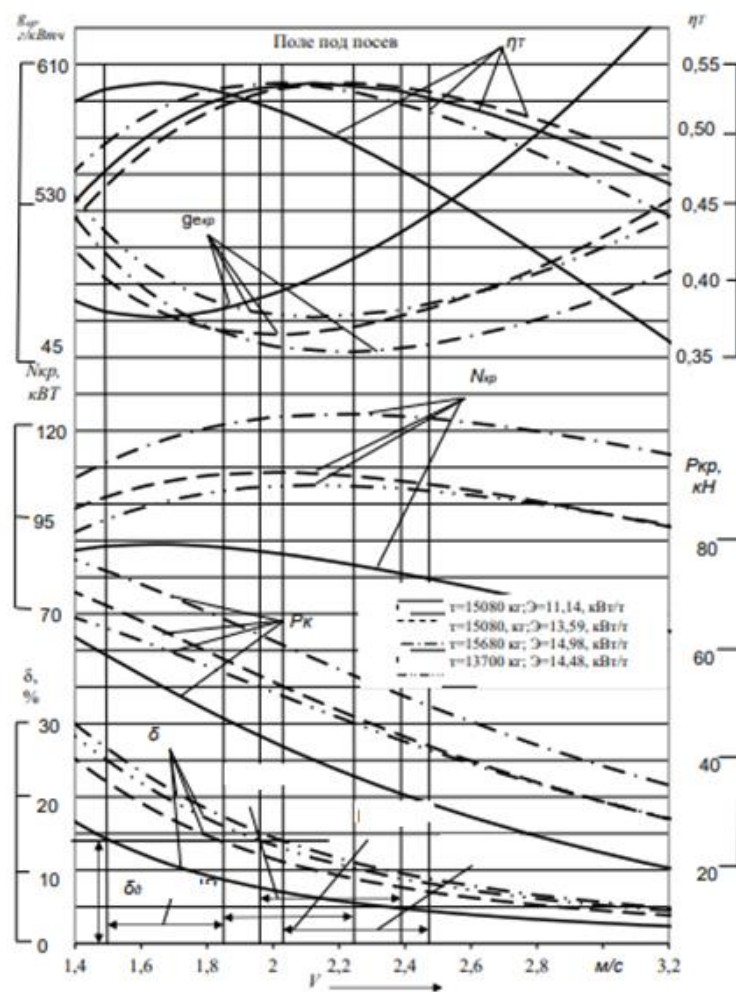


Рисунок 12 – Потенційна тягова характеристика тракторів «Слобожанець» з різними масоенергетичними параметрами на полі під посів

2.4 Раціональні режими використання тракторів «Слобожанець» концепції у складі ґрунтообробних агрегатів

Сучасні ґрунтообробні агрегати відносяться до розряду складних технічних систем, що виконують технологічні процеси при переміщенні по полю. При їх комплектуванні необхідно враховувати високу якість технологічного процесу, максимальну продуктивність при мінімальних питомих паливно-енергетичних та фінансових витратах, найменший негативний вплив на навколишнє середовище та здоров'я людини, що працює.

Задоволення цих вимог можливе на основі комплексного вирішення задачі комплектування агрегатів на багаторівневій системі ресурсозбереження».

Завдання комплектування ґрунтообробних агрегатів на базі трактора тягово-енергетичної концепції зводиться до обґрунтування масоенергетичних параметрів, складу та швидкісного режиму роботи, тому вирішується на двох етапах.

На першому етапі визначають раціональні тягово-швидкісні діапазони трактора з різними масоенергетичними параметрами залежно від природно-виробничих умов (ґрунтовий фон, зміна питомого тягового опору робочих машин даного типу від швидкості).

На другому етапі для енергомашини з раціональною енергонасиченістю та потужністю в певних умовах функціонування за критеріями ресурсозбереження розраховують оптимальні значення робочої швидкості та ширини захоплення агрегату з подальшим вибором числа машин та зчіпки [24].

Для вибору раціональних режимів роботи трактора зі змінними параметрами слід враховувати характеристику тягового ККД, еквівалент продуктивності та енерговитрат, які дозволяють оцінити його ефективність незалежно від питомого опору машини та тягового навантаження [42].

Аналіз зазначених вище залежностей агрегатів з різними параметрами трактора показав (рисунок 13), що еквівалентна продуктивність визначається лише характеристикою технологічної частини. Зі збільшенням коефіцієнта ΔK потенційна продуктивність знижується і досягає екстремального (найвищого) значення за меншої швидкості.

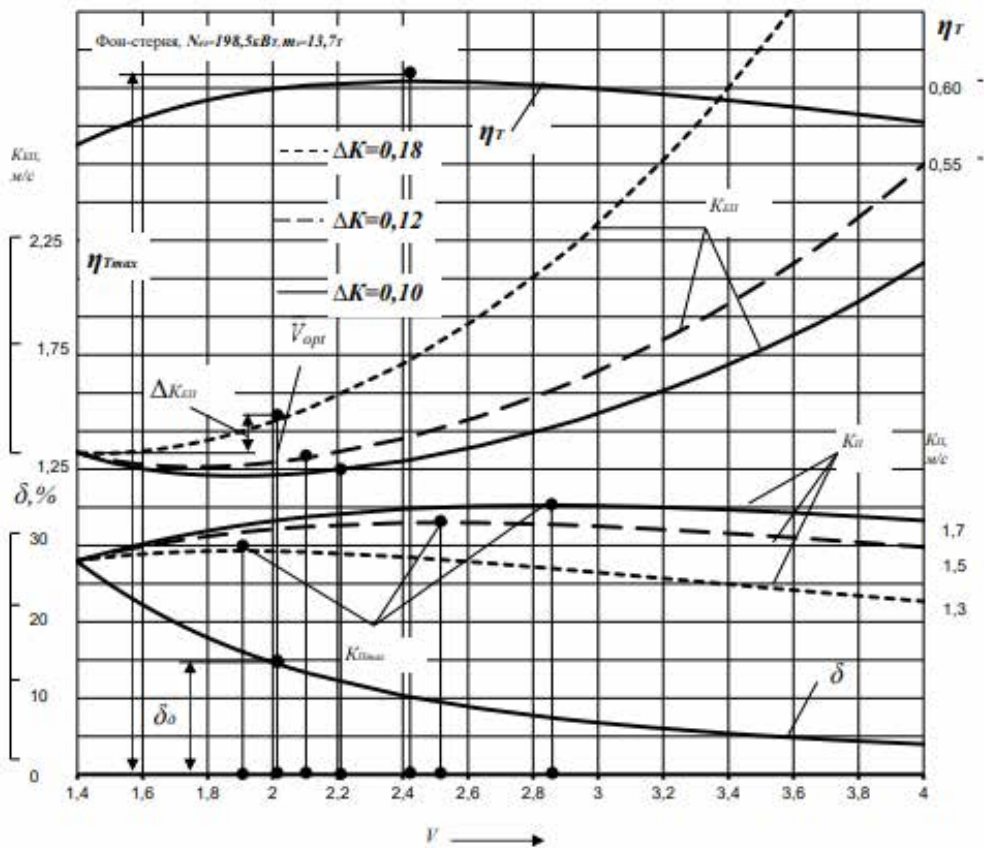


Рисунок 13 – Залежність основних показників роботи ґрунтообробних агрегатів на базі трактора ХТА-200 від швидкості

При використанні трактора ХТА-200 на основній та глибокій обробці ґрунту з енергонасиченістю рівною 14,5 Вт/кг швидкість дорівнює 2,05 м/с і відповідає тяговому зусиллю вище максимального, що є неприпустимим по буксуванню. Зниження енергонасиченості до 12,72 Вт/кг при установці здвоєних коліс через зниження оптимальних по тяговому ККД та допустимих по буксуванню швидкостей трактора забезпечує $V_{opt} \leq V(K_{Пmax}) \geq V_{\delta}$, що найбільш сприятливо для реалізації потенційних можливостей енергетичного модуля та технологічного комплексу у складі агрегату [12].

При використанні трактора на основній та глибокій обробці ґрунту з $E_{min}=14,5$ Вт/кг швидкість $V(K_{Пmax}) < V = 2,05$ і відповідає тягового зусилля вище максимального, що є неприпустимим буксування. Зниження енергонасиченості до $E_{min}=12,72$ Вт/кг при встановленні здвоєних коліс через зниження оптимальних по тяговому ККД V_{δ} та допустимих по буксуванню V_{opt} швидкостей трактора забезпечує

$V_{opt} \leq V(K_{II_{max}}) \geq V_{\partial}$, що найбільш сприятливо для реалізації потенційних можливостей енергетичного модуля та технологічного комплексу у складі агрегату [12].

На підготовленому під посів фоні, через малі $\Delta K \leq 0,10c^2 / m^2$, перевищення $K_{II_{max}}$ над $K_{II_{max}}(V_{opt})$ в режимі $E_{max}=14,5$ Вт/кг досягає і 20%, а при $E_{min}=12,72$ Вт/кг сягає 3%.

Еквівалента енерговитрат $K_{EII} = E_K / E_{II}$ приймає мінімальні значення для аналізованих варіантів параметрів трактора на представлених ґрунтових фонах при $V(K_{EII_{min}}) < V_{\partial}$, що неприпустимо при буксуванні.

Найбільш ефективним з практичної точки зору є вибір оптимальних робочих швидкостей, для визначення відповідних передавальних чисел на основних передачах та умов комплектування агрегатів різного технологічного призначення за компромісним рішенням. Графічно показано значення оптимальної швидкості \bar{V}_{opt} при підвищенні K_{EII} на величину ΔK_{EII} , що забезпечує функціонування МТА в діапазоні $V_{\partial} \leq \bar{V}_{opt} \geq V_{opt}$ та зростання продуктивності на ΔK_{II} .

Результатами моделювання встановлено, що величина ΔK_{II} визначається співвідношенням енергонасиченості трактора і коефіцієнта ΔK технологічної частини агрегату. При $E_{max} = 14,5 \text{ Вт} / \text{кг}$ і $\Delta K = 0,10, 0,12c^2 / m^2$ на стерні забезпечує підвищення $K_{EII_{min}}$ на 5% забезпечує функціонування МТА в раціональному тягово-швидкісному діапазоні. Зі збільшенням ΔK ця умова порушується через $\bar{V}_{opt} \leq V_{\partial}$. Для забезпечення раціонального діапазону швидкостей на полі під посів при $V_{opt} \rightarrow V_{\partial} \Delta K_{EII}$ становить від 2 до 7 % [12].

Наведені результати дозволили обґрунтувати основні принципи компромісного рішення щодо вибору раціональних параметрів та режимів роботи колісного трактора тягово-енергетичної концепції при зміні умов агрегування:

– на основний обробітку ґрунту причіпними агрегатами без обмежень по ширині захвату при $\Delta K \geq 0,1c^2 / m^2$, для забезпечення $P_{кр.max}$ застосовувати трактор з

m_{\max} і E_{\min} шляхом установки здвоєних коліс, раціональний швидкісний діапазон якого ($V_{opt} - V_{\delta}$) визначає передатне число основної передачі робочого діапазону, при виконанні малоенергоємних операцій ($\Delta K \geq 0,1c^2 / m^2$) широкозахватними машинами не здатними завантажити двигун на паровому та підготовленому під посів фонах використовувати трактор з параметрами m_{\max} та E_{\max} (без встановлення здвоєних коліс).

Запропоновані варіанти використання здвоєних коліс ($m_{\delta \max} = 0,1250,135 - m_E$) дозволили реалізувати тягово-енергетичну концепцію трактора загального призначення, що забезпечує ефективне функціонування ґрунтообробних агрегатів, у встановлених для мобільних енергетичних засобів 5-6 класів, тягових діапазонах.

При заданій заводом-виробником теоретичної швидкості в номінальному режимі на III/2 та II/2 передачі $V_{TH1} = 2,389 м / с$, $V_2 = 2,639 м / с$, оптимальна ($V_{opt2} = 2,39 м / с$) та при допустимому буксуванні ($V_{\delta 1} = 2,11 м / с$), дійсні швидкості руху відрізняються від розрахункових $V_{opt} = 2,435 м / с$ ($m_3 = 13700$ Вт/кг, $E_{\max} = 14,5$ Вт/кг) та $V_{\delta} = 2,205 м / с$ ($m_3 = 13700$ Вт/кг, $E_{\max} = 14,5$ Вт/кг) менш ніж на 2%.

Збіг розрахункових оптимальних значень передавальних чисел трансмісії на II/2 та III/2 основного діапазону з дійсним (i_{TP}) свідчить про правильність запропонованих до використання в різних умовах масоенергетичних параметрів трактора.

Потенційні тягові характеристики трактора з різними параметрами на основних ґрунтових фонах підтвердили доцільність та ефективність запропонованих варіантів функціонування мобільного тягово-енергетичної концепції засобу [12].

За результатами аналізу тягових характеристик встановлено стійку закономірність зміни потенційних енергетичних та паливних показників залежно від енергонасиченості, що визначає раціональні режими агрегування трактора зі змінними масоенергетичними параметрами на відповідних ґрунтових фонах.

У трактора базової комплектації ($m_E = 13700$ кг, $E = 14,5$ Вт/кг) найвищі показники на стерні/полі під посів досягаються на III/2 і II/2 передачі при тягових

зусиллях 50,54/49,02 кН, які не перевищують допустимих по агрегатованості значень $P_{max}=58,18/53,28$ кН. Тому III/2 передачу слід використовувати на оранці ґрунту напівнавісними та навісними, оборотними плугами, на обробці поля під посів широкозахватними причіпними агрегатами слід використовувати II/2 передачу.

Для реалізації максимальних тягових навантажень на основній обробці стерні широкозахватними причіпними агрегатами найбільш ефективний трактор зі здвоєними колесами ($E=15600=12,72$ Вт/кг) на II/2 передачі, у якого при $P_{крII/2}=55,47$ кН досягаються найвищі порівняно з іншими варіантами значення оціночних показників ($N_{кр}=20,8$ кВт, $g_{кр}=410,79$ г/кВт год, $\delta=9,71\%$).

На безвідвальній обробці стерні, луценні парів та передпосівної культивуації широкозахватними агрегатами, при обмеженні тягового навантаження до 58,2 кН за умов маневреності та агрегатованості, найбільш ефективний трактор зі здвоєними колесами ($E=15600=12,72$ Вт/кг) на II/2 передачі виконання зазначених операцій забезпечує підвищення $N_{кр}$ і зниження $g_{кр}$ на 2 і 1% відповідно.

У трактора базової комплектації ($m_3=15080$ кг, $E=11,14$ Вт/кг) найвищі показники на стерні/полі під посів досягаються на II/1 передачі при тягових зусиллях 57,60/48,97 кН, які не перевищують допустимих по агрегатованості значень $P_{max}=64,04/58,65$ кН. Тому II/1 передачу слід використовувати на оранці ґрунту напівнавісними, навісними та оборотними плугами, на обробці поля під посів широкозахватними причіпними агрегатами слід використовувати II/1 передачу.

Для реалізації максимальних тягових навантажень на основній обробці стерні широкозахватними причіпними агрегатами найефективнішим є трактор штатної комплектації ($E=15080=11,14$ Вт/кг) на II/1 передачі, у якого при $P_{крII/1}=57,56$ кН досягаються найвищі порівняно з іншими варіантами значення оціночних показників ($N_{кр}=102,1$ кВт, $g_{кр}=411,26$ г/(кВт год), $\delta=11,15\%$).

На безвідвальній обробці стерні, луценні парів та передпосівної культивуації широкозахватними агрегатами, при обмеженні тягового навантаження до 64,04/58,65 кН за умов маневреності та агрегатованості, найбільш ефективний трактор штатної комплектації на II/1 передачі виконанні зазначених операцій забезпечує підвищення $g_{кр}$ на 4 та 2% відповідно» [12].

У трактора базової комплектації ($m_3 = 15080$ кг, $E = 13,6$ Вт/кг) найвищі показники на стерні/полі під посів досягаються на III/2/III/1 передачі при тягових зусиллях 51,47/55,49 кН, які не перевищують допустимих по агрегатованості значень $P_{\max} = 64,04/58,65$ кН. Тому III/2 передачу слід використовувати на оранці ґрунту напівнавісними та навісними, оборотними плугами, на обробці поля під посів широкозахватними причіпними агрегатами слід використовувати III/1 передачу.

Для реалізації максимальних тягових навантажень на основній обробці стерні широкозахватними причіпними агрегатами найбільш ефективний трактор зі здвоєними колесами ($m_3 = 16980$ кг, $E = 12,07$ Вт/кг) на III/1 передачі, у якого при $P_{\text{крн III/1}} = 62,81$ кН досягаються найвищі, порівняно з іншими варіантами, значення оціночних показників ($N_{\text{кр}} = 124,74$ кВт, $g_{\text{кр}} = 402,6$ г/(кВт год), $\delta = 10,5$ %).

На безвідвальній обробці стерні та передпосівної культивуванні широкозахватними агрегатами, при обмеженні тягового навантаження до 64,04 на стерні та полі під посів 58,65 кН за умов маневреності та агрегатованості, найбільш ефективний трактор зі здвоєними колесами ($E = 15980 = 1$ кг) на стерні III/1, поле під посів II/1 передачі в виконанні зазначених операцій забезпечує підвищення $N_{\text{кр}}$ і зниження $g_{\text{кр}}$ на 1 і 1% відповідно [12].

У трактора базової комплектації ($m_3 = 15680$ кг, $E = 14,5$ Вт/кг) найвищі показники на стерні/полі під посів досягаються на III /2/ II/2 передачі при тягових зусиллях 57,38/55,63 кН, які не перевищують допустимих по агрегатованості значень $P_{\max} = 66,58/60,98$ кН. Тому III 2 передачу слід використовувати на оранці ґрунту напівнавісними та навісними, оборотними плугами, на обробці поля під посів широкозахватними причіпними агрегатами слід використовувати II/2 передачу.

Для реалізації максимальних тягових навантажень на основній обробці стерні широкозахватними причіпними агрегатами найбільш ефективний трактор зі здвоєними колесами ($m_e = 17780$ кг, $E = 13,22$ Вт/кг) на II/2 передачі, у якого при $P_{\text{крн II/2}} = 63,06$ кН досягаються найвищі, порівняно з іншими варіантами, значення оціночних показників ($N_{\text{кр}} = 143$ кВт, $g_{\text{кр}} = 394,4$ г/(кВт год), $\delta = 9,67$ %).

На безвідвальній обробці стерні та передпосівної культивуванні широкозахватними агрегатами, при обмеженні тягового навантаження до 66,58 на

стерні та полі під посів 60,98 кН за умов маневреності та агрегатованості, найбільш ефективний трактор штатної комплектації ($E=15680=14,5$) на стерні III/2, поле під посів III/1 передачі виконання зазначених операцій забезпечує підвищення $N_{кр}$ і зниження g на 1 і 1% відповідно [12].

Відповідні значення раціональних режимів роботи тракторів «Слобожанець» з різними масоенергетичними параметрами щодо передач у оптимальному тяговому діапазоні за якими побудовано відповідні графіки (рис. 14).

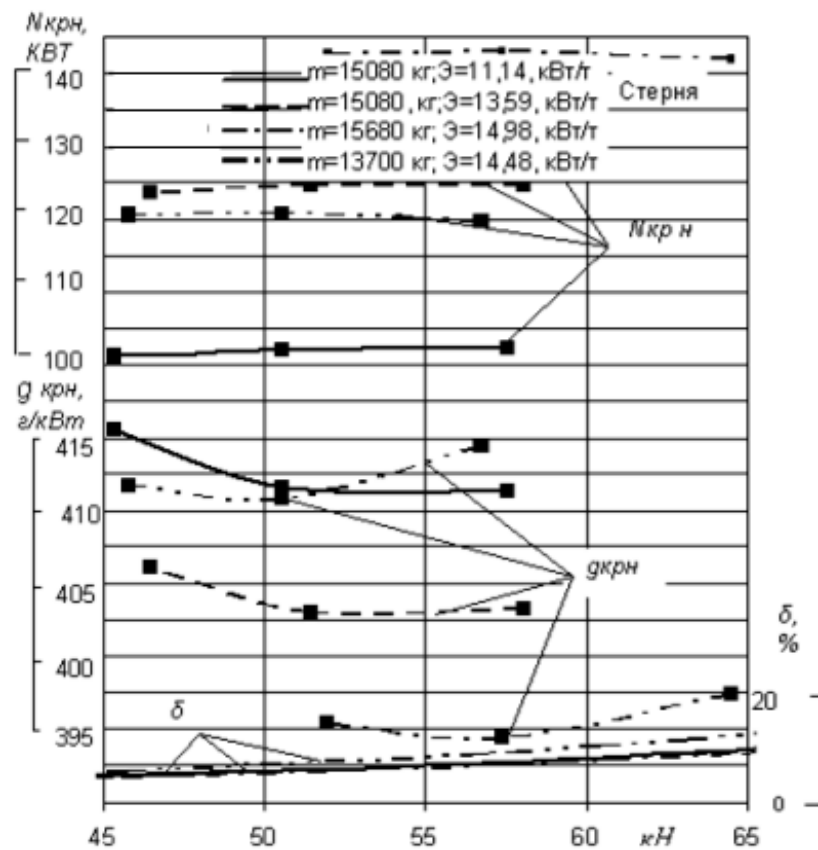
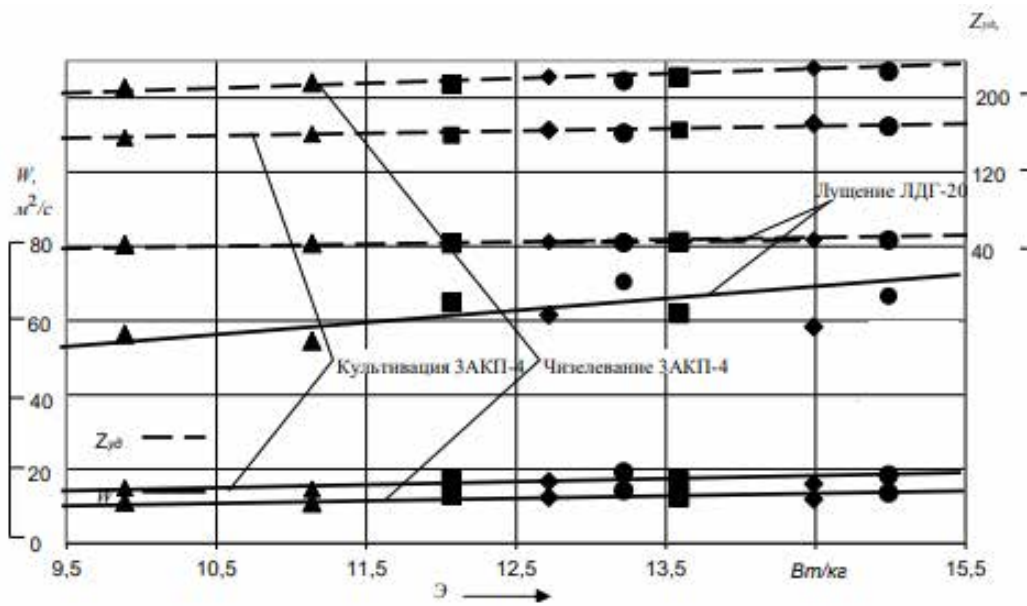
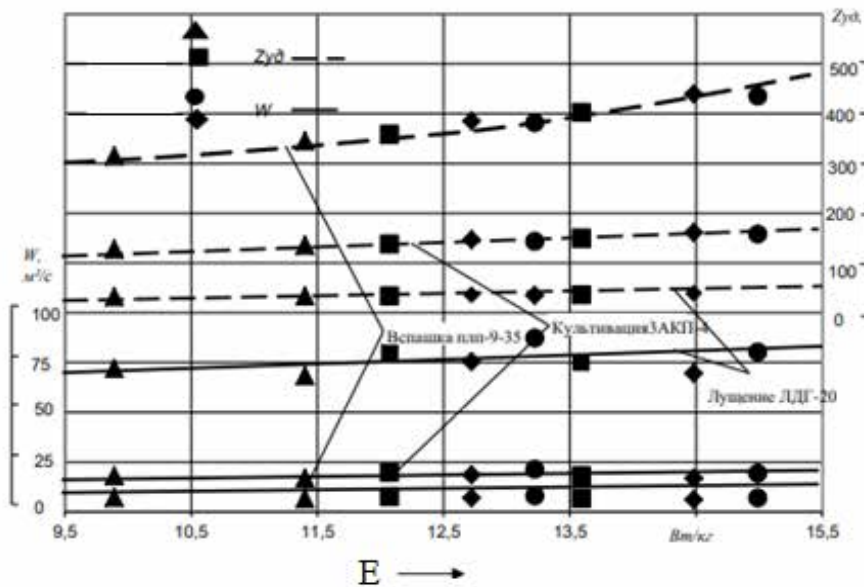


Рисунок 14 - Потенційні тягові характеристики тракторів сімейства «Слобожанець» на основних передачах

Порівняльна оцінка показників технологічних властивостей колісного трактора тягово-енергетичної концепції (рис. 15) підтвердила ефективність встановлених для різних технологічних операцій раціональних масоенергетичних параметрів.



а) стерня



б) поле під посів

Рисунок 15 – Вплив енергонасиченості на показники технологічних властивостей тракторів сімейства «Слобожанець»

З урахуванням агрегатованості, на основний обробітку ґрунту плугом ПЛП-9-35 у трактора ХТА-200 базової комплектації на ІІ/2 передачі показники чистої продуктивності ($6,042 \text{ м}^2/\text{с}$) та прямих питомих експлуатаційних витрат ($451,8 \text{ грн/га}$) на 3 і 3% вище, ніж при установці здвоєних коліс.

Зяблева обробка 3-АКП-4 на глибину від 0,14 до 0,16 м найефективніша на здвоєних колесах при $E_T=12,72 \text{ Вт/кг}$ трактора ІІІ/1 передачі. Підвищення

продуктивності та зниження питомих витрат становить понад 6 та 6,5 %. Агрегативання з 3-АКП-4 на полі під посів найефективніша при $ET = 12,72$ Вт/кг трактора на III/1 забезпечує підвищення продуктивності на 3% та зниження питомих витрат на 3%.

При чизелювання 3-АКП-4 на глибину від 0,22 до 0,24 м продуктивність трактора зі здвоєними колесами на III/1 передачі вище на 2% при зниженні питомих витрат на 3%.

При роботі з луцильником ЛДГ-20 підвищення показників технологічних властивостей при $ET = 12,72$ Вт/кг (W) та ($Z_{y\partial}$) на III/1 передачі досягає 9,5% та 5,4%.

З урахуванням агрегатованості, на основній обробці ґрунту плугом ПЛП-9-35 у трактора базової комплектації на II/1 передачі показники чистої продуктивності ($6,2 \text{ м}^2/\text{с}$) та прямих питомих експлуатаційних витрат ($378,6 \text{ р./га}$) на 5 і 3% нижче, ніж при установці здвоєних коліс.

Зяблева безвідвальна обробка 3-АКП-4 на глибину 0,14-0,16 м найефективніша трактором базової комплектації на II/1 передачі. Підвищення продуктивності та зниження питомих витрат становить понад 2 та 2%. Агрегативання з 3-АКП-4 на полі під посів найефективніша при $ET = 11,14$ Вт/кг трактора на II/1 забезпечує підвищення продуктивності на 4% та зниження питомих витрат на 4%.

При чизелювання 3-АКП-4 на глибину від 0,22 до 0,24 м продуктивність трактора базової комплектації на II/1 передачі вище на 4% при зниженні питомих витрат на 4%.

При роботі з луцильником ЛДГ-20 підвищення показників технологічних властивостей при $ET = 11,14$ Вт/кг (W) та ($Z_{y\partial}$) на II/1 передачі досягає 20% та 25%.

З урахуванням агрегатованості, на основній обробці ґрунту плугом ПЛП-9-35 у трактора зі здвоєними колесами на II/1 передачі показники чистої продуктивності ($7,58 \text{ м}^2/\text{с}$) та прямих питомих експлуатаційних витрат ($364,27 \text{ р./га}$) на 20 і 18% нижче, ніж при базовій комплектації.

Зяблева безотвальная обробка 3-АКП-4 на глибину від 0,14 до 0,16 м найефективніша трактором зі здвоєними колесами на II/1 передачі. Підвищення

продуктивності та зниження питомих витрат становить понад 14 та 14%. Агрегативання з 3-АКП-4 на полі під посів найефективніша при $ET=12,07$ Вт/кг трактора на II/1 забезпечує підвищення продуктивності на 3% та зниження питомих витрат на 3%.

При чизелювання 2-АКП-4 на глибину від 0,22 до 0,24 м продуктивність трактора зі здвоєними колесами на II/1 передачі вище на 4% при зниженні питомих витрат на 4%.

При роботі з луцильником ЛДГ-20 підвищення показників технологічних властивостей при $ET = 12,07$ Вт/кг (W) та ($Z_{y\partial}$) на II/1 передачі досягає 5% і 4%.

З урахуванням агрегатованості, на основній обробці ґрунту плугом ПЛП-9-35 у трактора зі здвоєними колесами на III/1 передачі показники чистої продуктивності (7,5 м²/с) та прямих питомих експлуатаційних витрат (414,6 р.) /га на 10 і 8% нижче, ніж при базовій комплектації [21].

Зяблева безвідвальна обробка 3-АКП-4 на глибину 0,14-0,16 м найефективніша трактором зі здвоєними колесами на III/1 передачі. Підвищення продуктивності та зниження питомих витрат становить понад 5 та 6%. Агрегативання з 3-АКП-4 на полі під посів найефективніша при $ET = 13,22$ Вт/кг трактора на II/1 забезпечує підвищення продуктивності на 8% та зниження питомих витрат на 7%.

При чизелювання 3-АКП-4 на глибину від 0,22 до 0,24 м продуктивність трактора зі здвоєними колесами на II/1 передачі вище на 8% при зниженні питомих витрат на 7%.

При роботі з луцильником ЛДГ-20 підвищення показників технологічних властивостей на здвоєних колесах (W) та ($Z_{y\partial}$) на III/1 передачі досягає 6% та 5%.

Було визначено масову витрату палива на одиницю виконаної роботи на тракторах «Слобожанець» з різними масоенергетичними параметрами на різних ґрунтових фонах при виконанні основних видів робіт та побудовано відповідні графіки (рисунки 16, 17).

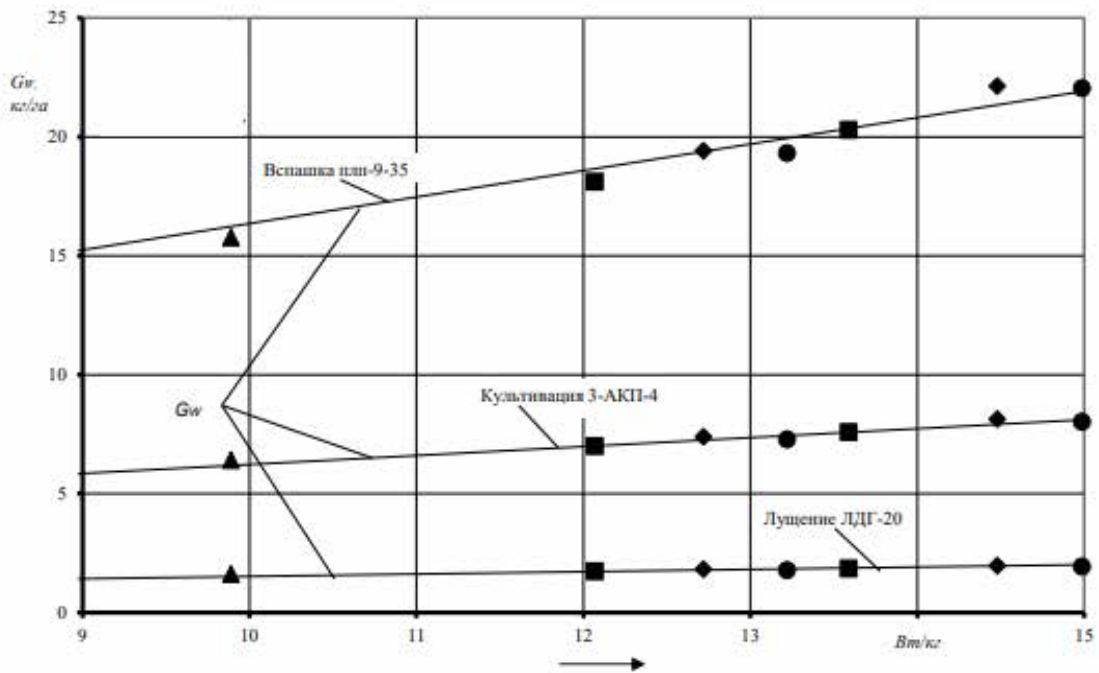


Рисунок 16 - Потенційна витрата палива на основних видах робіт на стерні

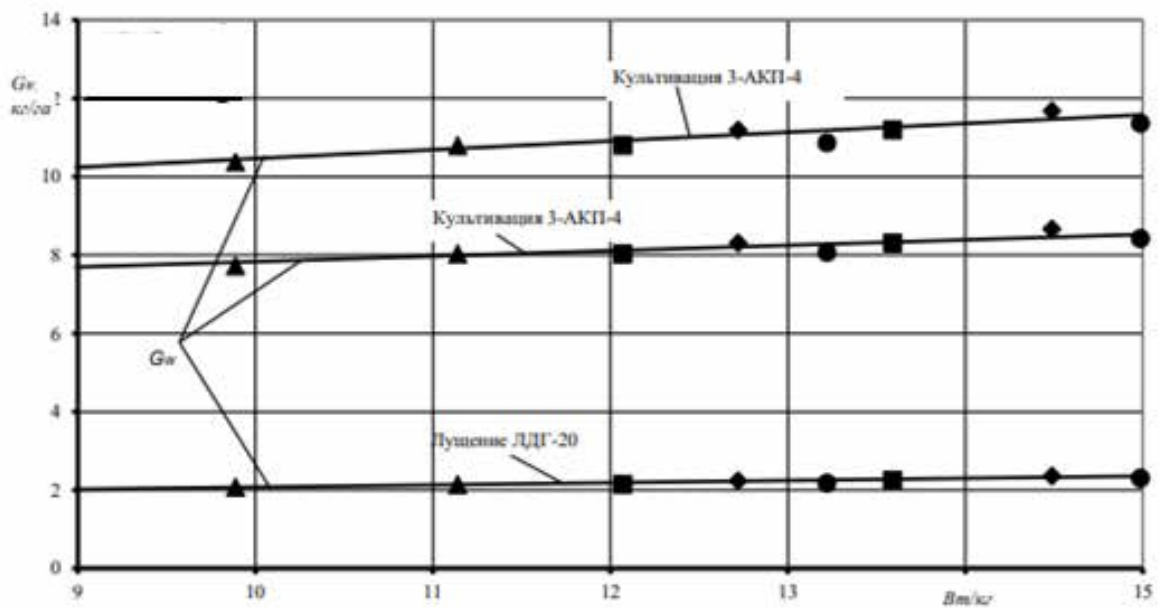


Рисунок 17 - Потенційна витрата палива на основних видах робіт на полі під посів

При технічному забезпеченні ресурсозберігаючих технологій слід:

безвідвальну зяблеву обробку широкозахватним агрегатом у складі ХТА-200+3АКП-4 проводити на III/1 передачі на здвоєних колесах, ХТА-250+3АКП-4 проводити на II/1 передачі базової комплектації, виробляти на II/1 передачі на

здвоєних колесах, ХТА-250+3АКП-4 проводити на III/1 передачі на здвоєних колесах;

на основній відвальній обробці ґрунту використовувати агрегат ХТА-200 ПЛП-9-35 на III/1 передачі з баластом у колесах трактора, ХТА-250 ПЛП-9-35 на II/1 передачі базової комплектації, ХТА-250 ПЛП-9-35 на II/1 передачі на здвоєних колесах трактора, ХТА-250-03 ПЛП-9-35 на III/1 передачі на здвоєних колесах трактора;

при обробці стерні луцильником ЛДГ-20 найбільш ефективна при використанні трактор ХТА-200 зі здвоєними колесами на III/1 передачі, трактор ХТА-250 штатної комплектації на II/1 передачі, ХТА-250 зі здвоєними колесами на II/1 передачі, ХТА-250 зі здвоєними 1 передачі.

Було визначено потенційну масову витрату палива на одиницю виконаної роботи на тракторах «Слобожанець» з різними масоенергетичними параметрами при виконанні основних видів робіт на різних ґрунтових фонах.

Висновки у розділі

За результатами виконаних розрахунків було визначено залежності зміни вертикальних навантажень від сили тяги на гаку, за якими встановлено оптимальні значення тягових зусиль по навантаженнях на ведучих мостах з одинарними та здвоєними колесами, $m_{E_{\max}} / m_{\min}$, що відповідають вирівнюванню нормальних реакцій по осях.

Знайдено залежності радіусу кочення ведучого колеса трактора від тиску повітря в шині 28,1 R26 і 30,5 R32 та нормальних навантажень визначено оптимальні значення тиску в шинах, при якому забезпечується кінематична відповідність між окружними швидкостями передніх та задніх провідних коліс у зоні номінальних тягових зусиль.

На підставі потенційних тягових характеристик тракторів Слобожанець встановлено, що при виконанні енергоємних тягових операцій на фонах високої твердості (поклад) оптимальний режим досягається зниженням межі мінімальних робочих швидкостей встановленням здвоєних коліс або деформуванням трактора.

На підготовленому під посів фоні зазначена проблема в принципі не виникає через знижені оптимальні і допустимі за зчіпними властивостями робочих швидкостей [16].

Установка здвоєних коліс зменшує коліс утворення при поліпшенні тягово-зчіпних властивостей та здатності навантаження рушія.

Ефективна доцільність підвищення ступеня використання потенційних можливостей тракторів «Слобожанець» на робочих швидкостях, у тому числі нижче за мінімально допустиму по буксуванню шляхом встановлення здвоєних коліс може бути обґрунтована за результатами енергетичного та економічного аналізу.

За встановленими тяговими показниками та еквівалентами продуктивності та питомих енерговитрат обґрунтовано раціональні параметри та режими роботи трактора тягово-енергетичної концепції в різних умовах агрегування.

На основі потенційних тягових характеристик та показників технологічних властивостей підтверджено доцільність та ефективність обґрунтованих варіантів функціонування мобільного тяговоенергетичної концепції засобу у складі ґрунтообробних та агрегатів різного технологічного призначення [21].

електромагнітного пневмоклапану, вихід якого При цьому контакти мікро вмикача пов'язані з приводом включення крана управління тиском повітря в шинах» [24].

Це забезпечує можливість роботи компресора при наповненні шин із меншим протитиском, що збільшує його продуктивність на 25-40% та ресурс.

Недоліком цього пристрою є мала швидкість зниження тиску повітря в шинах, що призводить до погіршення прохідності транспортного засобу.

На рисунку 19 показано пристрій централізованого керування тиском повітря у шинах (АС 388924).

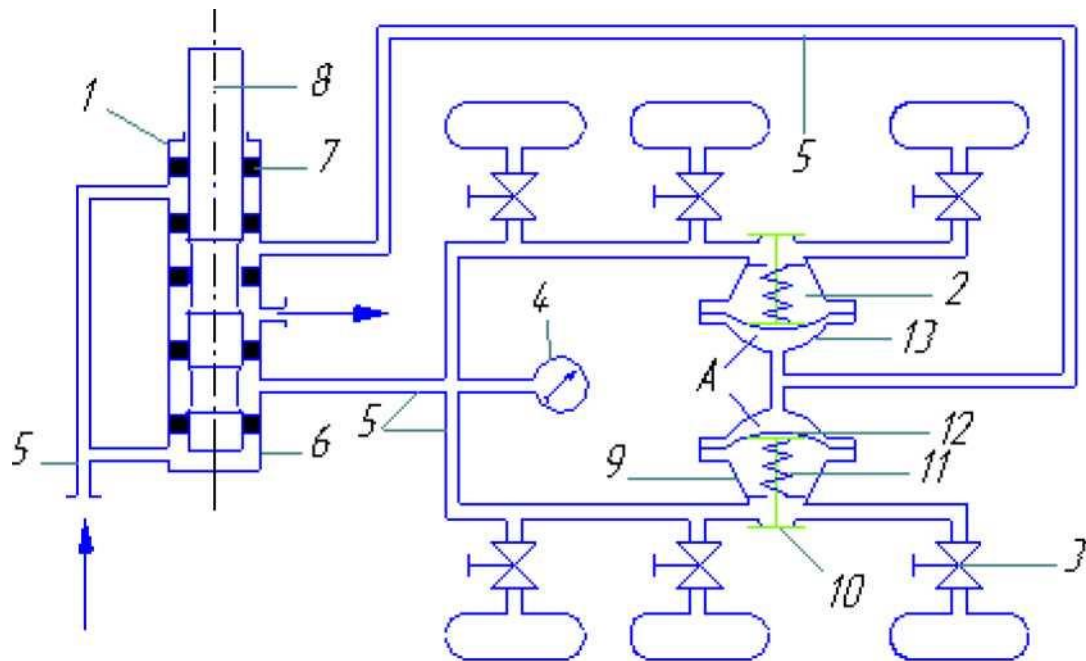


Рисунок 19 – Схема пристрою централізованого керування тиском повітря у шинах

Метою винаходу є прискорення зниження тиску в шинах. Це досягається тим, що керуюча порожнина мембранного клапана для випуску повітря пов'язана трубопроводом з керованим розподільником, що з'єднує цю порожнину джерелом тиску повітря при випуску повітря з шин.

Пристрій складається з керованого розподільника 1, клапанів 2, запірних кранів 3, розташованих на колесах і дозволяють відключати від магістралі будь-яку шину у разі її пошкодження, повітряного манометра 4, службовця для контролю за величиною тиску повітря, і магістральних трубопроводів 5. Керований розподільник

складається з корпусу 6, гумових ущільнювачів 7, що забезпечують герметичність різних порожнин крана, золотника 8, що з'єднує або роз'єднує між собою різні порожнини розподільника. Клапан 2 складається з корпусу 9, 10 затвора з привулканізованої до нього гумою, пружини 11, мембрани 12 і кришки 13 [1].

Пристрій працює наступним чином.

У нейтральному положенні розподільник вимикає шини від повітряного компресора. Керуюча порожнина клапана 2 з'єднується з атмосферою через розподільник. Пружина 11 притискає затвор 10 до сідла, закриваючи випускний отвір. Тиск у шинах залишається незмінним. При випуску повітря з шин розподільник з'єднує шини з атмосферою одночасно через кран і через випускний отвір клапанів завдяки тому, що стиснене повітря, що йде від розподільника в порожнину А, впливаючи на мембрану 12 віджимає затвор від сідла. Відбувається паралельне витікання повітря з шин короткими повітряними магістралями. Тиск у шинах різко падає. При підвищенні тиску у шинах розподільник з'єднує шини з повітряним компресором. Порожнина клапана А з'єднується з атмосферою через розподільник, пружина притискає затвор 10 до сідла, закриваючи випускний отвір, тиск, в шинах піднімається.

Недоліком цього пристрою є низька продуктивність наповнення шин, що лімітується продуктивністю компресора, що працює з постійним протитиском у ресиверах, яке для забезпечення надійної роботи гальмівної системи підтримується значно більшим за величиною, ніж максимальний внутрішній тиск повітря в шинах з регульованим тиском. З іншого боку, за тривалої роботі компресора з великим протитиском скорочується його ресурс [1].

На рисунок 20 показано пристрій регулювання тягових якостей пневмоколісного транспортного засобу з двигуном внутрішнього згоряння (АС 1172753 А).

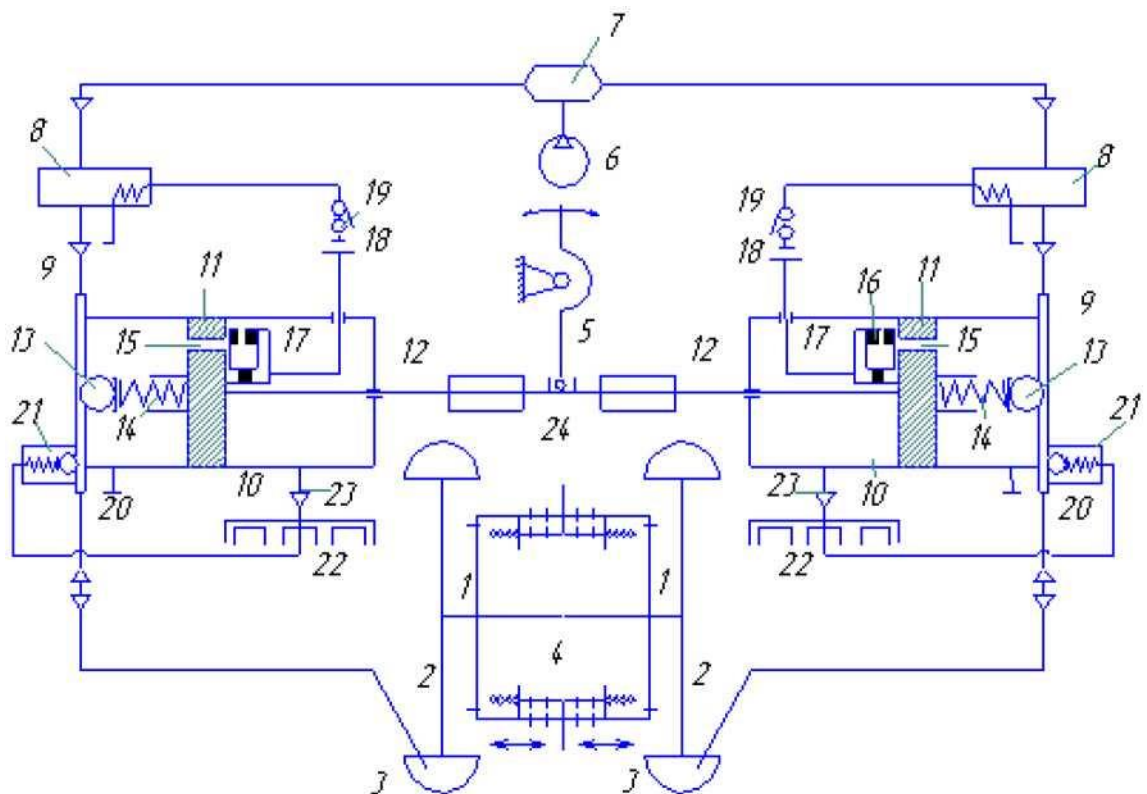


Рисунок 20 - Схема пристрою регулювання тягових якостей пневмоколісного транспортного засобу з двигуном внутрішнього згоряння

Пристрій містить органи управління і систему регулювання тиску повітря в шинах коліс, що включає в себе джерело тиску, пов'язаний через електропневмоклапан з входом регулятора тиску, що має розвантажувальний отвір, що перекривається електричними контактами, включеними в ланцюг керування електропневмоклапаном, і поршень, що містить поршень зі штоком, при цьому шток регулятора пов'язаний з органом управління, а поршень підпружинний щодо встановленого на вході регулятора клапана, вихід регулятора пов'язаний з порожниною шин і забезпечений, паралельно встановленим запобіжним клапаном, порожнина регулятора, розташована за розвантажувальним отвором, повідомлена з колектором, що всмоктує двигуна. Пристрій відрізняється тим, що, з метою підвищення тягових якостей при повороті транспортного засобу з міжколісним диференціалом вільного ходу і зниження зносу останнього, воно забезпечене другим електропневмоклапаном і додатковим регулятором тиску, при цьому штоки обох регуляторів розташовані опозитно, пов'язані між собою через регулювальні з органом управління, що забезпечує поворот транспортного засобу, а виходи

регуляторів з'єднані з шинами коліс, що розташовані з протилежних сторін ведучої вісі [12].

Пристрій працює наступним чином.

При повороті важеля органу управління 5 поворотом праворуч штоки 1 поршнів 11 правого та лівого регуляторів переміщуються вліво. Це призводить до ослаблення пружини 14 правого та посилення пружини 14 лівого регуляторів. Кулька правого регулятора під дією тиску повітря з шини до магістралі, долаючи зусилля пружини, починає відходити від сідла, пропускаючи повітря в безштокову порожнину циліндра, звідти він через отвір 15 в поршні замикає контакти 16 і 17 ланцюга правого електропневмоклапана 8, а потім колектор двигуна. Перекривається магістраль підведення повітря до шини правого колеса. Тиск повітря в шині правого колеса знижується пропорційно повороту транспортного засобу до свого мінімального значення. Кулька лівого регулятора під дією пружини сильніше притиснута, тому не відкривається. При цьому електропневмоклапан 8 лівого колеса відкритий через розімкненість контактів 16 і 17 лівого регулятора. Відбувається наповнення шини до максимального тиску, пропорційно до радіусу повороту. Зміни тиску в шинах правого колеса у бік зниження від номінального, а тиску в шинах лівого колеса, що забігає, в бік підвищення забезпечують роботу ведених елементів міжколісного диференціала 4 вільного ходу без виведення з зачеплення з ведучими. При повному повороті транспортного засобу з радіусом 72 м диференціал блокований 80% шляху повороту [12].

Цей пристрій змінює тиск у шинах тільки при повороті транспортного засобу, і не дає змоги регулювати його залежно від типу дорожнього покриття. Це є суттєвим недоліком цього пристрою, оскільки більшість операцій у сільському господарстві виконуваних транспортними засобами виробляються прямолінійно.

На рисунку 21 показано пристрій регулювання тиску повітря у шинах транспортного засобу (АС 1698090).

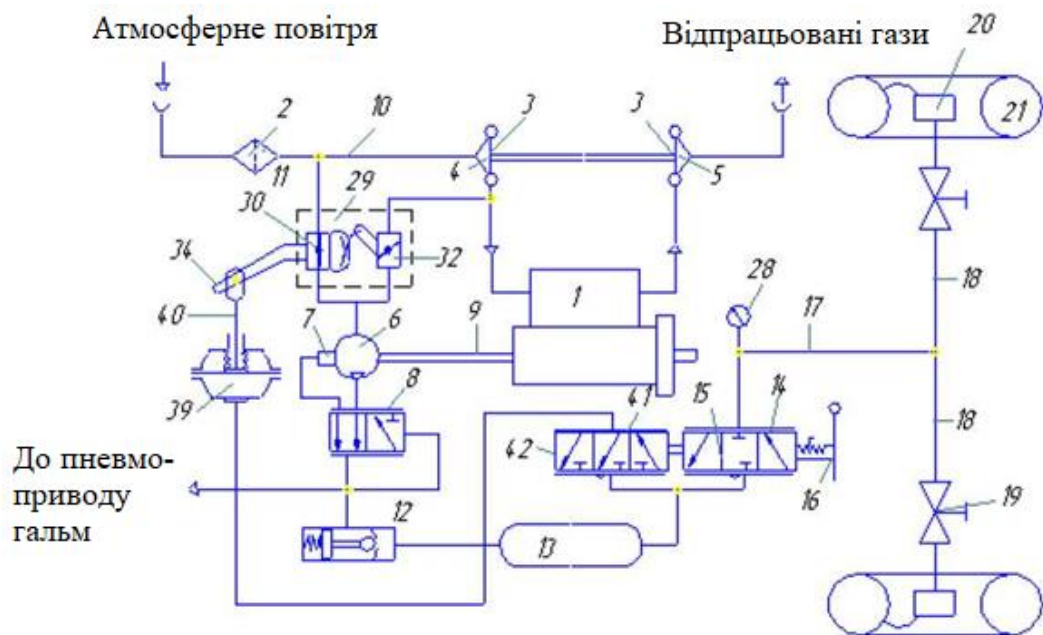


Рисунок 21 – Схема пристрою регулювання тиску повітря у шинах транспортного засобу

Пристрій містить очищувач повітря, підключений до нього першим входом компресор, що приводиться від двигуна, що має турбокомпресор, регулятор тиску, встановлений на виході компресора, і систему подачі повітря до шин через центральний пневматичний кран управління, що відрізняється тим, що, з метою підвищення продуктивності накачування шин компресор виконаний з другим входом, підключеним до виходу турбокомпресора, перший і другий входи компресора перекриті відповідно першої та другої дросельними заслінками з приводом управління від центрального пневматичного крана, що встановлюється в положення «Накачування шин» для відкриття другої заслінки та закриття першої [26].

Пристрій працює наступним чином.

Для зниження тиску повітря в шинах транспортного засобу водій за допомогою рукоятки 16 переводить золотник 15 центрального крана 14 з нейтрального положення положення «Випуск повітря з шин». При цьому магістральний трубопровід 17 повідомляється з атмосферою. Тиск повітря в трубопроводах 17 і 18, отже, в шинах 21 транспортного засобу, з'єднаних з ними за допомогою шинних кранів 19 і повітропідведення головок 20, зменшується. У цьому випадку дросельна заслінка 30 знаходиться у відкритому, а дросельна заслінка 32 у закритому

положенні. Повітряний компресор 6, що живить пневматичну систему транспортного засобу стисненим повітрям, працює без наддуву.

Для підвищення тиску повітря в шинах транспортного засобу водій за допомогою рукоятки 16 переводить золотник 15 центрального крана 14 з нейтрального положення положення «Накачування шин повітрям». При цьому центральний кран 14 повідомляє повітряний балон 13 з магістральним трубопроводом 17. Повітря з балона 13 надходить у трубопроводи 17 і 18, і далі через шинні крани 19 і воздухоподводящие головки 20 в шини 21 транспортного засобу, Тиск повітря в трубопроводах і шинах [26].

Недоліком даного пристрою є малий ресурс компресора при тривалій роботі з великим протитиском, яке підтримується значно більшим за величиною для надійної роботи гальм, крім того, пристрій має малу швидкість зниження тиску повітря в шинах, що істотно впливає на прохідність транспортного засобу.

На рисунку 22 показано пристрій регулювання тиску повітря у шинах транспортного засобу (АС 1062024 А).

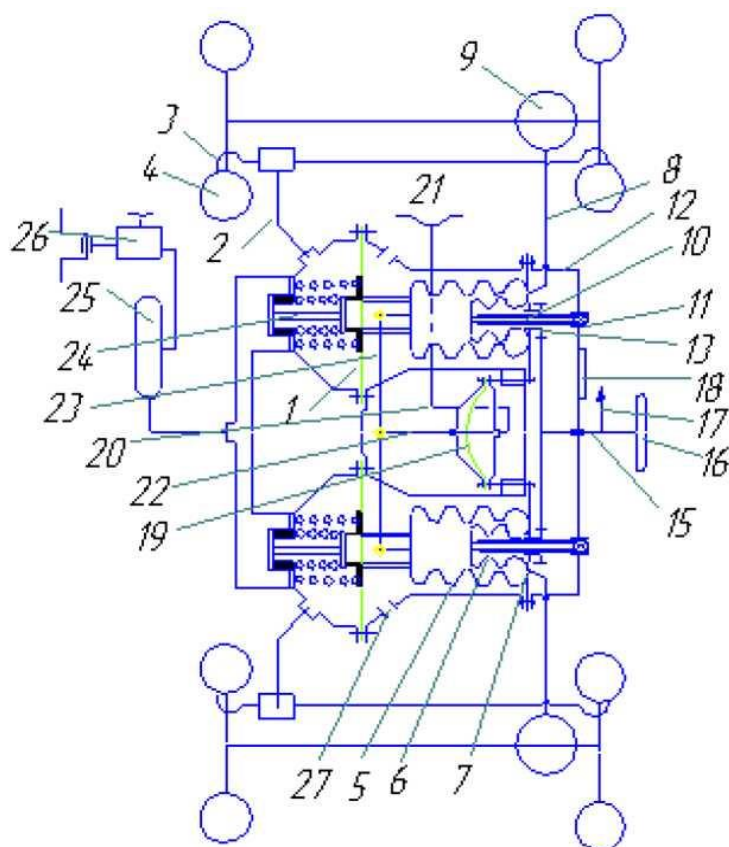


Рисунок 22 - Схема пристрою регулювання тиску повітря у шинах транспортного засобу

Пристрій дозволяє регулювати тиск повітря в шинах залежно від розподілу нормальних навантажень на колеса та швидкості руху транспортного засобу, що призводить до покращення параметрів плавності ходу, меншої витрати палива та зносу шин. Використання пропонованого пристрою дозволяє підвищити прохідність та тягловозіпні якості транспортного засобу на ґрунті з низькою несучою здатністю та повністю реалізувати тягові можливості транспортного засобу у разі погіршення стану опорної поверхні.

Мета винаходу – підвищення тягово-зчіпних якостей транспортного засобу шляхом напівавтоматичного коригування тиску в шинах залежно від типу та стану опорної поверхні. Поставлена мета досягається тим, що в пристрої для регулювання тиску повітря в пневматичних шинах транспортного засобу, що містить джерело тиску повітря пов'язаний трубопроводами з шинами через пневматичні клапани, і пневмомеханічну систему керування клапанами, до складу якої включені чутливі до тиску в шинах та динамічному тиску повітря елементи, а також пневматичні елементи, що утворюють герметичні контури з аналогічними чутливими елементами до зміни нормального навантаження на колеса транспортного засобу, пневмомеханічна система управління клапанами забезпечена сільфонами, включеними в герметичні контури з можливістю зміни їх обсягу за допомогою, наприклад, гвинтового механізму [11].

Недоліком цього пристрою є малий ресурс компресора та недостатня швидкість зниження тиску повітря у шинах, що впливає на прохідність транспортного засобу. На повітропроводах, що ведуть до окремих коліс, відсутні крани, за допомогою яких від повітряної магістралі може бути відключено будь-яке колесо або кілька коліс.

На рисунку 23 показано пристрій централізованого керування тиском повітря у шинах (АС 499143).

Метою винаходу є спрощення управління тиском повітря в шинах при випуску повітря з них та непрацюючому компресорі.

Це досягається тим, що керуючі порожнини клапанів швидкого випуску повітря з'єднані через кран керування із порожниною шин [2].

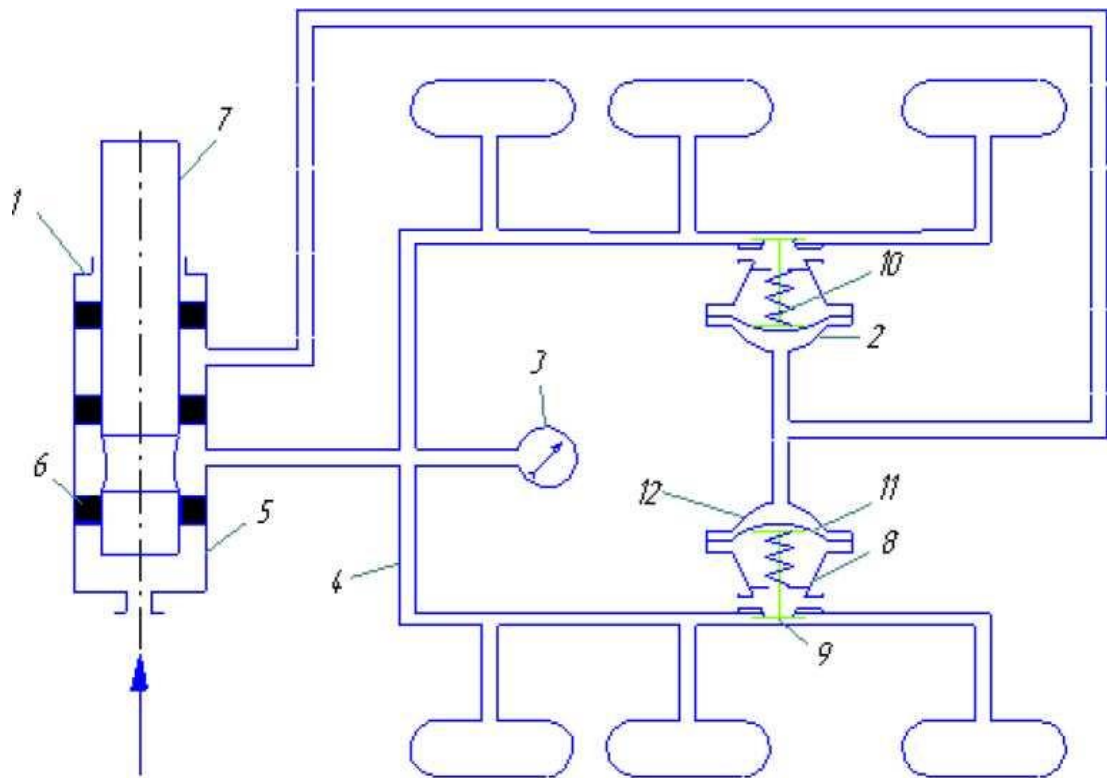


Рисунок 23 – Схема пристрою централізованого керування тиском повітря у шинах

Пристрій містить золотниковий кран управління 1, клапани 2 швидкого випуску повітря, повітряний манометр 3, службовець для контролю за величиною тиску повітря, і магістральні трубопроводи 4. Золотниковий кран управління складається з корпусу 5, 6 ущільнювачів, що забезпечують герметичність різних порожнин крана, і золотника 7, що з'єднує або роз'єднує між собою різні порожнини крана. Клапан швидкого випуску повітря складається з корпусу 8, 9 клапана, пружини 10, мембрани 11 і кришки 12. Повітря від компресора підводиться до золотникового крана управління[2].

Пристрій працює наступним чином.

При положенні «Нейтраль» кран 1 управління відключає шини від повітряного компресора і від керуючої порожнини клапана швидкого випуску повітря, пружини 10 притискає клапан 9 до сідла, закриваючи випускний отвір; тиск у шинах залишається незмінним. При положенні "Спуск" кран керування з'єднує шини з керуючою порожниною клапана швидкого випуску повітря. Повітря, впливаючи на мембрану 11, віджимає 9 клапан від сідла. Витікання повітря з шини відбувається по

коротких магістралях. Тиск у шинах різко падає. При положенні «Накачування» кран 1 управління з'єднує шини з повітряним компресором, керуюча порожнина клапана швидкого випуску повітря відключається від шин, пружина 10 і тиск повітря в шинах притискають клапан 9 до сідла, закриваючи випускний отвір; тиск у шинах піднімається [2].

Недоліком даного пристрою є малий ресурс компресора і недостатня швидкість зниження тиску повітря в шинах, а також на повітропроводах, що ведуть до окремих коліс, відсутні крани, за допомогою яких від повітряної магістралі може бути відключено будь-яке колесо або кілька коліс, що не дає можливості при проколі одного з коліс відключити цілі колеса, для того щоб направити все повітря, що підкачується, в проколоте колесо.

3.2 Обґрунтування схеми системи регулювання тиску у шинах трактора

Для регулювання тиску повітря у шинах трактора пропонується наступна схема, показана на рисунку 24.

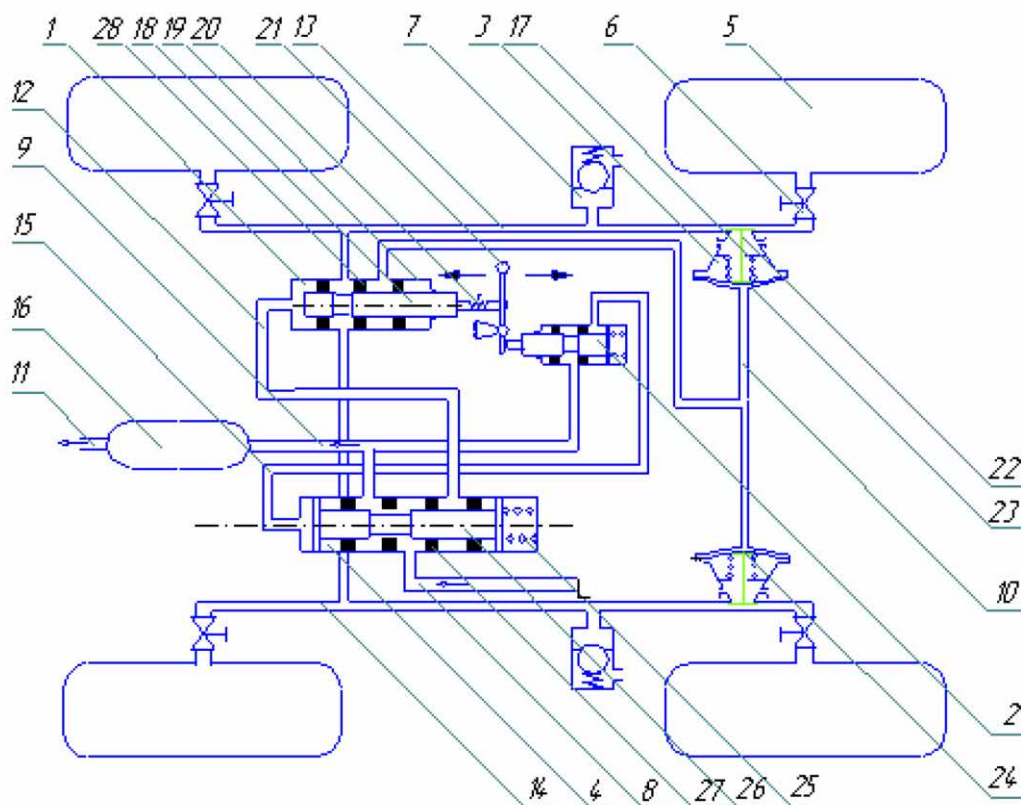


Рисунок 24 – Схема регулювання тиску повітря у шинах трактора

Схема містить: пневмомагістраль, що живиться від компресора з включеними в неї ресиверами; кран керування тиском повітря в шинах, що має ручний привід включення та пов'язаний із порожнинами шин через шинні крани; двопозиційний розподільник з пневматичним керуванням та пружиною повернення, перший вихід якого підключений до ресиверів, другий вихід до крана керування тиском повітря в шинах, керуюча порожнина з'єднана з виходом пневмоклапан включення двопозиційного розподільника має один привід включення з краном управління тиском повітря в шинах; клапани швидкого випуску повітря з шин та трубопровід, що з'єднує зазначені вузли між собою.

Пристрій відрізняється від відомих схем тим, що в ньому одночасно використовуються двопозиційний розподільник з пневматичним управлінням і пружиною повернення і клапани швидкого випуску повітря з шин, що мають керуючі порожнини, що заповнюються стисненим повітрям при випуску повітря з шин. Крім того, керування пневмоклапаном включення двопозиційного розподільника, проводиться механічно, одночасно з краном керування тиском повітря в шинах. Таке компонування робить схему простішою і надійнішою.

Використання двопозиційного розподільника з пневматичним управлінням і пружиною повернення дозволяє скоротити час наповнення шин і збільшити ресурс компресора за рахунок того, що компресор працює з меншим протитиском, так як, пневмосистема гальм, що має більший робочий тиск, ніж тиск у шинах, відключається від компресора, використання клапанів швидкого випуску повітря з шин, що мають керуючі порожнини, що заповнюються стисненим повітрям при випуску повітря, дозволяє підвищити швидкість зниження тиску повітря в шинах. Крім того, порожнини клапанів швидкого випуску повітря, що управляють, з'єднані через кран управління з порожниною шин, що дозволяє знижувати тиск повітря в шинах при непрацюючому компресорі.

Для збереження безпеки руху з відключеним від ресиверів та гальмівної системи компресором під час підкачування шин, пружина повернення двопозиційного розподільника відрегульована на тиск спрацьовування, що дорівнює мінімально допустимому тиску в гальмівній системі.

Якщо тиск у ресиверах знизиться до цієї величини, то пружина, долаючи цей тиск, що підводиться до порожнини керуючої двопозиційного розподільника, поверне його в початкове положення, переключивши компресор на гальмівну систему.

Підкачування шин відновиться лише після досягнення нормального тиску в ресиверах [15].

На повітропроводах, що ведуть до окремих колес, встановлені крани, за допомогою яких від повітряної магістралі може бути відключено будь-яке колесо або кілька коліс.

Перевага цієї схеми в порівнянні з іншими полягає в наступному:

- висока продуктивність наповнення шин повітрям, що дозволяє скоротити час накачування шин на 25-40%;
- висока швидкість зниження тиску повітря в шинах, що покращує прохідність транспортного засобу;
- більший робочий ресурс компресора.

Висновки у розділі.

Для підвищення паливної економічності та продуктивності машинно-тракторних агрегатів необхідно забезпечити оптимальне зчеплення ведучих коліс трактора з опорною поверхнею шляхом зміни тиску повітря у шинах.

Виконано аналіз існуючих систем регулювання тиску повітря у шинах транспортних засобів, який дозволив встановити переваги та недоліки запропонованих рішень.

Запропоновано систему регулювання тиску повітря в шинах з високою швидкістю наповнення шин повітрям та зниження тиску повітря.

4 КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗБОРКА

4.1 Пристрій та принципи роботи регулювання тиску в шинах

На рисунку 24 представлено принципову схему пристрою регулювання тиску повітря в шинах.

У пневмомагістраль, що йде від компресора, включені ресивери 16 (умовно зображений один ресивер), з яких повітря по трубопроводу 11 подається в гальмівну систему трактора. Кран 1 керування тиском повітря в шинах пов'язаний з порожнинами шин 5 через шинні крани 6 трубопроводами 13 і 14. Для виключення пошкоджень пневмосистеми при включенні накачування шин при закритих шинних кранах 6 або перевищення норми тиску встановлений запобіжний клапан 7. Кран 1 має привід включення від рукоятки 21 і може встановлюватись у трьох положеннях: наповнення шин (крайнє ліве положення рукоятки 21); роз'єднання порожнин шин від пневмомагістралі (нейтральне положення зображено); випуск повітря з шин в атмосферу (крайнє праве положення ручки 21). Кран 7 має фіксатор положення 20 рукоятки 21 в кожному із зазначених положень.

У пневмомагістраль 8 за компресором включений двопозиційний розподільник 4 має два виходи з пневматичним управлінням і пружиною 25 повернення. Один вихід розподільника 4 підключений до ресиверів 16 за допомогою трубопроводу 9. Другий вихід розподільника 4 підключений до крана 1 управління тиском повітря в шинах за допомогою трубопроводу 12. Трубопровід 15 з'єднує керуючу порожнину розподільника 4 з пневмоклапаном 2. повітря у шинах від рукоятки 21.

Пневмомагістраль 13 і 14 включені клапани 3 швидкого випуску повітря з шин, що мають керуючі порожнини, що заповнюються стисненим повітрям за допомогою трубопроводу 10 при випуску повітря з шин.

Золотниковий кран 1 управління складається з корпусу 19, ущільнювачів 28, що забезпечують герметичність різних порожнин крана, і золотника 18, що з'єднує або роз'єднує між собою різні порожнини крана. Клапан швидкого випуску повітря

складається з корпусу, клапана 22, пружини 17, мембрани 24 та кришки 23. Специфікація на кран керування представлена у Додатку А (рисунок А.2).

Пристрій працює наступним чином.

У нейтральному положенні рукоятки 21 пневмоклапан 2 знаходиться у нормально закритому положенні. Розподільник 4 утримується пружиною 25 в крайньому лівому положенні, при якому пневмомагістраль 8 пов'язана з першим виходом розподільника. Через трубопровід 9 повітря від компресора надходить у ресивер і далі до агрегатів гальмівної системи через трубопровід 11. Тиск у гальмівній системі підтримується не нижче 0,53 МПа, а тиск у шинах залишається постійним.

При необхідності підкачування шин водій переводить рукоятку 21 приводу включення крана 1 в крайнє ліве положення, з'єднуючи трубопроводи 12, 13 і 14. При цьому рукоятка 21 одночасно натискає на шток пневмоклапана 2. Останній з'єднує трубопроводи 9 і 15, при цьому повітря від ресиверів подається в керуючу порожнину розподільника 4 і, долаючи опір пружини 25, розподільник переводить 4 у праве положення, з'єднуючи другий вихід з компресором. Повітря від компресора через пневмомагістраль 8 надходить у порожнини шин через 5 розподільник 4, трубопровід 12, кран 7, трубопровід 13 і 14, клапани 3 швидкого випуску повітря з шин і шинні крани 6.

Тиск у шинах 5 змінюється в межах 0,08-0,14 МПа, при цьому компресор протягом всього процесу наповнення шин працює з меншим протитиском, ніж у системі гальма (0,53-0,75 МПа). За рахунок цього збільшується продуктивність компресора, знижуються навантаження, що сприяє збільшенню ресурсу компресора і значно скорочується час наповнення шин, покращуючи тактико-технічні характеристики транспортного засобу.

Припинення підкачування шин здійснюється водієм шляхом переключення рукоятки приводу 21 включення крана 1 в нейтральне положення. Про досягнення необхідного тиску в шинах водій може судити з показань штатного манометра (умовно не показаний). Шток пневмоклапана 2 повертається нормально закритого

положення, припиняючи подачу повітря по трубопроводу 15 в керуючу порожнину розподільника 4, який пружиною 25 перемикає пневмомагістраль 8 на ресивери.

Для зниження тиску повітря в шинах ручку 21 переводять у крайнє праве положення, при цьому кран 1 з'єднує трубопровід 13 і 14 з керуючими порожнинами клапанів швидкого випуску повітря з шин за допомогою трубопроводу 10. Повітря, впливаючи на мембрану 24, віджимає клапан 22 від сідла. Витікання повітря з шини відбувається по коротких магістралях. Тиск у шинах різко падає.

4.2 Розрахунок системи та її елементів

Розрахунок стопорного пристрою крана керування тиском повітря у шинах.

Стопорний пристрій у крані виконано у вигляді кулькового фіксатора. Він запобігає мимовільному переміщенню золотника і забезпечує заданий його хід при включенні або вимкненні крана, завдяки пружині фіксатора, яка протидіє виштовхуванню кульки з канавки штока, забезпечуючи притискання поверхонь, що труться. Розміри елементів фіксатора вибирають із конструктивних міркувань [23].

Розрахункова схема кулькового фіксатора показана на рисунку 25.

Спроектуюмо на вісь X сили, що діють на кульку.

$$\sum X = F_n \cdot \cos \gamma - F_t \cdot \sin \gamma - Q = 0, \quad (11)$$

де F_n - нормальна сила у контакті;

F_t - сила тертя;

γ - Кут канавки конуса, приймаємо рівним 35° ;

Q - Зусилля необхідне для переміщення штока.

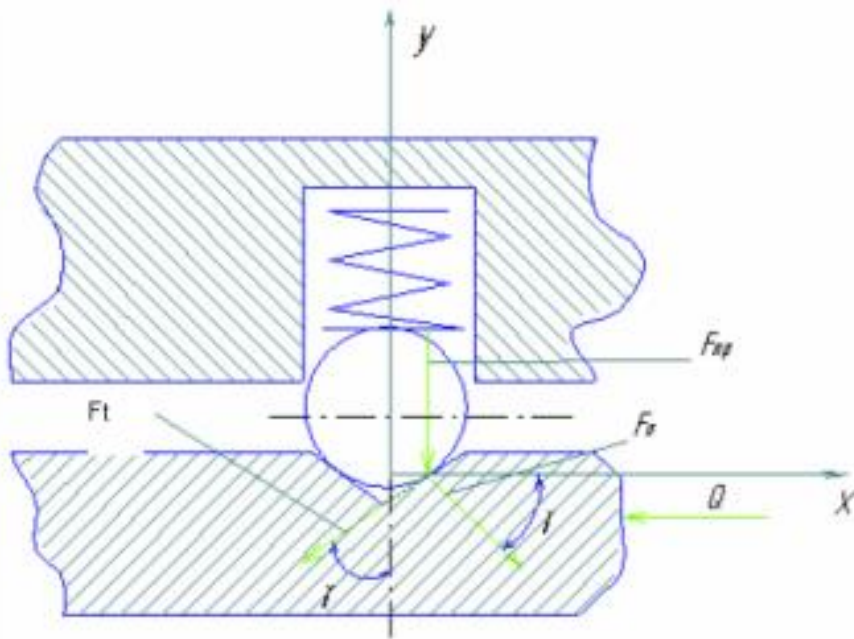


Рисунок 25 – Розрахункова схема кулькового фіксатора

Визначимо з виразу (11) величину нормального зусилля, так як у фіксаторі використовується кулька то силою тертя F можна знехтувати

$$F_n = \frac{Q}{\cos \gamma}. \quad (12)$$

Знайдемо суму проекцій усіх зусиль на вісь Y .

$$\sum Y = F_{np} - F_n \cdot \sin \gamma = 0. \quad (13)$$

Підставляючи формулу (13) значення F_n за виразом (12) визначимо зусилля пружини фіксатора.

$$F_{np} = Q \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (14)$$

Задамося зусиллям необхідним переміщення штока рівним 5 Н. Тоді F_{np} дорівнюватиме:

$$F_{np} = 5 \cdot \operatorname{tg} 35^\circ = 3,5 \text{ Н}.$$

За розрахунковою величиною зусилля F_{np} визначаємо розміри пружини фіксатора.

Знаходимо граничні значення сили пружини за максимальної деформації за такою формулою:

$$F_3 = F_{np} / 1 - \delta \quad (15)$$

де δ - відносний інерційний зазор пружини стиснення, для пружин стиснення I та II класів, приймаємо рівним від 0,05 до 0,25 [19].

$$F_3 = 3,5 / 0,05 \div 3,5 / 1 - 0,25 = 3,6 \div 4,7 \text{ Н}$$

В інтервалі від 3,6 до 4,7 Н ГОСТ 13766 для пружин I класу, розряду 1 є наступні сили F3: 3,75; 4,00; 4,25 та 4,5 Н.

Виходячи із заданих розмірів діаметра 6 мм та прагнення забезпечити найбільшу критичну швидкість, зупиняємось на витку з наступними даними (номер позиції 95): F3: 3,75; 4,00 і 4,25 Н; діаметр дроту $d = 0,45$ мм; жорсткість одного витка $c_1 = 2,354$ Н/мм; найбільший прогин одного витка $s'_3 = 1,911$ мм.

Приналежність до I класу перевіряємо шляхом визначення відношення v_{\max} / v_K , для чого попередньо визначаємо критичну швидкість v_K за наступною формулою при $\delta = 0,25$.

$$v_K = \frac{\tau_3(1 - F / F_3)}{\sqrt{2G\rho}} \cdot 10^3, \quad (16)$$

де τ_3 - максимальна дотична напруга пружини, що призначається за ГОСТ 12764 рівним 720 Н/мм²;

G – модуль зсуву, для пружинної сталі дорівнює $7,85 \cdot 10^4$ МПа;

ρ - Динамічна щільність матеріалу, для пружинної сталі дорівнює $8 \cdot 10^3$ Нс² / м⁴ [11].

$$v_K = 780 \cdot 0,22 / 35,1 = 4,9 \text{ м / с}.$$

Найбільшу швидкість переміщення рухомого кінця пружини при навантаженні або розвантаженні беремо $2,5$ м/с.

$$v_{\max} / v_K = 2,5 / 4,9 = 0,51 < 1.$$

Отримана величина вказує на відсутність зіткнення витків і, отже, вибрана пружина задовольняє заданим умовам.

Визначення інших розмірів провадиться за такими формулами:

$$c = \frac{F_{np} - F_1}{h}, \quad (17)$$

де c - жорсткість пружини, Н/мм;

F_1 - сила пружини при попередній деформації, що дорівнює 2 Н;

h - робочий хід пружини, що дорівнює 2 мм.

$$c = \frac{3,5 - 2}{2} = 0,75 \text{ Н / мм} .$$

Число робочих витків пружини визначаємо за формулою:

$$n = \frac{c_1}{c}, \quad (18)$$

$$n = \frac{2,354}{0,75} = 3,1 .$$

Уточнена жорсткість має значення:

$$n = \frac{c_1}{n}, \quad (19)$$

$$c = \frac{2,354}{3,1} = 0,75 \text{ Н / мм} .$$

При півтора неробочих витків повне число витків знаходимо за такою формулою:

$$n_1 = n + n_2, \quad (20)$$

$$n_1 = 3,1 + 1,5 = 4,6 .$$

Визначаємо середній діаметр пружини за формулою:

$$D = D_1 - d, \quad (21)$$

де D_1 - попередньо прийнятий зовнішній діаметр пружини, мм [11].

$$D = 6 - 0,45 = 5,55 \text{ мм} .$$

Попередня деформація пружини знаходиться за формулою:

$$s_1 = \frac{F_1}{c}, \quad (22)$$

$$s_2 = \frac{2}{0,75} = 2,67 \text{ мм} .$$

Робоча деформація пружини:

$$s_2 = \frac{F_{np}}{c}, \quad (23)$$

$$s_2 = \frac{3,5}{0,75} = 4,67 \text{ мм.}$$

Максимальна деформація пружини:

$$s_2 = \frac{F_{np}}{c}, \quad (24)$$

$$s_2 = \frac{3,5}{0,75} = 4,67 \text{ мм.}$$

Довжина пружини при максимальній деформації:

$$l_3 = (n_1 + 1 - n^3) \cdot d, \quad (25)$$

$$l_3 = (4,6 + 1 - 1,5^3) \cdot 0,45 = 1,62 \text{ мм.}$$

Довжина пружини у вільному стані:

$$l_0 = l_3 + s_3, \quad (26)$$

$$l_0 = 1,62 + 6 = 7,62 \text{ мм.}$$

Довжина пружини за попередньої деформації:

$$l_1 = l_0 + s_1, \quad (27)$$

$$l_1 = 7,62 + 2,67 = 10,29 \text{ мм.}$$

Довжина пружини при робочій деформації:

$$l_2 = l_0 - s_2, \quad (28)$$

$$l_2 = 7,62 + 4,67 = 12,29 \text{ мм.}$$

Крок пружини у вільному стані:

$$t = s'_3 + d, \quad (29)$$

$$t = 1,911 + 0,45 = 2,361 \text{ мм.}$$

Розрахунок клапана швидкого випуску.

Розмір діаметра закладення мембрани визначається за такою формулою:

$$D = 2,15 \sqrt{\frac{p}{(1 + \beta + \beta^2) \cdot p_M}}, \quad (30)$$

де p - Навантаження на шток камери, приймаємо рівною 20 кН;

p_M - надлишковий магістральний тиск, при розрахунку силових мембранних камер можна приймати $p_M = p$, приймаємо рівним 1,4 МПа;

β - коефіцієнт посилення мембрани.

$$\beta = \frac{D_1}{D}, \quad (31)$$

де D_1 - діаметр опорного диска, мм;

D - діаметр зачепила, мм.

Величину коефіцієнта посилення мембрани зазвичай приймають у межах від 0,6 до 0,8. При менших значеннях коефіцієнта зусилля, що розвивається камерою, рівномірніше в межах ходу, але ефективна площа мембрани знижена, що зменшує зусилля, що знімається зі штока.

Коефіцієнта більше 0,8 вибирати не рекомендується, оскільки це призводить до зменшення допустимого ходу штока та збільшення нелінійності статистичної характеристики мембрани.

$$D = 2,15 \sqrt{\frac{20}{(1 + 0,7 + 0,7^2) \cdot 1,4 \cdot 10^3}} = 0,174 \text{ м.}$$

Отриману величину діаметра закладення округляємо до найближчого більшого за ГОСТ 6636-69 «Нормальні лінійні розміри» значення і дорівнює 175 мм.

Товщину плоских гумових мембран без гофри визначають за формулою:

$$\delta = 0,175 \cdot \frac{pD(1 - \beta^2)}{[\tau]}, \quad (32)$$

де $[\tau]$ - напруги, що допускаються на зріз, МПа.

Допустима напруга для листової гуми з однією тканинною прокладкою (міцність на розрив 5 МПа) можна приймати в залежності від товщини гуми (таблиця 10).

Таблиця 10 - Залежність напруг, що допускаються, на зріз від товщини гуми

Показник	Значення		
δ , мм	2,7	5	7
$[\tau]$, МПа	3	2,4	2,1

$$\delta = 0,175 \cdot \frac{1,4 \cdot 0,175 \cdot (1 - 0,7^2)}{2,4} 0,009 \text{ м.}$$

Величина ходу штока клапана визначається раціонально допустимою величиною прогину плоскої мембрани. У таблиці 11 наведено рекомендовані значення максимального ходу штока клапанів з плоскими мембранами в залежності від магістрального тиску в мережі.

Таблиця 11 - Залежність ходу штока від магістрального тиску в мережі

Показник	Значення			
p, МПа	0,4	0,5	0,6	0,8
h, мм	0,06D	0,08D	0,10D	0,12D

Величина ходу штока клапана дорівнюватиме 3,9 мм.

Висновки у розділі.

Виконано опис пристрою та принципу роботи системи регулювання тиску повітря у шинах при накачуванні та зниженні тиску повітря у шинах.

Розраховано стопорний пристрій крана управління, що фіксує хід штока в заданих межах при включенні та вимкненні підкачування повітря, а також клапани випуску повітря, що дозволяють швидко скидати тиск у шинах.

5 БЕЗПЕКА ТА ЕКОЛОГІЧНІСТЬ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

Зростання професійних захворювань та виробничого травматизму, числа техногенних катастроф та аварій, нерозвиненість професійної, соціальної та медичної реабілітації постраждалих на виробництві негативно позначається на життєдіяльності людей праці, їх здоров'я, призводять до подальшого погіршення демографічної ситуації в країні [24].

У цьому розділі розглядається вплив прийнятих конструкторських рішень щодо модернізації трактора на небезпеки, що виникають при експлуатації трактора, оскільки безпека експлуатації є важливою умовою при прийнятті конструкторських рішень, оскільки вона безпосередньо впливає на життя та здоров'я людей, що працюють на виробництві. Основне завдання техніки безпеки полягає у створенні сприятливих та безпечних умов праці на робочому місці.

5.1 Характеристика об'єкта проектування

Об'єктом проектування є система зміни (регулювання) тиску повітря у шинах трактора «Слобожанець».

Мета проектування – підвищення продуктивності та економічності трактора під час роботи на сніговому покриві. Система містить (рисунк 26): пневмомагістраль, що живиться від компресора з включеними в неї ресиверами; кран керування тиском повітря в шинах, що має ручний привід включення та пов'язаний із порожнинами шин через шинні крани; двопозиційний розподільник з пневматичним керуванням і пружиною повернення, перший вихід якого підключений до ресиверів, другий вихід до крана керування тиском повітря в шинах, а порожнина, що управляє, з'єднана з виходом пневмоклапана включення двопозиційного розподільника має один привід включення з краном управління тиском повітря у шинах; клапани швидкого випуску повітря з шин та трубопровід, що з'єднує зазначені вузли між собою.

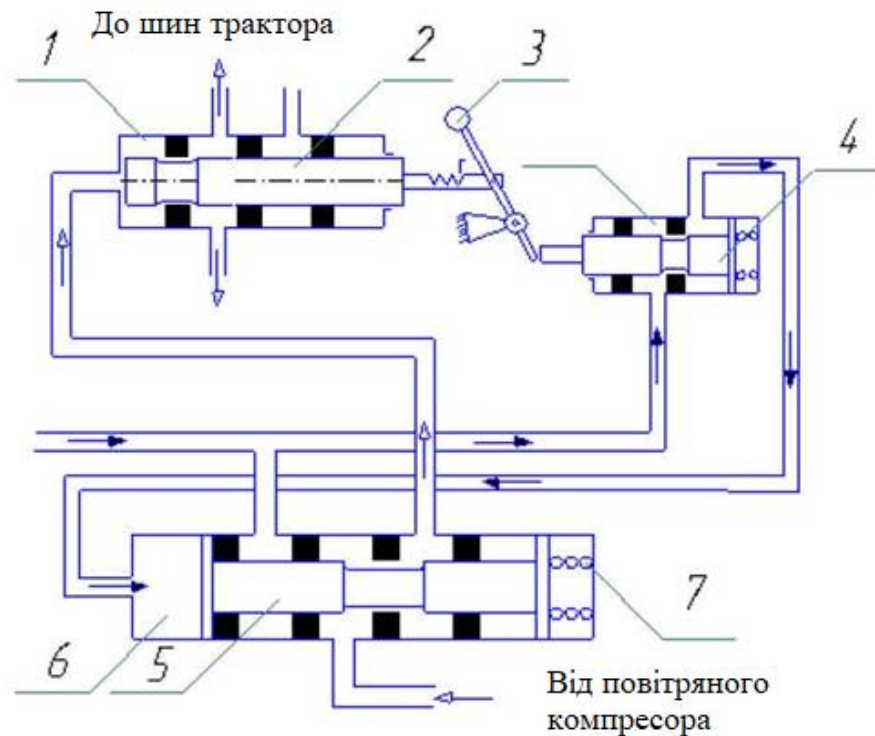


Рисунок 26 – Схема системи регулювання тиску повітря у шинах

5.2 Забезпечення безпеки під час роботи трактора

Для того, щоб знизити час наповнення шин повітрям і збільшити ресурс компресора в даній схемі використовується двопозиційний розподільник 6 з пневматичним управлінням і пружиною повернення 7, який відключає під час підкачування шин повітрям пневмосистему гальм від компресора, що має більший робочий тиск, ніж тиск у шинах. Тому пневмосистема гальм під час накачування шин залишається без живлення повітрям, створюючи при цьому небезпечні умови при роботі трактора.

Для збереження безпеки руху з відключеним від ресиверів і гальмівної системи компресором під час підкачування шин пружина повернення двопозиційного розподільника 7 відрегульована на тиск спрацьовування, що дорівнює мінімально допустимому тиску в гальмівній системі. Якщо тиск у ресиверах знизиться до цієї величини, то пружина, долаючи цей тиск, що підводиться до порожнини керуючої двопозиційного розподільника, поверне його в початкове положення, переключивши

компресор на гальмівну систему. Підкачування шин відновиться лише після досягнення нормального тиску в ресиверах.

Крім того, безпека використання машино-тракторних агрегатів залежить від якості їх підготовки до експлуатації. При технічному обслуговуванні в першу чергу необхідно перевіряти справність механізмів керування трактора, надійність кріплення деталей ходової частини, справність запобіжних та сигналізуючих пристроїв, наявність та справність захисних огорож, блокувальних пристроїв.

Вільний хід механізмів керування, гальмівний шлях, хід важелів повинні повністю відповідати інструкціям чи іншій технічній документації. Рульове колесо та механізм повороту повинні повертатися легко, без заїдань, тому що при несправному та неправильно відрегульованому рульовому колесі керувати трактором важко.

Під час перевірки стану ходової частини трактора особливу увагу слід звертати на надійність кріплення дисків коліс та тиск у шинах. Слід мати на увазі, що рекомендовані тиски в шинах для тракторів на транспортних роботах і при навішуванні важких машин збільшують в діапазоні від 1,3 до 1,5 рази, а для робіт на м'якому ґрунті, навпаки, знижують приблизно на 10%.

5.3 Зручність обслуговування системи

До регламентованих операцій обслуговування трактора відносяться такі види робіт: очисні, контрольно-регульовальні, контрольно-кріпильні, контрольно-заправні, а також роботи зі змащування та консервації. Зручність та безпека обслуговування багато в чому залежать від рівня технології та досконалості обладнання, що застосовується під час обслуговування трактора. Значною мірою воно визначається конструкцією машини.

Зручність обслуговування не регламентують конкретними показниками безпеки його проведення, але оцінюють експертно, порівнюючи із зручністю конструкцій машин, що серійно випускаються. Основним критерієм при порівнянні є вільний доступ штатним інструментом до місць обслуговування і мінімальна кількість механізмів і систем, що обслуговуються.

Контрольно-регулювальні операції в тракторі зведені до мінімуму, а місця їхньої поведінки – мають гарний доступ, без додаткового розбирання та зняття агрегатів або механізмів, що не мають відношення до регульованого пристрою. При контролі за технічним станом механізмів замість ручних пристроїв та систем доцільно використовувати прилади.

Усі види кріпильних деталей трактора відповідають стандартним ключам та мають вільний доступ. При цьому застосовуються сучасні та надійні засоби проти ослаблення кріплення.

5.4 Інструкція з охорони праці для тракториста

Загальні вимоги безпеки:

- до керування трактором допускаються особи, які мають посвідчення тракториста-машиніста;

- вільний хід механізмів управління, гальмівний шлях мають повністю відповідати інструкціям чи іншій технічній документації;

- рульове колесо повинне повертатися легко, без заїдань;

- у кабіні не повинно бути сторонніх предметів, особливо на підлозі.

Вимоги безпеки перед початком роботи:

- необхідно перевірити комплектність, технічну справність і повністю заправити трактор і машину, що агрегатується;

- подаючи трактор заднім ходом до причіпної машини, необхідно виявляти особливу обережність: рухатися слід на 1-й передачі при малій частоті обертання колінчастого валу двигуна; якщо тракторист не бачить причіпні пристрої, що зближуються, то його діями повинен керувати інший працівник, що знаходиться поза шляхом руху трактора;

- з'єднувати сницю причіпної машини з причіпною скобою трактора слід при зупиненому тракторі та вимкненій передачі;

- перед початком основної роботи доцільно захистити небезпечні місця (яри, урвища, канави, інші одиночні чи групові перешкоди) вішками або допоміжними смугами.

Вимоги безпеки під час роботи:

- забороняється під час руху трактора сходити та входити до кабіни, стояти та сидіти на підніжках, сходах, крилах, навісному пристрої;

- при працюючому двигуні не слід залазити під трактор для проведення будь-яких робіт;

- при розвороті стежити за тим, щоб машина, що навішується, ні за що не зачіпала;

- розпочинати поворот тільки після того, як робочі органи машини виглиблені з ґрунту;

- перед кожним входом до кабіни трактора водій повинен ретельно очистити взуття від бруду;

- не робити крутих поворотів на високих транспортних швидкостях;

- не проводити регулювальні, очисні та інші роботи під піднятою машиною;

- при роботі з причіпником тракторист повинен мати постійний двосторонній зв'язок з ним;

- при тривалих переїздах враховувати, що технічними умовами на виготовлення трактора допускається усадка штоків гідроциліндрів підйому на 30 мм за 30 хв, і тому періодично контролювати та коригувати висоту підйому навісної машини;

- при роботі в тумані або під час дощу, коли видимість недостатня, необхідно включати світло та періодично подавати сигнали.

Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях:

- необхідно зупинити трактор та заглушити двигун;

- переконатися, що під час аварії ніхто не постраждав, а якщо є постраждалі надати їм першу долікарську допомогу та викликати швидку допомогу;

- вжити необхідних заходів для усунення аварійної ситуації;

- повідомити про те, що сталося, особам відповідальним за безпеку технологічного процесу.

Вимоги безпеки після закінчення робіт:

- при роз'єднанні МТА під сніту слід підвести підставку, щоб робітник не отримав травми;
- очистити трактор та робочі органи зброї від налиплої землі та рослинних решток;
- при постановці на стоянку переконається, що трактор не може спонтанно покотитися;
- переконатися у справності всіх систем та механізмів;
- під час роботи у дві зміни, необхідно повідомити перезмінника про технічний стан трактора, і несправності, що виникли під час роботи.

5.5 Екологічність проекту

Охорона природи це наука, що займається теоретичним обґрунтуванням та розробкою практичних заходів щодо охорони навколишнього середовища, відновлення та раціонального використання природних ресурсів

Екологічні проблеми в нашій країні є страшним лихом, яке захоплює всі галузі народного господарства. На сьогоднішній день ступінь впливу людини на навколишнє середовище практично порівнюється з силою природи, що викликає тривогу, так як ця дія може принести до незворотних процесів, що загрожують згубною зміною природного середовища.

У сільському господарстві основною екологічною проблемою є переущільнення ґрунту рушіями тракторів та забруднення довкілля нафтопродуктами.

Як біологічне середовище ґрунт гостро реагує не лише на зовнішні дії природного характеру (дощ, мороз, вітер тощо), а й на результати діяльності людини. Автори багатьох наукових праць вважають основною причиною зниження родючості переущільнення ґрунту, пов'язаного з механізацією його обробітку. Переущільнення ґрунту веде до виникнення явища просторової тісноти, зростає опір розвитку коріння. Механічне вплив рушіїв на ґрунт не вичерпується лише ущільненням та зменшенням пористості, що знижує можливості функціонування макро та мікроорганізмів, а також можливості розвитку кореневої системи рослин. Від

контакту з рушіями руйнується структура верхнього шару ґрунту – вона руйнується. Внаслідок цього посилюються процеси ерозії, з ґрунту інтенсивніше вивітрюються і вимиваються найбільш родючі компоненти [28].

Одним із напрямів зниження шкідливого впливу на ґрунт є зменшення тиску рушіїв трактора, якого можна досягти шляхом зниження тиску повітря в шинах, застосування колісної формули 6К6, і при здвоюванні коліс.

Для зниження шкідливого впливу нафтопродуктів на довкілля необхідно: контролювати використання нафтопродуктів, не допускати попадання їх у ґрунт, у воду, у рослинність; організовувати збирання, зберігання та утилізацію відпрацьованих нафтопродуктів, тобто, при заміні відпрацьованих олій, промивних рідин проводити збір їх у спеціально обладнані ємності для тимчасового зберігання, далі з цих ємностей відпрацьовані нафтопродукти здавати нафтогосподарствам, де згодом вони пройдуть; використане обтиральне ганчір'я необхідно складати в спеціально обладнані для цього місця, так як можливе її самозаймання, а також вона може забруднювати довкілля.

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ СЛОБОЖАНЕЦЬ У СКЛАДІ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ

При визначенні економічної ефективності техніки необхідно дотримуватися принципу сумісності, слід користуватися тим складом показників, система яких найбільш яскраво відображає економічну ефективність по найважливішому робочому процесу або групі операцій, на яких проектується впровадження новітньої техніки.

При розрахунках порівнювані трактори із встановленими параметрами поставлені в однакові узагальнені умови із суворим дотриманням правил комплектування МТА [6].

Загальноприйнятим критерієм ефективності використання мобільних енергетичних засобів під час виконання технологічних процесів у складі МТА є показник наведених експлуатаційних витрат коштів:

$$C_n = \frac{C_{PP}}{W_{II} \cdot T_r \cdot \tau_3}, \quad (33)$$

де C_{PP} - витрати на виконання річного обсягу узагальненого технологічного процесу;

W_{II} - Технічна продуктивність, га / год;

T_r - Річний фонд часу роботи тракторів, год;

τ_3 - коефіцієнт, що враховує роботу трактора в літній період.

Вартість механізованих робіт визначається за такою формулою:

$$C_{PP} = C_{TP} + C_A + C_{TO} + C_3 + C_{EM} + C_B, \quad (34)$$

де C_{TP} - капітальні вкладення;

C_A - амортизаційні відрахування;

C_{TO} - витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування з урахуванням зберігання;

C_3 - заробітна плата;

C_{EM} - вартість витрачених експлуатаційних матеріалів;

C_B - Витрати виконання допоміжних операцій під час роботи трактора [33].

Складові наведених витрат, капітальних вкладень, відрахування на амортизацію та поточний ремонт визначаються ціною придбання трактора та відповідними нормативними коефіцієнтами ефективності капітальних вкладень, відрахувань на амортизацію, поточний ремонт та технічне обслуговування з урахуванням зберігання та тривалості роботи у літній період:

$$C_{TP} + C_A + C_{TO} + C_{BC} = \tau_L \cdot \Pi \cdot ((E_H + \bar{K}'(K_A + K_{TO})) \quad (35)$$

де Π - вартість трактора;

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

K_A – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань;

K_{TO} - Коефіцієнт, що враховує вартість виконання поточного ремонту та технічного обслуговування;

\bar{K}' – коефіцієнт, що враховує допоміжні витрати [33].

Витрати на заробітну плату визначаються тарифною ставкою з нарахуваннями, розмір якої залежить від виду виконуваної роботи кваліфікації тракториста та типу трактора. Оскільки трактори, що порівнюються, експлуатуються в одних умовах трактористами з однаковою кваліфікацією та зарплатою Z , витрати на оплату праці будуть визначатися за формулою:

$$C_3 = Z_{\Pi} \cdot \tau_L \cdot E = T_z, \quad (36)$$

де Z_{Π} - заробітна плата механізатора VI розряду з нарахуваннями коефіцієнтів доплат за якість, стаж, районний коефіцієнт, святкові дні, відпускні, відрахування до соціальних фондів (КК=1,8; КС=1,4; КР=1,3; КП = 1,3; КП= 1,13; КО=1,1; КІ=1,21)

При встановлених нормативах витрати мастильних матеріалів, відомої вартості основного палива та мастила витрати коштів на експлуатаційні матеріали визначаються з виразу:

$$C_{EM} = K \cdot \tau_L \cdot G_{TP} \cdot T_G \cdot (\Pi_T \cdot q_M \cdot \Pi_M), \quad (37)$$

де Π_T - вартість основного палива, р/кг;

C_M - Вартість мастильних матеріалів, р. / кг;

K - Коефіцієнт враховує витрату палива на режимі холостого ходу МТА і при роботі двигуна на зупинках;

G_{TP} - Витрата палива, кг / год;

q_M - нормативний коефіцієнт витрати мастильних матеріалів від витрат палива [33].

При виконанні розрахунків, незалежно від типу та енергонасиченості трактора, слід приймати коефіцієнт $K=1,18 - 1,2\%$.

$$G_T = \frac{N_E \cdot g_{EH}}{1000}, \quad (38)$$

де N_E - Потужність двигуна, кВт;

g_{EH} - Питома витрата палива, г/кВт год.

Прибуток від запропонованих модернізаційних рішень Π щодо поліпшення технологічних властивостей трактора розраховується за такою формулою:

$$\Pi = (C_{\Pi} - C'_{\Pi}) \cdot W'_{\Pi} \cdot T_{\Gamma} \tau_{\Delta}, \quad (39)$$

де C'_{Π} та W'_{Π} - наведені експлуатаційні витрати та показник продуктивності модернізованого трактора [33].

Термін окупності інвестицій T_O на реалізацію модернізаційних рішень визначиться залежно від [21]:

$$T_o = K / \Pi, \quad (40)$$

де K - сума інвестицій [33].

При розрахунку показників економічної ефективності базою для порівняння вибираємо серійні трактори та трактори зі здвоєними колесами.

При порівнянні показників економічної ефективності тракторів між базовим трактором та модернізованим, розрахунок економічних показників проводимо за [21, 24, 33].

На підставі отриманих результатів та технічних характеристик було проведено розрахунок узагальненого показника продуктивності тракторів базової комплектації та тракторів із здвоєними колесами для літніх умов. Найбільш високою потенційною

продуктивністю, наведеною щодо середнього значення за операціями, має трактор з найбільшою експлуатаційною вагою потужність найнижча продуктивність трактора.

При визначенні показника вартості виконання комплексу літніх механізованих робіт як головний параметр прийнято наведену вартість узагальненого технологічного процесу. Значення узагальненого показника вартості розраховані за витратами на літній період (800 год.) на стерні та на полі підготовленому під посів одного року експлуатації з урахуванням витрати палива на холостому ході та зупинках, допоміжних витрат [33].

Зіставлення узагальненого показника вартості технологічного процесу для наведеної групи серійних тракторів загального призначення сімейства «Слобожанець» показало його збільшення при підвищенні потужності двигуна та відповідно витрати палива, експлуатаційних матеріалів, оскільки витрати на їх придбання становлять від 40 до 50% від загальних витрат. Найкращий вартісний показник на стерні та на полі під посів має трактори штатної комплектації у порівнянні з максимальним показником трактора модернізованого. Найбільш низьких витрат зі здвоєними колесами на виконання технологічного процесу трактор не розвиває, внаслідок відсутності оптимальної передачі входить до раціонального тягового діапазону і призводить до збільшення вартості виконання операцій на 2,4%.

Поліпшення вартісного показника за рахунок застосування здвоєних коліс та режимів функціонування МТА у тракторів ХТА-200 та ХТА-250 у середньому сягає 12%. Причому максимальне зниження вартості технологічного процесу характерне для тракторів при застосуванні здвоєних коліс і зумовлене насамперед підвищенням продуктивності на 4,4-18,6% зниженням погектарної витрати палива в режимі робочого ходу на 4-6%.

Мінімальне значення потенційного показника наведених експлуатаційних витрат при виконанні всього обсягу робіт при здвоюванні коліс на стерні, має трактор ХТА-250 СП 443,35 р. / га, а максимальне ХТА-250-03 СП 489,5 р./га. Зниження цього показника, зумовлене адаптаційними обертаннями та здвоюванням коліс, становить трактори різних марок від 4,4 до 9%. Причому максимальний ефект при здвоюванні коліс на стерні отримано для трактора ХТА-250.

Мінімальне значення потенційного показника наведених експлуатаційних витрат при виконанні всього обсягу робіт на полі під посів, має трактор СП 352,33 р./га, а максимальне СП 397,27 р./га. Зниження цього показника, обумовлене адаптаційними обертаннями та здвоюванням коліс, становить у тракторів різних марок крім від 3 до 9%. Причому максимальний ефект при здвоюванні коліс отримано для трактора СП 397,27 р./га [14].

Термін окупності установки здвоєних коліс на трактора крім (на який не рекомендується встановлення здвоєних коліс) досягає 0,5-2 сезони. При порівнянні тракторів зі здвоєними колесами з базовим не окупається тільки модернізований трактор, для тракторів здвоювання коліс забезпечує зростання продуктивності та зниження витрат.

Таблиця 12 – Техніко-економічні показники на стерні

Показник	Марка трактора			
	ХТА-200	ХТА-220	ХТА-200-02М	ХТА-250
Ціна трактора млн. грн.	2,164/2,244	2,29/2,73	2,65/2,73	2,86/2,94
ВП – продуктивність на оранці ПЛП-9-35, га/ч	1,94/2,13	1,99/1,95	2,01/2,46	2,22/2,42
GW - Витрата палива, кг/га	25,56/23,28	21,10/21,53	24,98/20,41	25,4/23,3
ЗП – наведені експлуатаційні витрати, р/га	1018,76/940,34	913,93/949,88	964,69/793,83	1068,81/989,84
ПЗ - Прибуток від установки здвоєних коліс, нар.	0/21714,73	-9106,87	60728,76	24809,52
ВП – продуктивність з 3-АКП-4, га/год	5,09/5,42	4,93/4,89	5,22/6,05	5,82/6,22
GW - Витрата палива, кг/га	9,74/9,15	8,52/8,59	9,62/8,3	9,69/9,07
ЗП – наведені експлуатаційні витрати, р/га	389,12/370,24	369,95/381,98	414,41/359,13	407,17/385,19
ПЗ - Прибуток від установки здвоєних коліс, нар.	0/13305,72	0/-7562,77	0/41059,04	0/17857,41
ВП - продуктивність з ЛДГ-20, га/год	21,05/22,19	20,00/19,68	21,59/24,47	24,15/25,59
GW - Витрата палива, кг/га	2,36/2,24	2,1/2,13	2,34/2,05	2,33/2,20
ЗП – наведені експлуатаційні витрати, р/га	94,31/90,39	91,25/93,99	99,47/88,76	98,18/93,63

ПЗ - Прибуток від установки здвоєних коліс, нар.	0/11320,89	0/-7003,96	0/34001,76	0/15194,98
ЗП – наведені експлуатаційні витрати на стерні, на весь загальний обсяг робіт 390	500,68/466,98	458,33/475,23	527,53/443,35	524,66/489,50
ПЗ - Прибуток від установки здвоєних коліс на стерні, на весь обсяг робіт 390 год, нар.	46369,94	-14972,39	135789,57	57855,69
ТПро – термін окупності при застосуванні здвоювання	1,72	-3,37	0,59	0,14

Таблиця 13 - Техніко-економічні показники на полі під посів

Показник	Марка трактора			
	ХТА-200	ХТА-220	ХТА-200-02М	ХТА-250
Ціна трактора млн. н.	2,164/2,24	2,29/2,73	2,65/2,73	2,86/2,94
ВП-продуктивність на культивуванні 3-АКП-4, га/год.	4,73/4,85	4,23/4,08	5,05/5,23	5,49/5,93
GW-витрата палива, кг/га	10,96/10,23	9,9/10,34	9,94/9,59	10,27/9,5
ЗП-наведені експлуатаційні витрати, р./га	419,36/413,45	431,59/455,45	424,70/414,95	431,49/403,24
ПЗ-прибуток від установки здвоєних коліс, нар.	0/3727,38	0/-12755,07	0/6631,61	0/21074,71
ВП-продуктивність з 3- АКП-4 чизелювання, га/год.	3,5/3,59	3,14/3,02	3,74/3,88	4,07/5,40
GW-витрата палива, кг/га	14,17/13,82	13,37/13,90	13,90/12,94	13,85/12,80
ЗП-наведені експлуатаційні витрати, р./га	565,97/558,17	580,49/613,24	573,06/559,33	582,38/574,17
ПЗ-прибуток від установки здвоєних коліс, нар.	0/3655,62	0/-12845,03	0/607,44	0/21874,40
ВП-продуктивність з ЛДГ- 20 га/год.	17,19/17,76	15,66/15,01	18,37/19,40	19,88/21,96
GW-витрата палива, кг/га	2,88/2,79	2,68/2,79	2,70/2,52	2,84/2,57
ЗП-наведені експлуатаційні витрати, р./га	115,26/112,95	116,54/123,27	115,75/111,56	119,23/109,26

ПЗ-прибуток від установки здвоєних коліс, нар.	0/5309,53	0/-13139,33	0/9300,24	0/29064,74
∑СП-наведені експлуатаційні витрати на полі під посів, на весь об'єм	366,81/361,47	376,66/397,27	371,08/362,04	377,56/352,33
∑ПЗ-прибуток від установки здвоєних коліс на полі під посів, на весь вобъем робіт,	12692,33	-38036,03	22839,08	72013,49
То– термін окупності при застосуванні здвоювання	6,3	-2,06	3,5	1,15

Висновок у розділі.

Ефективна доцільність підвищення ступеня використання потенційних можливостей тракторів «Слобожанець» на робочих швидкостях, у тому числі нижче за мінімально допустиму по буксуванню шляхом встановлення здвоєних коліс обґрунтована за результатами енергетичного та економічного аналізу. Термін окупності установки здвоєних коліс на трактора «Слобожанець» крім (на який не рекомендується встановлення здвоєних коліс) при повному завантаженні протягом сезону на всіх видах робіт сягає 1-4 сезони.

ВИСНОВОК

Найбільш повне вирішення проблеми ресурсозберігаючого технічного забезпечення операційних технологій досягається на основі системного підходу до оптимізації експлуатаційних параметрів та режимів роботи МТ використання науково-обґрунтованих принципів операційних технологій механізованих робіт дозволило встановити основні етапи багаторівневої системи адаптації тракторних агрегатів до умов експлуатації.

Проведений аналіз тягово-зчіпних властивостей колісного трактора 4К-4Б на різних ґрунтових фонах дозволив: одержати параметричні рівняння зв'язку буксування з коефіцієнтом використання ваги; встановити максимальні та допустимі значення тягового ККД, що визначають ширину раціональних тягових діапазонів; визначити умови раціонального агрегування тракторів із змінними масоенергетичними параметрами у складі ґрунтообробних та посівних агрегатів.

За результатами проведених досліджень визначено залежність зміни вертикальних навантажень від сили тяги на гаку, знайдено оптимальні значення тягових зусиль за навантаженнями на провідних мостах з одинарними та здвоєними колесами, $m_{E \max} / m_{E \min}$, при якому відбувається вирівнювання нормальних реакцій по осях.

Обґрунтовано рекомендації щодо оптимальних значень тиску в шинах на різних ґрунтових фонах, при якому забезпечується мінімальний опір перекочування та кінематична відповідність між окружними швидкостями передніх та задніх коліс у зоні номінальних тягових зусиль.

На підставі потенційних тягових характеристик тракторів «Слобожанець» встановлено, що при виконанні енергоємних тягових операцій на фонах високої твердості (поклад) оптимальний режим досягається зниженням межі мінімальних робочих швидкостей встановленням здвоєних коліс або дефорсуванням трактора. За встановленими тяговими показниками та еквівалентами продуктивності та питомих енерговитрат обґрунтовано раціональні параметри та режими роботи трактора тяговоенергетичної концепції в різних умовах агрегування.

Проведено патентні дослідження існуючих систем щодо покращення зчіпних властивостей рушіїв та враховуючи їх переваги та недоліки обґрунтовано власну схему системи регулювання тиску повітря у шинах трактора.

Конструктивно розроблено систему регулювання тиску повітря в шинах, описано її принцип роботи та розраховано основні елементи.

Ефективна доцільність підвищення ступеня використання потенційних можливостей тракторів «Слобожанець» на робочих швидкостях, у тому числі нижче за мінімально допустиму по буксуванню шляхом встановлення здвоєних коліс обґрунтована за результатами енергетичного та економічного аналізу. Термін окупності установки здвоєних коліс на трактора «Слобожанець» крім (на який не рекомендується встановлення здвоєних коліс) при повному завантаженні протягом сезону на всіх видах робіт сягає 1-4 сезони.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Електронний ресурс:

https://evgivanov.github.io/expl_html_book/book/part1/tema1-1.html

2. Боровських Ю.І. Будова автомобіля / Ю.І. Боровських, Ю.В. Буралев, К.А. Морозов. – Київ: Вища школа, 1991 – 303 с.

3. Безпека життєдіяльності: підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. – Львів : Світ, 1995. – 288 с.

4. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К.: Арістей, 2010. –155 с.

5. Автомобіль вантажний. Сучасні конструкції: підручник для здобувачів ступеня вищої освіти ЗВО; авт. колектив: А. Т. Лебедев, В. Д. Мигаль, І. О. Шевченко, М. Л. Шуляк; за ред. проф. А. Т. Лебедева; ХНТУСГ. Харків: ТОВ «Планета-Прінт», 2021. 369 с.

6. Трактори і автомобілі. Частина 3. Шасі / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко, Д.І. Мазоренко та ін.; Під ред. А.Т. Лебедева. – К.: Вища освіта, 2004. – 340 с.

7. Електронний ресурс: <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja>.

8. Електронний ресурс: <http://um.co.ua/8/8-12/8-125062.html>

9. Форнальчик Є.Ю., Оліскевич М.С., Мاستикаш О.Л., Пельо Р.А. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: навч. пос. / За заг. ред. Є.Ю. Форнальчика. – Львів: Афіша, 2004. – 492с.

10. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація. Організація технологічних процесів ТО і ПР : навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 198 с.

11. Трактори та автомобілі. Ч. 1. Автотракторні двигуни: Навч. посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедев та ін.: За ред. проф. А.Т. Лебедева. – К.: Вища шк., 2000. – 357 с.

12. Економіка організації і планування виробництва. Економіка і організація виробництва. Ч. 1. Економіка виробничого підприємства [Електронний ресурс]: навчально-наочний посібник для студентів усіх форм навчання / НТУУ «КПІ»; уклад. Т. В. Сакалош. – Київ: НТУУ «КПІ», 2012.

13. Безпека дорожнього руху та автотранспортне право. Конспект лекцій для студентів спеціальності "Автомобілі та автомобільне господарство" усіх форм навчання / Уклад. В. Кищун. Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2006. – 155с.

14. Гандзюк М. П. Основи охорони праці: підручник для вузів / М. П. Гандзюк, Є. П. Желібо, М. О. Халімовський. – 3-тє вид. – К.: Каравела, 2006. – 392 с.

15. Лобас Л.Г. Якісні та аналітичні методи в динаміці колісних машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицький. - К.: Наук. Думка, 1990. - 232 с.

16. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень. Практикум: [навч. посіб.] / В. В. Кавецький, В. О. Козловський, І. В. Причепа – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 113 с.

17. Мигаль В.Д. Технічна діагностика автомобілів. Теоретичні засади: навч. посіб. / В.Д. Мигаль. - Х.: Майдан, 2014. - 516 с

18. Строков А.П., Макаренко М.Г. Технічне обслуговування і ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Кн. 1. Основи будови та експлуатації автопоїздів. Підручник. - К.: Грамота, 2005, - 2005 - 352с.

19. Клец Д.М. Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Комплексна система випробувань автомобілів» для студентів спеціальності 7.01010401 профіль підготовки «Транспорт». – Харків, ХНАДУ. – 2011. – 48 с.

20. Боровських Ю.І., Буральов Ю.В., Морозов К.А. Будова автомобілів.: - Київ.: Вища школа. 1991.

21. Гельман Б.Н., Москвін М.В. Сільськогосподарські трактори і автомобілі. Книги 1 і 2. Навч. посібник.: Київ.: Урожай, 1990. - 302 с.

22. Зеркалов Д. В. та ін. Безпека руху автомобільного транспорту: Довідник. – К.: Основа, 2002. – 360 с.

23. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – Офіц. вид. – К. : Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.
24. Кисликов В.Ф. Будова і експлуатація автомобілів: підручник. / В.Ф. Кисликов, В.В. Лущик. – К.: Либідь, 1999. – 400 с.
25. Посібник з ремонту та технічного обслуговування автомобілів КамАЗ – 2010. – 286 с.
26. Мигаль В.Д. Системи контролю і діагностування автомобілів: навч. посіб. / В.Д. Мигаль. – Х.: Майдан, 2017. – 606 с.
27. Сирота В.І. Основи конструкції автомобілів: навчальний посібник. / В.І. Сирота. – К.: Аристей, 2005. – 280 с.
28. Мигаль В.Д. Мехатронні та телематичні системи автомобіля: навч. посіб. / В.Д. Мигаль. – Х.: Вид-во Майдан, 2017. – 313 с.
29. Volvo Trucks FH. Driver's Handbook. – Goteborg: Volvo Lastvagnar AB, 2011. – 386 с.
30. Карнаух С. Г. Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух М. Г. Таровик. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – 252 с.
31. Біліченко В. В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів: навчальний посібник / Біліченко В. В., Крещенецький В. Л., Кукурудзяк Ю. Ю., Цимбал С. В. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 118 с.
32. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навч. посібн. для студентів ЗВО / Захарчук В.І.: Видавництво «Каравела», 2022. – 232 с.
33. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К.: Аристей, 2010. – 155 с.
34. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. К.: Знання-Прес, 2003. — 511 с.
35. Нефьодов А.Ф., Височин Л.М. Планування експерименту та моделювання при дослідженнях експлуатаційних властивостей автомобілів - Львів: Вища школа, 1976. - 160 с.

36. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технічного обладнання для автомобільного транспорту. / О.М. Коробочка, Е.С. Скорняков, О.О. Сасов. – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2007 р. – 252 с.
37. Левчук К. О. Практикум з безпеки життєдіяльності: навчальний посібник / К. О. Левчук, О. А. Крюковська., Р. Я. Романюк. — Кам'янське : ДДТУ, 2018. — 212 с.
38. Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. -Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s.
39. Denton, Tom Automobile Mechanical and Electrical Systems: 2nd Edition / Tom Denton: Routledge, 2017 – 378p. - ISBN 9780415725781
40. Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
41. Konig, R. Schmieretechnik / R. Konig. – Springer, 1972. – p.164.
42. Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.
43. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
44. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. -New -York - London, 1974.
45. Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.

ДОДАТКИ