

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

БОЖОК АНАТОЛІЙ ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 631.333

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ
АГРЕГАТУ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ РІДКИХ МІНЕРАЛЬНИХ
ДОБРИВ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ Божок А.В.

Керівник роботи

Грабар І.Г.

д.т.н., професор

Житомир – 2023

АНОТАЦІЯ

Божок Анатолій Васильович. Обґрунтування раціональних параметрів агрегату для внесення рідких мінеральних добрив. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавр за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

В кваліфікаційній роботі на підставі інженерних розрахунків кінематики ін'єкційного колеса отримано залежності для енергетичної оцінки ліквілайзера в експлуатації за різних його параметрів.

В результаті енергетичної оцінки ліквілайзера з різним заповненням ємності для добрив встановлено, що в режимі холостого ходу робоча швидкість та рівень наповнення ємності для добрив впливає на середню витрату палива двигуна трактора. На кожних 1000 кг збільшення маси машини витрата палива збільшується на 0,288 кг/год. А збільшення робочої швидкості руху на 1,11 м/с призводить до зростання витрати палива двигуна на 0,86 кг/год.

На підставі аналізу отриманого узагальненого рівняння зв'язку встановлено, що підвищення вологості поверхневого шару ґрунту в межах інтервалу від 14,84% до 23,71% витрати пального на виконання робочого процесу призводило до зниження в середньому на 0,82 кг/год на кожний відсоток. Встановлено, що одним із основних факторів зміни енерговитрат при внесенні рідких мінеральних добрив є зниження чи умови вологості ґрунту.

Обґрунтовано раціональні значення ширини захвату МТА для внесення рідких мінеральних добрив з урахуванням досягнення максимального завантаження тракторних двигунів в експлуатації.

Ключові слова: ліквілайзер, мінеральні добрива, ширина захвату, машинно-тракторний агрегат, витрата.

ANNOTATION

Bozhok Anatolii Vasilyevich. Substantiation of rational parameters of the unit for liquid mineral fertilizers application. – Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualification work for obtaining a bachelor's degree in the specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2023.

In the qualification work, on the basis of engineering calculations of the injection wheel kinematics, dependencies for the energy assessment of the liquidiser in operation with different parameters were obtained.

As a result of the energy assessment of the liquidiser with different fertiliser tank fillings, it was found that in idle mode, the operating speed and the level of filling the fertiliser tank affect the average fuel consumption of the tractor engine. For every 1000 kg increase in machine weight, fuel consumption increases by 0.288 kg/h. And an increase in operating speed by 1.11 m/s leads to an increase in engine fuel consumption by 0.86 kg/h.

Based on the analysis of the obtained generalised relationship equation, it was found that an increase in the moisture content of the surface soil layer within the range from 14.84% to 23.71% of the fuel consumption for the work process led to a decrease of 0.82 kg/h for each percentage point on average. It has been established that one of the main factors in changing energy consumption when applying liquid mineral fertilisers is a decrease or soil moisture conditions.

The rational values of the working width of the MTA for the application of liquid mineral fertilisers are substantiated, taking into account the achievement of maximum tractor engine load in operation.

Keywords: liquidiser, mineral fertilisers, working width, machine-tractor unit, consumption.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СПОСОБИ ВНЕСЕННЯ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ І МАШИНИ ДЛЯ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ.....	9
РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ. КРИТЕРІЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МТА.....	19
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНІ РОЗРАХУНКИ МТА.....	32
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	48
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	49

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Одним із перспективних напрямів підвищення врожайності сільськогосподарських культур є внутрішньогрунтове внесення рідких мінеральних добрив. Істотною їх перевагою є забезпечення рослин доступними елементами живлення, в тому числі різними формами азоту пролонгованої дії протягом усього періоду вегетації, що особливо важливо у посушливі роки. Як результат, точкове внесення добрив дозволяє значно підвищити ефективність використання ґрунтової вологи та її витрату на одиницю врожайності.

В даний час промисловістю випускаються ціла низка машин для ґрунтової ін'єкції рідких мінеральних добрив зарубіжного та вітчизняного виробництва. Їх типорозмірний ряд обмежений та відсутні методики вибору параметрів тракторів та ліквілайзерів для агрегування з ними.

Тому дослідження, спрямовані на обґрунтування раціональних машинно-тракторних агрегатів для внутрішньогрунтового внесення рідких мінеральних добрив, є актуальними.

Ступінь розробленості. При обґрунтуванні параметрів та режимів роботи агрегату для внутрішньогрунтового внесення рідких мінеральних добрив (ліквілайзерів) за основу прийнято метод аналогії з агрегатами, що мають ідентичні робочі органи. Дослідженням у цьому напрямі присвячені праці наступних учених: Бакуліна В. К., Беляєв В.І., Вагіна А.Т., Горячкіна В.П., Даценко Н.В., Дроздова В. Н., Желіговського В.А. , Зіязетдінов Р. Ф., Кіртбая Ю.К., Коврікова І. Г., Красовських В.С., Козирєв Б. М., Кормщикова А.Д., Мухіна А.А., Пілецького А. З., Свірщевського Б.С., Соколова В.В., Чайгіца Н.В. В них розглядаються питання взаємодії робочих органів машин із ґрунтом, обґрунтування раціональних параметрів і режимів роботи МТА з позицій системного аналізу.

Нами проводяться польові дослідження з оцінки ефективності застосування вітчизняних та зарубіжних ґрунтообробних та посівних МТА. В результаті цього розроблено математичну модель для обґрунтування раціональних параметрів та режимів роботи ґрунтообробних та посівних МТА, яка постійно вдосконалюється та уточнюється стосовно різних умов експлуатації та конструкцій машин.

Розробка аналогічної моделі стосовно ліквілайзерів дозволить визначати раціональні параметри та режими роботи МТА, що призведе до суттєвого підвищення ефективності їх використання.

Мета роботи – є підвищення ефективності використання МТА для внесення рідких мінеральних добрив за рахунок обґрунтування раціональних складів та режимів роботи з урахуванням технологічних вимог.

Для реалізації поставленої мети у роботі необхідно вирішити такі **завдання**:

- провести аналіз машин для внутрішньоґрунтового внесення рідких мінеральних добрив та методик обґрунтування їх параметрів.
- обґрунтувати раціональні параметри МТА для внутрішньоґрунтового внесення рідких мінеральних добрива режими його роботи.

Об'єкт дослідження: технологічний процес внутрішньоґрунтового внесення рідких мінеральних добрив.

Предмет дослідження: взаємозв'язок параметрів та режимів роботи МТА при внесенні рідких мінеральних добрив.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Грабра І. Г., Божок А. В. Способи внесення мінеральних добрив і машини для їх реалізації. Технічний прогрес в АПВ: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, 9-10 травня 2023 року / Державний біотехнологічний університет. Харків. С. 81-83

2. Грабра І. Г., Божок А. В. Ліквілайзери - агрегати для точкового внесення рідких мінеральних добрив. *Наукові читання–2023: матеріали науково-*

практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики. 19 квітня 2023 р. Житомир : Поліський національний університет, 2023. Т. 3. С. 15-19.

Практичне значення одержаних результатів. Практичний інтерес для підприємств АПК визначені раціональні параметри МТА для внутрішньогрунтового внесення рідких мінеральних добрив.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 16 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 50 сторінок комп'ютерного тексту, містить 21 рисунок та 4 таблиці.

РОЗДІЛ 1

СПОСОБИ ВНЕСЕННЯ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ І МАШИНИ ДЛЯ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ

Існує кілька методів внесення рідких добрив, таких як поверхневе внесення і внутрішньо ґрунтове. При внутрішньогрунтовому внесенні добриво подається безпосередньо в кореневу систему, що сприяє швидкому засвоєнню поживних речовин рослинами. Внесення рідких добрив у ґрунт можна проводити різними способами.

1. Добрива вносять під час обробітку ґрунту ґрунтообробним агрегатом з одночасним загортанням у ґрунт.

2. Добрива вносять під час посіву разом із посівними комплексами.

3. Точкове внесення рідких мінеральних добрив. При точковому внесенні можливість механічного ушкодження рослини робочим органом агрегату мала, а витрата рідини невелика, тому цей спосіб перспективний.

Внесення рідких мінеральних добрив дає змогу якнайповніше задовольнити потребу в елементах живлення рослин за рахунок пролонгованої дії по вегетації. Унаслідок цього виникає потреба розроблення агрегатів для комбінованого їх внесення як спільно з сівбою, так і окремо.

Нині промислові підприємства пропонують різні комплекси машин для внесення рідких мінеральних добрив. Проаналізуємо основні з них.

Агрегат для внесення аміачної води (рис. 1.1) поєднує основний і передпосівний обробіток ґрунту із внесенням добрив. Агрегат для внесення аміачної води (рис. 1.1) поєднує основний і передпосівний обробіток ґрунту із внесенням добрив. Агрегат призначений для внесення рідких добрив за одночасного загортання в ґрунт.



Рис. 1.1. Агрегат для внесення аміачної води АВА-8.

У разі використання рідких добрив знижуються витрати на придбання добрив, а ефективність засвоєння азоту рослинами підвищується на 10-20 % порівняно з твердими добривами.

Причіпний універсальний агрегат (рис. 1.2) призначений для внесення рідких комплексних добрив і КАС-32 у процесі сівби та обробітку ґрунту за допомогою посівних і ґрунтообробних агрегатів різних виробників.

Причіп рідин густиною 4000, 6000 і 8000 літрів. Ємність спеціально розроблена для рідин густиною до $1,44 \text{ г/см}^3$. Норма внесення 60-250 л/га.

Насос приводиться в дію гідравлічним, опціонально механічним приводом (ліниве колесо). Система працює спільно з комп'ютером Bravo 180. Висока точність дозування ($\pm 1 \%$ від бажаної норми) незалежно від швидкості руху.

Техніка ВЖУ агрегатується з усією лінійкою посівної техніки: Amazone, John Deere, Horsch, може використовуватися з культиваторами для внесення ґрунтового гербіциду.

Дає змогу одночасно з посівом, вносити в ґрунт гранульовані та рідкі мінеральні добрива (рис. 1.2-1.3).

Коефіцієнт засвоєння поживних речовин вищий від 0,8, ніж у сухих добрив до 0,4. Заощаджуйте 50% наявних витрат з такою ж ефективністю. Рідкі добрива рівномірно розподіляються в шарах ґрунту, маючи більш засвоювані для рослини форми. Рідке добриво проникає в ґрунт, навіть у суху погоду. Рідкі добрива вносяться в посівне ложе і стають більш доступними для рослин.



Рис. 1.2. Причипний універсальний агрегат для внесення рідких добрив (ВРД).

Обприскувач застосовується для захисту рослин від хвороб і шкідників, а також внесення невеликих доз добрив у рідкому вигляді (підживлення "по листу"). Усе обладнання розміщене на окремій рамі з двома колесами. Обприскувачі бувають самохідні, причіпні та навісні. Причипний обприскувач переміщується за допомогою трактора. Приводиться від вала відбору потужності трактора. При цьому можливо вносити добрива разом із хімікатами розпиленням через форсунки під тиском.



Рис. 1.3. Модернізована сівалка EDX-6000, обладнана для внесення рідких добрив

Нині під час вирощування сільськогосподарських культур застосовуються комбіновані агрегати, коли рідкі та гранульовані добрива вносяться одночасно. Під час посіву використовується універсальний причіп для внесення рідких добрив разом із посівним комплексом. У результаті підвищується врожайність оброблюваних культур за рахунок кращого використання води та поживних речовин.



Рис. 1.4. Обприскувач причіпний "Амазоне"

Принцип роботи причіпного обприскувача: з бака рідина подається у форсунки за допомогою насоса, через фільтр. Насос приводиться в дію валом відбору потужності трактора або мотопомпою. Під час обприскування рослин рідина в ємності перемішується гідравлічним насосом. Завдяки цьому робочий розчин зберігає ту саму концентрацію.

Застосування ліквілайзерів є одним із перспективних напрямів точкового внесення рідких мінеральних добрив.

Нині в сільському господарстві неможливо без використання нових технічних засобів. нових технічних засобів. Внесення рідких мінеральних добрив - найважливіша операція під час вирощування найважливіша операція під час вирощування сільськогосподарських культур, вони містять поживні речовини у вигляді різних мінеральних солей. В ґрунті є всі необхідні для рослин поживні речовини, але за умови регулярного вирощування, їхній запас виснажується, ось тоді й доводиться вносити мінеральні добрива.

Як показує попередній аналіз, використання машинно-тракторного агрегату для внутрішньопосівного тракторного агрегату для внутрішньогрунтового точкового внесення рідких мінеральних добрив дасть змогу істотно поліпшити режим живлення рослин оброблюваних культур, показники їхнього розвитку в період вегетації, формування врожаю та якості зерна. Очікуване підвищення врожайності сільськогосподарських культур на 25...35% за підвищення якості зерна на 15...20% і зниження собівартості його виробництва на 20...25%.

Основна частина - міцна рама і колеса ін'єкцій, оснащені довгими голками, через які рідкі добрива вводяться на потрібну глибину в ґрунт. Він складається з високоякісних деталей, має високими характеристиками за високого ККД.

Ін'єкційне колесо - інноваційна технологія впорскування. Ін'єкційне колесо і дозувальна втулка виготовлені з нержавіючої сталі.

Ця доза живить безпосередньо через коріння, де рослина засвоює необхідні речовини в міру необхідності для росту протягом усього вегетаційного періоду.

Перевага цього типу добрив полягає в тому, що вони дають змогу досягати чудових результатів і пролонгувати дію застосовуваного добрива, оптимізуючи водночас такі витрати, як час та енергія.

Ліквілайзер "Дюпор" (рис. 1.5) спеціально розроблено для внесення високоякісних рідких добрив.



Рис. 1.5. Ліквілайзер "Dyport".

У сільськогосподарській версії стандартна відстань між колесами ін'єкцій становить 25 см, а відстань у поздовжньому напрямку - 16 см. Оскільки добриво

концентрується всередині впорскувального колеса, добрива можуть виходити тільки з голки, спрямованої вниз. Витрата покриття становить від 150 до 1800 л/га залежно від площі та подається дозуючим насосом (на ємності 8500 л стоїть подвійний насос). Насос для заправки ємності (2 м³/хв). Встановлено високоякісний блок керування, всмоктувальний фільтрувальний блок і гідравлічне блокування ліквідайзера.

Ін'єкційна голка з нержавіючої сталі з наконечником із твердих сплавів карбіду і поздовжньою оболонкою пригвинчена до ін'єкційного колеса. Пружини забезпечують потрапляння ін'єкційної голки в ґрунт.

У таблицях наведено технічні дані "Duport".

Таблиця 1.1 - Технічні дані "Duport" ліквідайзера

Типи ліквідайзера	SW 4518	SW 6024	SW 8032	SW 12048
Робоча ширина (м)	4,5	6	8	12
Кількість ін'єкційних коліс	20,0	26,0	34,0	50,0
Відстань між рядами (см)	25,0	25,0	25,0	25,0
Вага (кг)	1150	1360	1780	2650

Ліквідайзер "ЛіквілайУкр" компанії "Агрісто"

Існує кілька варіантів використання технології ін'єкційних корневих підживлень рідкими добривами:

- навісні агрегати шириною 4м, 6м і 8м з ємністю 600 л, 800л і 1000л на основі рами міжрядних культиваторів.

- причіпні агрегати шириною 6м, 9м, 12м і 15м з ємністю 3000л, 4000л і 5000л на базі ліквідайзера ПЖУ.

Порівняно з ліквідайзером "Duport" його оснащено міцнішою рамою, завдяки чому голки можна надійно заглиблювати навіть у суворих умовах, наприклад, під час прямого висіву тракторами типу МТЗ і ХТЗ.



Рис. 1.6. Ліквілайзер ІКП-13554/8,5 шириною 13,5 м з ємністю 8500л.

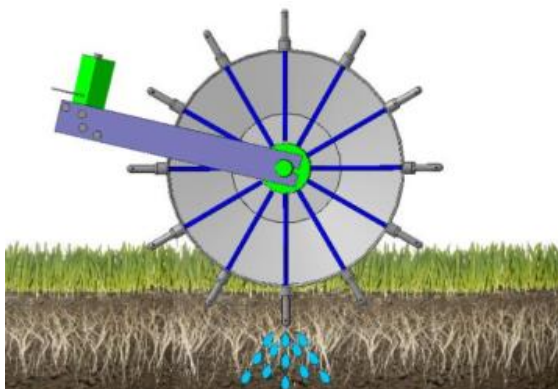


Рис. 1.7. Ін'єкційне колесо.

Ін'єкційне колесо і втулка виготовлені з нержавіючої сталі, а голки - з термообробленої легованої сталі.

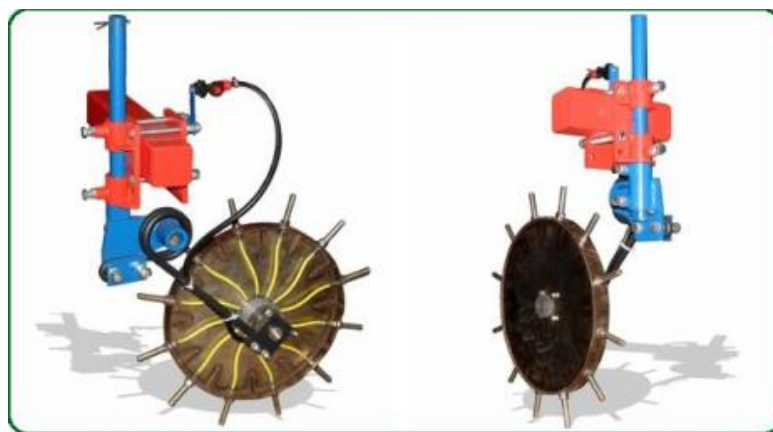


Рис. 1.8. Ін'єкційне колесо і маточина-дозатор.

Конструктивні особливості ін'єкційного колеса: потужна маточина з 3 шарикопадшипниками, із захисним ущільненням підшипника; голчасте колесо з голками з легованої сталі (термічно обробленими) дає змогу вносити добрива в сухий ґрунт, на глибину до 10 см (мінімізуючи втрати діючої речовини).



Рис. 1.9. Голка ін'єкційного колеса ліквідайзера

Ліквілайзер "Gustrower". Ін'єкційне колесо виготовлено з алюмінію та нержавіючої сталі. Кількість голок на ін'єкційному колесі становить 12 штук і має покриття з твердосплаву для запобігання зносу. Глибина внесення рідких добрив становить до 6 см. Принцип роботи голки за типом форсунки.

Певна кількість рідких добрив внутрішньогрунтово вноситься через вбудоване кулісне каміння (тиск у системі 1,5-8 бар). Доза внесення залежить від швидкості руху та тиску рідини. Відстань між голками 13 см, відстань між колесами 25 см.



Рис. 1.10. Ліквілайзер "Gustrower"

Автоматичне регулювання дозування дає змогу витратити від 50 до 2000 літрів добрива на гектар. Машини під'єднані до датчика швидкості робочої

машини, що гарантує однакову норму внесення навіть при різних швидкостях руху. Економія добрив і підвищення врожаю.

Ліквілайзер "Алтай" компанії "Комплекс Агро"

Ліквілайзер має стандартну відстань між колесами ін'єкцій 25 см, поздовжній інтервал рядів - 12 см. Норма витрати варіюється від 60-450 л/га, яка подається дозуючим насосом. Технічні характеристики варіантів комплектації ліквілайзерів, що випускаються, наведені в таблиці 1.2.



Рис. 1.11. Ліквілайзер "Алтай" компанії "Комплекс Агро" шириною 12 м, з ємністю 6000 літрів

Мембранно-поршневий насос для заправки ємності (160 л/хв), два типи приводу: механічний та гідравлічний. Через вбудовані клапани в маточині ін'єкційного колеса.

Рідкі добрива вдавлюються у ґрунт під тиском 3-6 бар. Встановлено високоякісний блок управління, централізоване мащення маточин (кожні 2 години по 10 хвилин), фільтруючий блок, що всмоктує, 50 мікрон. Ін'єкційні голки з нержавіючої сталі із наконечником зі Сталі 20X13. Вартість агрегату в 2,5 рази нижча за імпорتنі, при цьому агрегати простіші і можуть агрегатуватися з тракторами типу МТЗ.

Вимоги щодо застосування рідких мінеральних добрив (КАС-32). КАС-32 можна використовувати:

1. Восени – основне внесення рідких мінеральних добрив.
2. Весною – передпосівне внесення.
3. У період вегетації внутрішньогрунтове внесення поверхневим способом.

Кількість і доза КАС залежить від виду культури, часу і способу внесення, а також попередника.

Перше весняне підживлення озимих культур: 30-40 кг д.в. на га в період обробки ґрунту, після сходу снігу та відновлення вегетації рослин, при температурі не вище 10°C і не потрібно розведення КАС. Можливе збільшення дози внесення залежно від фізіологічного стану рослин.

Друге підживлення в поєднанні з внесенням протруйників і регуляторів росту проводять на початку період виходу в трубку разової дозою азоту не більше 30 кг д.в. Для повторного підживлення озимих бажано КАС розвести водою у співвідношенні 1:2, щоб уникнути опіків, а при внесенні разом з гербіцидом 1:3 або 1:4. Якщо потрібні додаткові дози азоту, можна провести третю пізню підгодівлю в кількості 10 кг д.в. у фазі початку колосіння озимої пшениці.

Для ярих зернових культур найефективніші при фракційному внесенні. - 80 кг/га – Для передпосівної обробки.

- 20-30 ц/га – на стадії 1-го вузла.

- 5-8% розчин у стадії 2-го вузла, змішаний із сірковмісним препаратом, що підвищує вміст білка і покращує якість урожаю.

При внесенні КАС у підживлення вегетаційних рослин доза азоту має перевищувати 10-20 кг д.в. і має бути розведена водою у співвідношенні 1:4, оскільки існує ймовірність опіку рослини.

Під ячмінь найкраще вносити КАС як основні добрива при передпосівній культивуванні.

Позакореневе підживлення розчином КАС краще проводити вранці (коли немає роси) та ввечері. Якщо небо прохолодне, хмарне, можна працювати з полудня. Не можна давати розчин КАС рослинам у сонячні дні з температурою

вище 20°C низькою відносною вологістю. Може статися опік листя. Так як молоде листя рослини легко обпалюється. На будь-якій стадії розвитку рослин розчин КАС із розрахунку 10 кг азоту на гектар може спричинити опік деяких рослин, але не знижує врожай.

При використанні КАС як добрива для позакореневого підживлення рН розчину переважно повинен бути між 8 і 9. Ефективність цього добрива залежить від погоди. Максимум коли розчин довго залишається на поверхні листя. Таким чином, ми досягли високоефективної обробки врожаю в умовах похмурого неба та прохолодного клімату.

Відразу після сильного дощу, рясної роси не рекомендується використовувати в суміші КАС, оскільки опади роблять структуру верхньої листової пластини більш проникною (кожна більш чутлива), тому обприскування посівів слід проводити після висихання рослини.

Найкращий час для обприскування КАС у суміші з гербіцидами – вечір, тому що вночі азот поглинається повільніше. При обприскуванні КАС необхідно використовувати обприскувач з розміром крапель вдвічі більшим за гербіцид.

РОЗДІЛ 2

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ. КРИТЕРІЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МТА

При обґрунтуванні параметрів та режимів роботи агрегату для внутрішньогрунтового внесення рідких мінеральних добрив (ліквілайзерів) за основу прийнято метод аналогії з агрегатами, що мають ідентичні робочі органи. Дослідженням у цьому напрямі присвячені праці наступних учених: Бакулін В.К., Вагін А.Т., Горячкіна В.П., Даценко Н.В., Дроздов В.М., Желіговський В.А., Зіяетдінов Р.Ф., Кіртбая Ю.К., Ковриков І.Г., Козирєв Б.М., Годувальників А.Д., Красовських В.С., Мухіна А.А., Петухов Д.А., Пілецький А.З., Свірцевський Б.С., Сергунцов А.С., Чайгіц Н.В. В них розглядаються питання взаємодії робочих органів машин із ґрунтом, обґрунтування раціональних параметрів і режимів роботи МТА з позицій системного аналізу.

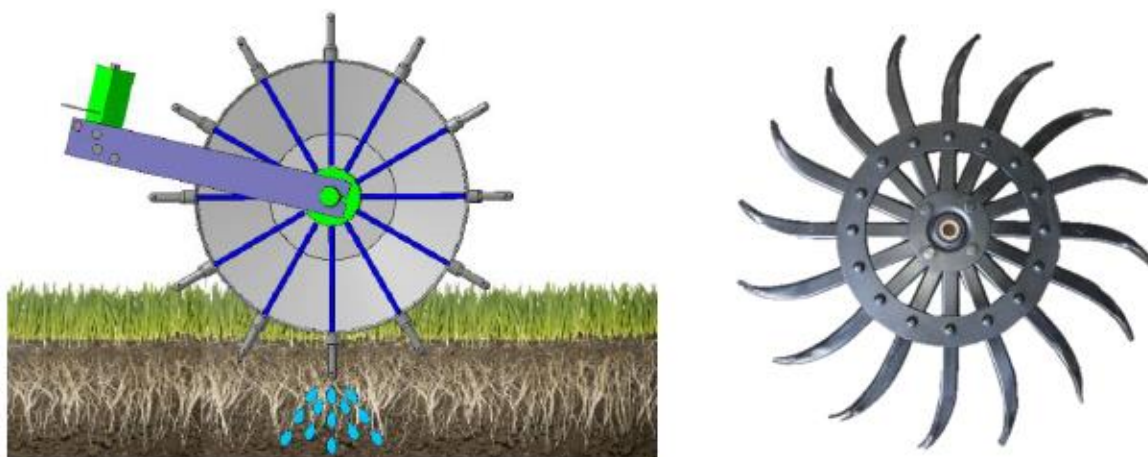


Рис. 2.1. Колесо ін'єктора ліквілайзера та зубчасте колесо голкової борони

У збірнику книг В.П. Горячкіна наведено фундаментальні дослідження в галузі сільськогосподарської техніки, автор визначає розміри сільськогосподарських машин та двигунів, розміри яких не можна змінювати нескінченно залежно від умов використання.

Свірщевський Б.С. вказує, що продуктивність МТА залежно від потужності двигуна трактора та рівняння має вигляд, га/год.:

$$W = 27 \frac{N_k^M}{x} \eta_{\text{им}} \beta \tau, \quad (2.1)$$

де N_k^M – гранична тягова потужність на гаку, л.с.;

$\eta_{\text{им}}$ – коефіцієнт застосування тягової потужності трактора;

β – коефіцієнт застосування ширини захвату;

τ – коефіцієнт застосування часу;

x – питомий опір веденої частини агрегату на одиницю ширини захвату, кг/м.

Н. В. Чайгіц вважає, що енергетична та сільськогосподарська продуктивність залежать від розмірів отворів, що утворюються при русі голчастого диска. Автор пропонує оцінювати ефективність робочого органу впливу на ґрунт (h), який є сумарною довжиною голки за один оборот колеса і пройденого шляху. Він визначається співвідношенням:

$$h = \frac{l \cdot n}{\pi \cdot r}, \quad (2.2)$$

де h – глибина внесення добрив, м;

r – радіус кола при русі диска без прослизання, м;

n – кількість голок на колесі;

l – довжина однієї голки, м.

Даценко Н.В. досліджував процес роботи голчастого диска на просапні культури. Автор вивчав вплив жорсткості зуба на силу удару та граничну швидкість руйнування маси за допомогою коефіцієнта жорсткості. Роботу диска, що обертається, з голкою розглядають ступенем удару k голки на ґрунт, що являє собою середню глибину ходу, при загальній довжині шляху, що проходить голкою в ґрунті, і одному звороті диска. Рівно відношенню до пройденого шляху, тобто:

$$k = \frac{L}{n \times a} = \frac{p \times \sqrt{p}}{a \times \sqrt{a}}, \quad (2.3)$$

де L – довжина шляху, яким проходить голка у ґрунті, м;

n – кількість голок на колесі;

a – крок між кінцями голок, м;

d – діаметр диска по кінцях голок, м;

p – глибина голки у ґрунті, м.

Запропоновано рівняння для отримання відстані до кінчика голки (1).

$$l = \frac{\left(D + 2p \times \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}\right)}{\cos \varphi}, \quad (2.4)$$

де D – діаметр голки, м;

φ – кут тертя голки об ґрунт;

θ – кут зсуву ґрунту.

Оптимальними параметрами голчастого диска є відстань між кінчиками голок 0,08-0,12 м, діаметр 0,01-0,015 м, робоча швидкість 8 км/год, діаметр диска 0,53 м, а робоча глибина 0,05-0,06 м.

І. Г. Ковриков теоретично обґрунтував параметри голчастого колеса та форму голки. Кількість голок слід вибирати виходячи з площі поля, що обробляється однією голкою, відповідно до агротехнічних вимог, причому площею є радіус вибраного диска, форма голок, глибина оранки. Радіуса r голкового колеса визначається наступним рівнянням:

$$r = q_{\max} + h + 0.5D, \quad (2.5)$$

де q_{\max} – максимальна глибина обробітку ґрунту, м;

h – висота стерні, м;

D – діаметр маточини, м.

В.К. Бакулін вивчав заглиблення голчастих обертових коліс у ґрунті з твердим шаром. Заглиблення диска, що обертається, може бути досягнуто за рахунок ефекту, що виникає при уповільненні диска, який полягає в русі

вертикальної частини, спрямованої вниз у міру просування диска. Це швидше, ніж окружна швидкість кінчиків голок.

У рівнянні (2.6) визначається ступінь уповільнення диска, що обертається в ґрунті K :

$$K = \frac{f}{f_0}, \quad (2.6)$$

де f – частота обертання колеса у сповільненому стані

f_0 – частота обертання колеса пройденої відстані.

Чим більше колесо сповільниться, тим довшою буде канавка, утворена однією голкою. При значенні коефіцієнт уповільнення $K = 4.0..5.0$, довжини борозенки тоді буде мати величину від 8 до 12 см, це достатньо щоб диск проник на 6-10 см у шарі 0-5 см, якщо твердість ґрунту 1,7 МПа.

Перевага пасивних робочих органів: виключення засмічення дисків; працювати на швидкості 9 км/год та більше; проста конструкція; низьке енергоспоживання; відрізняється низькими витратами на технічне обслуговування та ремонт та відмінною зносостійкістю. Сійка роторної сійки обертається за рахунок захоплення ґрунту у напрямку руху машини і може працювати як активна або пасивна частина.

Якщо параметри МТА (потужність тракторного двигуна, маса, ширина захвату) постійні, можна досягти високої ефективності з допомогою комбінування зовнішніх умов експлуатації.

Умовою підвищення ефективності МТА є відповідність його параметрів, переважно ширини захоплення, умовам роботи агрегату. Тому у роботі Кіртбай Ю.К. основні параметри (фізико-механічні властивості посівів та основ, схил місцевості, площа поля) та основні параметри машинно-тракторного агрегату (ширина, маса, енергонасиченість та ін.) має наступні формати:

$$B_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\psi G_g L}{K_x K_{\text{пр}}}}, \quad (2.7)$$

При тому, що $G=N/N_u$, формула виглядатиме:

$$B_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\psi N_g L}{N_y K_x K_{\text{пр}}}}, \quad (2.8)$$

де $B_{\text{опт}}$ – оптимальна робоча ширина агрегату, м;

ψ – коефіцієнт опору пересування трактора

$\psi = (\int \cos\alpha \pm \sin\alpha)$, (α - кут нахилу);

G – маса трактора, кг;

L – довжина пройденого шляху, м;

K_x – кінематична характеристика агрегату, яка визначається відношенням середньої довжини холостого ходу L_x , до ширини B : $K_x = L_x/B$;

N – потужність двигуна, кВт;

N_y – енергонасиченість трактора ($N_y = N/G$), кВт/кг;

$K_{\text{пр}}$ – наведений питомий тяговий опір машин (Н/м), має вигляд:

$$K_{\text{пр}} = \frac{R}{B} + \frac{3 \cdot 10^3 N_{\text{вОМ}} \eta_{\text{МГ}}}{B v \eta_{\text{вОМ}}}, \quad (2.9)$$

де R – тяговий опір сільськогосподарської машини, Н;

$N_{\text{вОМ}}$ – потужність, що реалізується через ВВП, кВт;

$\eta_{\text{вОМ}}$ – К.К.Д. валу відбору потужності ($\approx 0,94 \dots 0,96$);

$\eta_{\text{МГ}}$ – К.П.Д. силової передачі трактора;

v – швидкість руху агрегату, км/год.

Робоча швидкість руху агрегату визначатиметься виразом, км/год:

$$v_p = 0,377 \frac{r n_d}{i_{\text{ТР}}} \xi_o, \quad (2.10)$$

де r – радіус колеса, м;

n_d – кількість оборотів двигуна, об. /хв.;

$i_{\text{ТР}}$ – передавальне число трансмісії;

ξ_o – коефіцієнт, що описує втрати на буксування і непрямолінійний хід агрегату.

Для того, щоб отримати максимальну продуктивність, якісну та економічну роботу необхідно налаштувати сільськогосподарську машину. Діяльність Мухіна А.А. найбільшу робочу ширину захоплення агрегату для відомих марок тракторів, сільськогосподарських машин, навісок та робочих органів визначатиметься за такою формулою:

$$B_{\text{макс}} = \frac{P_{\text{кр}}}{K_{\text{м}} + g \sin \alpha + g_{\text{сц}}(f_{\text{сц}} + \sin \alpha)}, \quad (2.11)$$

де $B_{\text{макс}}$ – максимальна ширина захвату агрегату, м;

$P_{\text{кр}}$ – тягове зусилля трактора для кращої передачі з урахуванням агрофона, рельєфу та умов зчеплення з ґрунтом, кН;

$K_{\text{м}}$ – робочий питомий опір машини, кН/м;

g – маса сільськогосподарської машини, що припадає на 1 м ширини захвату, кг/м;

$g_{\text{сц}}$ – маса зчіпки, що припадає на 1 м захоплення агрегату, кг/м;

$f_{\text{сц}}$ – коефіцієнт опору пересування зчіпки;

α – кут підйому шляху руху, град.

При роботі на рівних полях у розрахунках передбачається типове тягове зусилля трактора і не враховують $g \cdot \sin \alpha$ та $g_{\text{сц}} \cdot \sin \alpha$.

Поверхнева обробка досить зволоженого ґрунту діаметром від 0,55 до 0,60 м, відстанню між сусідніми колесами від 0,16 до 0,20 м, використовують експериментально встановлену лапу, що обертається, з навантаженням 600 Н і більше. А.З. Пілецький, А.Т. Вагін однак автори вказують, що глибина обробки зменшується при швидкостях вище 3,0 м/с.

Аналіз літературних джерел дозволив систематизувати параметри голчастих дисків, що випускаються кожним підприємством.

У такі машини були внесені різні покращення, такі як діаметр інжекційного колеса, довжина голок та кількість голок на колесо. Ліквілайзер вважається перспективним при проектуванні складних агрегатів і створенні ін'єкторів для внесення добрив у поверхневий шар ґрунту.

Робота голчастого диска ліквілайзера відбувається в такий спосіб: голка при русі входить у поверхневий шар ґрунту, без руйнування, вносять рідкі мінеральні добрива під тиском, коли голка спрямована вниз.

Внесення добрив здійснюється ліквілайзером з діаметром робочого органу 0,53 м, з відстанню між сусідніми дисками 0,25 м. Однак, при збільшенні швидкості руху агрегату вище 2,3 м/с, часу на внесення необхідної дози добрив у ґрунт недостатньо, вони не встигають потрапити у ґрунт і виносяться на поверхню, що неприпустимо.

Параметрами ін'єкційного колеса є оптимальними, якщо відстань між кінчиками голок 0,12 м, діаметр голки 0,016 м, робоча швидкість 2,2-2,3 м/с, діаметр диска 0,53 м, робоча глибина 0,08 м.

Дані цих досліджень використовуємо як передумови для обґрунтування параметрів робочого органу ліквілайзера, режимів його роботи і використовуємо в подальших розрахунках.

Технологічний процес роботи агрегату для внесення рідких мінеральних добрив – це лише один прохід по полю.

Агрегат для внесення рідких мінеральних добрив повинен бути обладнаний ін'єкційними колесами для внесення рідини на задану глибину.

Ін'єкційне колесо для внесення добрив мають коротку історію розвитку та потребують подальших теоретичних досліджень. Тому ми розраховуємо параметри машини та режими роботи на основі ротаційного робочого органу.

Проаналізуємо параметри робочого органу, що обертається у вертикально-горизонтальній площині, з рівномірно розташованими голками по зовнішньому колу є плоским колесом. Технологічний процес впливу з ґрунтом полягає в тому, що при перекочуванні диска по полю та голка проникає в нього та вносить рідини.

Ступінь внесення добрив, що вільно обертається в поздовжньо-вертикальній площині голкового колеса на осі, залежить від таких параметрів, як кількість і форма голок, діаметр диска, характеристики ґрунту, швидкість руху. З

вищевикладеного цікаво провести аналітичне дослідження впливу розміру диска, що є параметром робочого органу, та розміщених на ньому голок на взаємодію з ґрунтом у процесі роботи.

Коли голчасте колесо рухається, кілька голок одночасно занурюються у ґрунт. Щоб знайти загальну довжину одночасно заглиблених голок, необхідно спочатку вивести формулу знаходження заглибленої довжини однієї голки. Знаючи глибину обробки і розмір диска і знайшовши АВ (рис. 2.2), отримуємо:

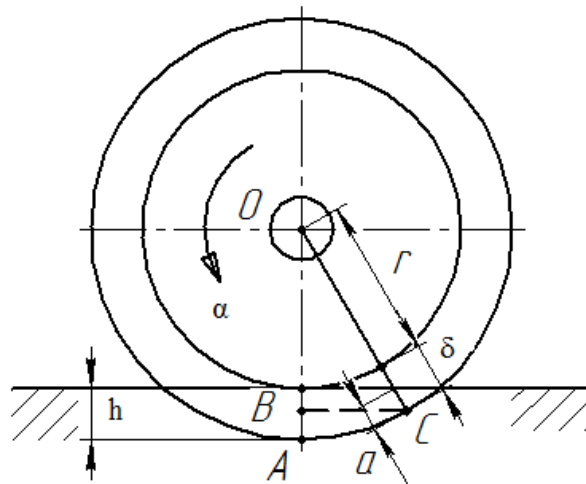


Рис. 2.2. Схематична діаграма для виведення формули

$$AB = (r + \delta) - (r + \delta) \cos \alpha, \quad (2.12)$$

$$AB = h - a \cdot \cos \alpha, \quad (2.13)$$

де a – заглиблена частина голки, м;

r – радіус диска, м;

α – кут, що встановлює зону, в якій голки, у тому чи іншому рівні занурені в ґрунт;

δ – довжина голки, м.

За схемою (рис. 2.3) можна визначити суму заглиблених частин голки та розрахувати за рівнянням:

$$\sum \frac{a_i}{h} = \sum m_i + \frac{(\sum (1 - \frac{1}{\cos \alpha}) \cdot r)}{h}, \quad (2.14)$$

де m_i – загальна кількість голок на диску.

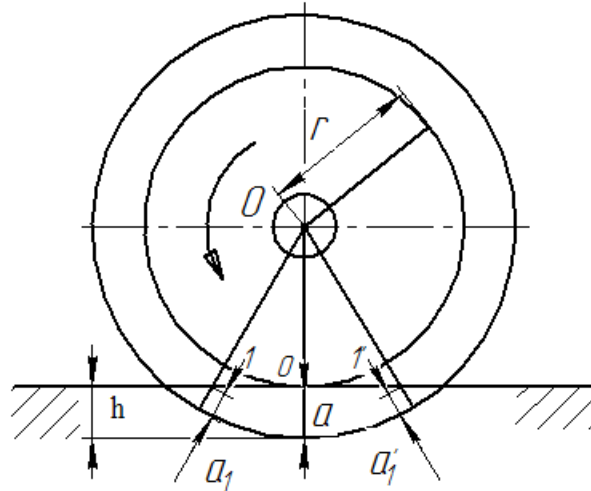


Рис 2.3. Визначення загальної довжини заглиблених частин голок

Кількість голок, що знаходяться одночасно в ґрунті, що обробляється голчастим колесом, є показником інтенсивності впливу на ґрунт.

Оскільки число m голок на диску відоме, обчислюється кут α між двома сусідніми голками.

$$\alpha = \frac{360^\circ}{m}, \quad (2.15)$$

Щоб знайти зону, де голка на деякий час перебуває у ґрунті, визначаємо кутове відхилення 2γ . Роздробивши кутове відхилення на кут α , ми отримаємо суму голок, що знаходяться в ґрунті в один момент:

$$n = \frac{2\gamma}{\alpha}, \quad (2.16)$$

знаходимо

$$\gamma = \frac{(\arccos R - h)}{R}, \quad (2.17)$$

де R – радіус колеса, м,

Підставляючи співвідношення (2.17) і (2.15) в рівняння (2.16), визначають значення n :

$$n = \frac{2m}{360^\circ} \cdot \arccos\left(\frac{R - h}{R}\right), \quad (2.18)$$

або

$$n = \frac{m}{180^\circ} \cdot \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right), \quad (2.19)$$

Аналіз виразу (2.19) показало, що кількість голок, що знаходяться в ґрунті, зменшувалася одночасно зі збільшенням радіусу ін'єкційного колеса і що кількість голок збільшувалася зі зменшенням радіусу.

Тому при конструюванні голчастого ролика необхідно враховувати ці параметри і намагатися зробити колесо голки менше, а вага робочого органу і вагу пристосування відповідно зменшити. Однак щільність хвої на одиниці площі ґрунту збільшується.

Показник якості роботи колеса залежить від різних параметрів. Через пластичність ґрунту траєкторія центру колеса є не відрізком кола такого ж радіуса, що й радіус колеса, а порізану лінію з плавними переходами. Кінчик дискової голки намалює нерівну циклоїду.

Бажано, щоб отвори, утворені голкою, були мінімальними, щоб зменшити втрати через випаровування добрива. Цього можна досягти, якщо вектор абсолютної швидкості на кінці голки перпендикулярний поверхні ґрунту в момент уколу голкою. Траєкторія ін'єкційного колеса показана на рис. 2.4.

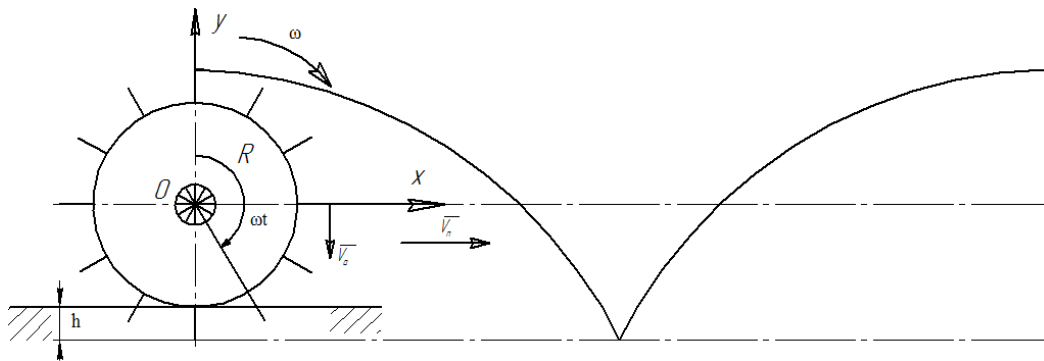


Рис. 2.4. Траєкторія руху ін'єкційного колеса

Рівняння, що описує траєкторію кінчика голки диска голки, виглядає так.

$$x = R \cdot \sin\omega t + V_n t, \quad (2.20)$$

$$y = R \cdot \cos\omega t + \frac{R}{2} \cdot (1 - \cos\alpha) \cdot \left(\cos \frac{\omega t \pi}{\alpha} - 1\right), \quad (2.21)$$

де ω – кутова частота кручення диска, с^{-1} ;

R – колісний радіус, м;

2α – кут між сусідніми голками;

t – час, с.

Похідна за часом цих рівнянь виглядає так:

$$V_x = \frac{dx}{dt} = V_n \cdot (\lambda \cos \omega t + 1), \quad (2.22)$$

$$V_y = \frac{dy}{dt} = \lambda \cdot V_t \cdot \frac{\pi}{2d} \cdot (\cos \alpha - 1) \cdot \sin \frac{\omega t \pi}{\alpha} - \lambda \cdot V_n \cdot \sin \omega t, \quad (2.23)$$

Абсолютний модуль швидкості кінця голки визначається наступним рівнянням.

$$V_a = \sqrt{V_x^2 + V_y^2}, \quad (2.24)$$

В результаті перетворень отримаємо:

$$V_a = V_n \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cdot \cos \omega t + \frac{1}{4} \cdot A^2 \cdot \sin^2 \frac{\omega t \pi}{\alpha} - \lambda A \cdot \sin \frac{\omega t \pi}{\alpha} \cdot \sin \omega t}, \quad (2.25)$$

По рис. 2.5 знайдемо координати руху кінчика голки плоского диска. Поточні координати X , Y кінцевої точки голки. Визначити координати точки «А» на основі теорії ґрунтових фрез.

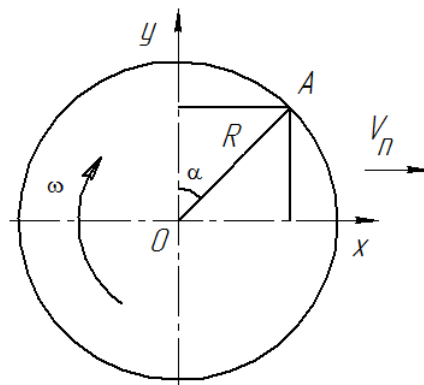


Рис. 2.5. Розташування кінця голки ін'єкційного колеса

Центр колеса переміститься за час t на відстань: $V_n \cdot t$;

де V_n – швидкість руху.

Колесо повернуло на кут « α », тому:

$$X = V_n \cdot t + R \cdot \sin \omega t, \quad (2.26)$$

так як

$$t = \frac{\alpha}{\omega}; V_n = r \cdot \omega; \lambda = \frac{V_0}{V_n} = \frac{R \cdot \omega}{r \cdot \omega} = \frac{R}{r}$$

де λ – параметр швидкості;

r – фактичний радіус кочення диска;

ω – кутова швидкість, то:

$$V_n \cdot t = r \cdot \omega \cdot \left(\frac{\alpha}{\omega} \right) = r \cdot \alpha, \quad (2.27)$$

Підставляючи рівняння (2.26), отримуємо наступне:

$$X = r \cdot \alpha + R \cdot \sin \omega t = R \cdot \left(\frac{r \cdot \alpha}{R + \sin \alpha} \right) = R \cdot \left(\frac{\alpha}{\lambda} + \sin \alpha \right) \quad (2.28)$$

Отже, отримане рівняння може описувати кінетичні властивості робочого органу для внесення рідких мінеральних добрив.

Числа голок на диску, діаметр крайніх точок голок і розміру голки визначають інтенсивність роботи. У той же час він збільшує вагу і знижує його водонепроникність (стійкість до засмічення та налипання вологим ґрунтом та рослинними рештками). Дані різних авторів та аналіз відомих конструкцій голчастих знарядь показують, що відстань між сусідніми голками коливається від 0,1 до 0,2 м, що близько 0,15 м у більшості голчастих знарядь.

Визначення відстані між голками залежно від діаметра голки та кількості голок на диску. Кутова відстань між кінчиками голки дорівнює відношенню:

$$\varphi = \frac{360}{n}, \quad (2.29)$$

Відстань між кінчиками голок:

$$\Gamma = \frac{\pi D}{n}, \quad (2.30)$$

де D – діаметр по крайніх точках голок, м.

В результаті розрахунку при збільшенні діаметра робочого органу лінійно збільшується відстань між голками $\Gamma = f(D)$, а при збільшенні кількості голок на диску відстань $\Gamma = f(n)$ криволінійно зменшувалася.

З літературних джерел та патентів відомо, що діаметр голкового кільця у різних механічних конструкціях коливається від 0,30 до 0,55 м, а кількість голок на колесо – від 8 до 16.

У наступному розрахунку діаметр $D = 0,53$ м, а кількість голок $n = 12$. В результаті відстань між сусідніми голками становить 0,14 м.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНОЛОГІЧНІ РОЗРАХУНКИ МТА

3.1. Тяговий опір колеса ін'єктора (вихідні теоретичні передумови)

Тяговий опір ліквілайзера, що враховує опір ліквілайзера на перекочування і тяговий опір коліс ін'єкторів, матиме вигляд:

$$P = P_K + P_{\Pi}, \quad (3.1)$$

де P_K – тяговий опір коліс ін'єкторів;

P_{Π} – опір на перекочування ліквілайзера.

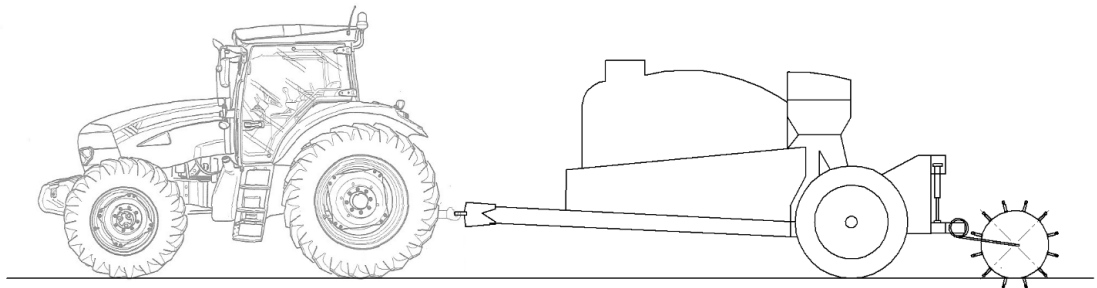


Рис. 3.1. Схема машинно-тракторного агрегату

Для визначення тягового опору колеса ін'єктора використовують формулу Грандвуане-Горячкіна. Ця залежність характеризує тяговий опір колеса ін'єктора:

$$P_{Ki} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{(m_k g)^4}{q b (2R)^2}}, \quad (3.2)$$

де m_k – маса колеса;

q – коефіцієнт об'ємного зминання;

b – ширина колеса.

K_H – коефіцієнт, що враховує збільшення опору через нерівний вид поверхні колеса. Його можна уявити в наступному вигляді:

$$K_H = \frac{l_H}{b_{\Pi}} f, \quad (3.3)$$

де l_H – відстань між голками, м;

b_{Π} – ширина колеса ін'єктора, м;

f – коефіцієнт тертя ґрунту по сталевій поверхні.

З урахуванням коефіцієнта, що враховує збільшення опору через нерівний вид поверхні колеса рівняння, матиме вигляд:

$$P_{Ki} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{(m_k g)^4}{q b D^2}} \cdot \frac{l_H}{b_{\Pi}} f, \quad (3.4)$$

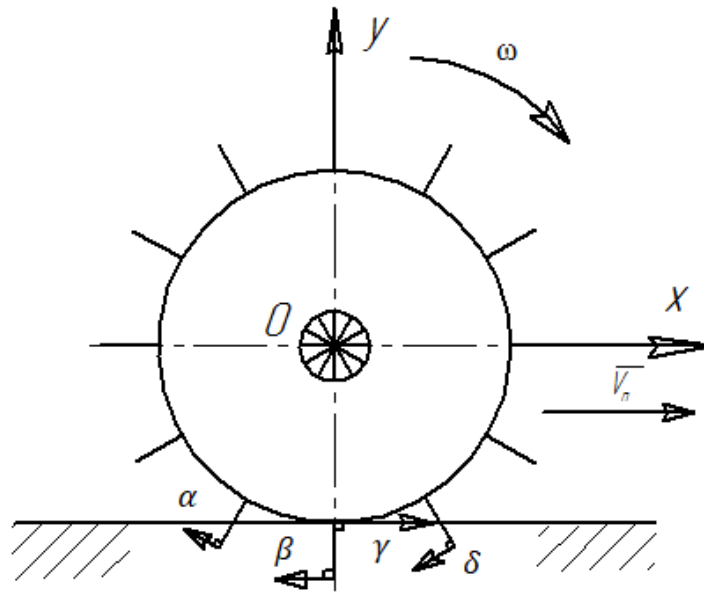


Рис. 3.2. Схема руху колеса ін'єктора

Для визначення опору колеса ін'єктора враховуються голки, що входять у ґрунт (рис. 3.2), $P_{гол}$ – опір голок колеса ін'єктора, що входять у ґрунт, рівняння матиме вигляд:

$$P_{гол} = q d f (\sin \alpha + \sin \beta + \arcsin \gamma + \sin \delta), \quad (3.5)$$

де d – діаметр голки.

З урахуванням опору голок, що входять у ґрунт, тяговий опір одного колеса ін'єктора, матиме вигляд:

$$P_{Ki} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{(m_k g)^4}{q b D^2}} \cdot \frac{l_H}{d_{\Pi}} f + q d f (\sin \alpha + \sin \beta + \arcsin \gamma + \sin \delta), \quad (3.6)$$

Тоді тяговий опір всіх коліс ін'єкторів буде мати вигляд:

$$P_K = P_{Ki} \cdot n, \quad (3.7)$$

Опір ліквілайзера на перекочування визначається як:

$$P_{\Pi} = (G_{емк} + G_{рама}) f, \quad (3.8)$$

де $G_{\text{смк}} = mg$ – сила тяжкості ємності для добрив; $G_{\text{рама}}$ – сила тяжкості рами ліквілайзера; f – коефіцієнт опору коченню.

3.2. Модель ґрунтообробного посівного машинно-тракторного агрегату

В основу розрахунків з обґрунтування агрегатів для внесення рідких мінеральних добрив покладено математичну модель ґрунтообробного посівного агрегату.

Результатами численних польових випробувань ґрунтообробних та посівних агрегатів підтверджено, що витрата палива двигуна трактора є функцією робочої ширини агрегату, глибини обробки та швидкості руху стосовно реальних умов експлуатації МТА. Отримане рівняння зв'язку має вигляд:

$$G_{\text{тн}} = G'_{\text{т0}} + E_0 \cdot B_p \cdot h \cdot V^2, \quad (3.9)$$

де $G'_{\text{т0}}$ – математичне очікування витрати пального матеріалу на самопересування МТА та втрат у передавальних механізмах системи, кг/год;

h – математичне очікування глибини обробітку ґрунту, м;

B_p – робоча ширина захвату МТА;

V_p – математичне очікування робочої швидкості переміщення МТА;

E_0 – коефіцієнт пропорційності, що враховує вплив стану ґрунту, характеристик трактора та типу робочих органів машин-знарядь на інтенсивність приросту витрат палива двигуна від збільшення B_p , V_p та h .

Отриманий вираз являє собою енергетичні властивості всього агрегату при дії з ґрунтом і може бути застосовано до цього стану на конкретному ґрунтовому фоні та взаємодії системи «ґрунт-знаряддя-трактор».

3.3. Удосконалена модель енергетичної оцінки агрегату для внутрішньогрунтового внесення рідких мінеральних добрив

Пропонована модель машинно-тракторного агрегату представляє сукупність вхідних та вихідних змінних, а також зовнішніх впливів. Як вхідні величини прийняті ширина захвату агрегату (B_p), швидкість руху (V_p), експлуатаційна маса машинно-тракторного агрегату ($M_{МТА}$), включаючи масу трактора (M_3), ліквілайзера та ємності рідких мінеральних добрив, номінальна (максимальна) потужність ($N_{ен}$) та витрата палива ($G_{тн}$) тракторного двигуна. Вихідними показниками є чиста продуктивність ($W_ч$), погектарна витрата палива ($G_{га}$) та експлуатаційні витрати МТА (C_3). Факторами зовнішнього впливу виступають нерівності поля, фізико-механічні властивості ґрунту, структура та механічний склад та щільність ґрунту, які вважаємо незмінними у часі. Вологість ґрунту в поверхневому шарі (0-10 см) (W_n) розглядаємо як пасивний контрольований фактор, вплив якого враховуватимемо при проведенні дослідів.

Розглянута система взаємодій представлена рис. 3.3.

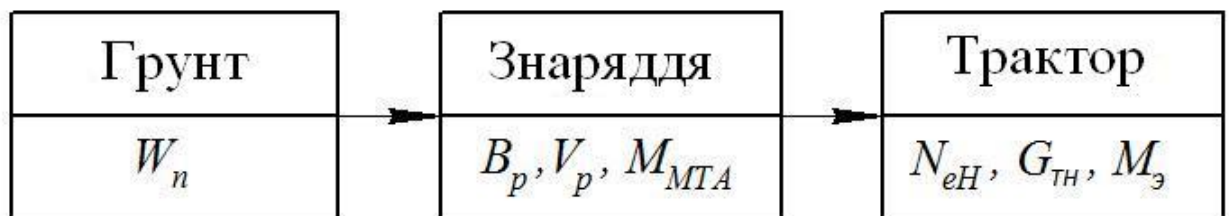


Рис. 3.3. Система взаємодій «ґрунт-знаряддя-трактор»

Метою моделювання є обґрунтування раціональних параметрів МТА для точкового внесення рідких мінеральних добрив.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Розробити теоретичні основи вибору раціональних параметрів та режимів роботи агрегатів для внутрішньогрунтового внесення рідких мінеральних добрив.

2. Провести енергетичну оцінку агрегатів для точкового внесення рідких мінеральних добрив та обґрунтувати їх раціональні параметри.

3. Дати порівняльну оцінку агрегатів для точкового внесення рідких мінеральних добрив імпортного та вітчизняного виробництва.

Як вхідні змінні розглядаємо зазначені вище показники (W_n , $M_{МТА}$, B_p , V_p , N_e , $G_{ТН}$).

Факторами зовнішнього впливу є характеристики поверхневого шару ґрунту при обробці: нерівність поля (H_n), фізико-механічні властивості поля ($\Pi_{фм}$), структура та механічний склад ґрунту ($\Pi_{см}$), щільність ґрунту (ρ). У дослідженнях приймаємо ці величини незмінними, крім вологості ґрунту.

Вихідними показниками є чиста продуктивність МТА, погектарна витрата палива та експлуатаційні витрати.

На рис. 3.4 представлено вдосконалену модель машинно-тракторного агрегату.

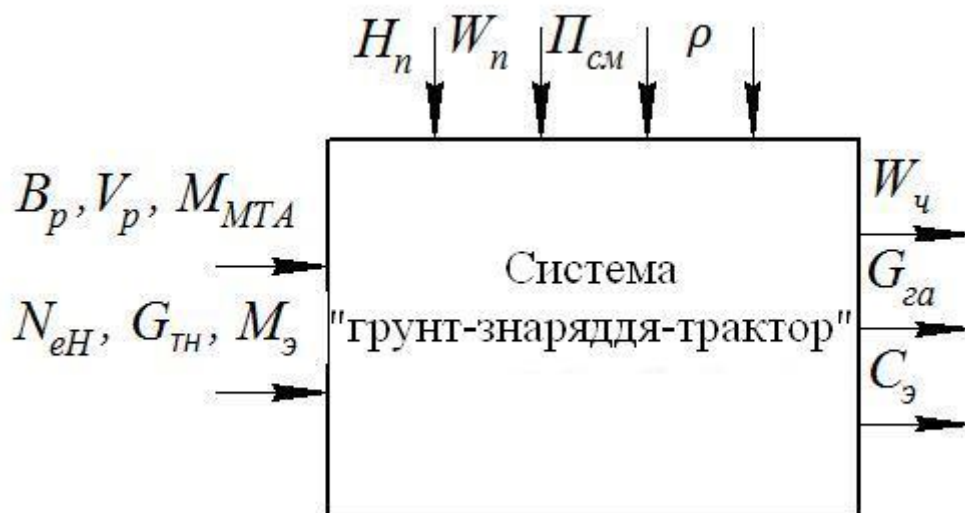


Рис. 3.4. Удосконалена модель машинно-тракторного агрегату

Коефіцієнт використання залежить від зчпної ваги та інших параметрів. Математичне очікування робочої швидкості трактора може бути визначене з високою точністю шляхом апроксимації усередненого значення робочої швидкості.

Після узагальнення рівняння має такий вигляд:

$$V_p = N_n \lambda_N \eta_{Тр} \eta_\delta / (M_3(\varphi + f)), \quad (3.10)$$

де N_n – номінальна потужність тракторного двигуна

λ_N – коефіцієнт використання номінальна потужність в експлуатації;

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії трактора;

φ – математичне очікування коефіцієнта використання зчіпної маси трактора, $\varphi = P_{\text{кр}}/M_3$;

M_3 – експлуатаційна маса трактора;

f – коефіцієнт опору коченню трактора.

η_δ – ККД буксування рушіїв трактора.

При експериментальних дослідженнях ККД буксування трактора ефективно визначається з використанням зчіпної ваги трактора на різних ґрунтових фонах і апроксимується квадратичним рівнянням.

$$\eta_\delta = A_0 + A_1(P_{\text{кр}}/M_3) + A_2\left(\frac{P_{\text{кр}}}{M_3}\right)^2, \quad (3.11)$$

де A_0, A_1, A_2 – коефіцієнти апроксимації при визначенні ККД буксування.

Вирішуючи рівняння (3.9-3.11) можна визначити зв'язок між математично очікуваним та поточним значенням. Це спільне рівняння вирішується шляхом ітерації.

Як межа використовується максимальне значення зчіпної ваги трактора, буксування трактора та максимальний коефіцієнт математичних очікувань швидкості руху, зумовлений агротехнічними вимогами. Вирішується за формулою:

$$[\varphi_{\text{макс}}] \geq \varphi_{\text{макс}} (1 - c v), \quad (3.12)$$

$$[\delta_{\text{макс}}] \geq \delta_{\text{макс}} (1 - c v), \quad (3.13)$$

де $[\varphi_{\text{макс}}]$ – граничне допустиме математичне очікування коефіцієнта використання зчіпної ваги трактора;

v – коефіцієнт варіації математичних очікувань навантаження на гаку трактора;

$[\delta_{\text{макс}}]$ – граничне допустиме математичне очікування величини буксування рушіїв трактора;

$\varphi_{\text{макс}}$ – граничний коефіцієнт використання зчіпної ваги трактора регульовані ґрунтовим фоном та моделлю трактора;

$\delta_{\text{макс}}$ – граничний коефіцієнт буксування трактора, регульовані відповідним ґрунтовим фоном і моделлю трактора.

Діапазон математичних прогнозів швидкості переміщення МТА визначається за результатами оцінок агротехніки з урахуванням вимог щодо якості техпроцесу.

По тязі набору робочих передач математичне очікування секундної витрати палива двигуна в робочому діапазоні, що навантажує трактор, визначається так:

$$G_T = G_{\text{ТН}} \cdot \lambda_{G_T}, \quad (3.14)$$

де $G_{\text{ТН}}$ – номінальна витрата палива тракторного двигуна

λ_{G_T} – коефіцієнт використання в експлуатації.

Взаємозв'язок між номінальною витратою палива та номінальною потужністю двигуна виражається наступним чином.

Взаємозв'язок отриманих значень за різними параметрами обробки та посіву, пов'язаних з реальними умовами експлуатації, використовуються для аналізу ефективності тракторних агрегатів та для оцінки необмеженості конструкції машино-знарядь і тракторів. Можуть бути дано практичні рекомендації щодо їх використання та визначено перспективні напрямки розвитку машин.

Величина середньої витрати пального тракторного двигуна агрегату внесення рідких мінеральних добрив розглядається в функції від наступних змінних:

$$G_T = f(M_{\text{э}}, N_{\text{ен}}, B_p, M_{\text{МТА}}, V_p, W_{\text{п}}), \quad (3.15)$$

де G_T – середня витрата палива тракторного двигуна, кг/год;

$N_{\text{ен}}$ – номінальна потужність двигуна трактора, кВт;

$M_{\text{МТА}}$ – експлуатаційна маса машинно-тракторного агрегату, кг.

Максимальна середня витрата палива тракторного двигуна визначається як:

$$G_{\text{тр}} = k_i \cdot G_{\text{тн}}, \quad (3.16)$$

де k_i – коефіцієнт використання витрати палива (визначається із завантаження двигуна від витрати палива);

$G_{\text{тн}}$ – номінальна витрата палива тракторного двигуна.

Взаємозв'язок між номінальною витратою палива двигуна та номінальною потужністю виражається:

$$G_{\text{тн}} = g_{\text{ен}} \cdot N_{\text{н}}, \quad (3.17)$$

де $g_{\text{ен}}$ – питома витрата палива двигуна за номінальної потужності.

Для обґрунтування раціональних параметрів МТА використано приведену витрату палива до базового трактора, параметри якого визначені для конкретних умов експлуатації:

$$G_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{т}}^i \cdot \mathcal{E}_i}{\mathcal{E}_6}, \quad (3.18)$$

де $G_{\text{т}}^i$ – витрата палива досліджуваного агрегату, кг/год;

\mathcal{E}_i – енергонасиченість досліджуваного агрегату, кВт/т;

\mathcal{E}_6 – енергонасиченість базового агрегату, кВт/т

Замінюючи у виразі (3.18) енергонасиченість на відношення потужності двигуна до маси агрегату, з урахуванням виразу (3.16) і прийнявши, що витрата палива двигуна лінійно залежить від маси агрегату, наведену витрату палива можна представити у вигляді:

$$G_{\text{т}}^i = \frac{N_{\text{ен}}^i}{\mathcal{E}_6} \cdot \left(c_0 \cdot k_i + \frac{c_1}{M_{\mathcal{E}}^i + M_{\text{схм}}^i} \right), \quad (3.19)$$

де $M_{\mathcal{E}}^i$ – експлуатаційна маса трактора, кг;

$M_{\text{схм}}^i$ – експлуатаційна маса ліквілайзера, кг;

c_0, c_1 – коефіцієнти регресії.

Коефіцієнт завантаження тракторних двигунів з витрат палива (k_i) залежить як від робочої швидкості руху агрегату, і від ширини захвату агрегату.

У разі підвищення швидкості руху понад 2,2 м/с неприпустимо через порушення технологічних вимог. На основі численних результатів експериментів залежність витрати палива виконання робочого процесу від ширини захвату МТА також прийнята лінійною.

Тоді значення коефіцієнта k_i можна визначити відповідно до рівняння:

$$k_i = (d_0 - d_1 \cdot N_{\text{ен}}^i + d_2 \cdot M_{\text{МТА}}^i) \cdot \frac{B_i}{12}, \quad (3.20)$$

де B_i – ширина захвату агрегату;

d_0, d_1, d_2 – коефіцієнти регресії.

Підставляючи рівняння (3.20) в (3.19), отримаємо вираз визначення раціональних параметрів МТА залежно від потужності двигуна, маси трактора, маси і ширини захвату ліквілайзера.

Для знаходження коефіцієнтів регресії необхідно провести енергетичну оцінку агрегатів із різними значеннями параметрів.

Відповідно до методів економічної оцінки визначаються складові експлуатаційних витрат під час використання різних МТА.

У вихідному рівнянні (3.9) витрату палива двигуна розглядаємо у вигляді 2-х складових: на виконання робочого процесу та самопересування агрегату:

$$G_{\text{T}} = G_{\text{TXX}} + G_{\text{TP}}, \quad (3.21)$$

де G_{TXX} – витрата палива двигуна на самопересування МТА (на холостому ході);

G_{TP} – витрата палива двигуна під час виконання робочого процесу (робочому ході МТА).

На основі аналізу численних даних енергетичної оцінки МТА, зв'язок між витратами палива двигуна на самопересування МТА, експлуатаційною масою агрегату та робочою швидкістю руху матиме вигляд:

$$G_{\text{TXX}} = a_0 + a_1 \cdot V_{\text{п}} + a_2 \cdot V_{\text{п}}^2 + a_3 \cdot M_{\text{МТА}}, \quad (3.22)$$

де G_{TXX} – витрата палива на самопересування агрегату при холостому ході, кг/год;

V_n – швидкість руху на перекочування агрегату, м/с;

$M_{МТА}$ – експлуатаційна маса машинно-тракторного агрегату, кг;

a_0, a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти регресії.

Робочий процес внутрішньогрунтового внесення мінеральних добрив виконується з урахуванням обмежень щодо агротехнічно заданої робочої швидкості руху (2,22 м/с). Тоді витрати палива двигуна на виконання робочого процесу агрегату заданої ширини захоплення (B_p) під час руху із заданою швидкістю ($V_p = \text{const}$) розглядаємо у вигляді наступного рівняння зв'язку:

$$G_{mp} = b_0 + b_1 \cdot W_n + b_2 \cdot M_3 + b_3 \cdot \frac{M_3}{M_{МТА}}, \quad (3.23)$$

де W_n – вологість ґрунту, %;

b_0, b_1, b_2, b_3 – коефіцієнти регресії.

Значення коефіцієнтів регресії визначаються за результатами енергетичної оцінки МТА за умов експлуатації.

Залежність витрати палива виконання робочого процесу від ширини захвату МТА також прийнята лінійною з урахуванням численних результатів експериментів.

З урахуванням цього витрати потужності тракторного двигуна на одиницю робочої ширини захвату МТА будуть визначатися виразом:

$$N_e/B_p = N_{ен} \cdot K_{им}/B_p = g_{ен}(b_0 + b_1 \cdot W_n + b_2 \cdot M_3 + b_3 \cdot \frac{M_3}{M_{МТА}})/B_p, \quad (3.24)$$

де $K_{им}$ – коефіцієнт використання потужності тракторного двигуна.

А залежність витрат потужності двигуна на одиницю чистої продуктивності МТА набуде вигляду:

$$N_e/B_p V_p = g_{ен}(b_0 + b_1 \cdot W_n + b_2 \cdot M_3 + b_3 \cdot \frac{M_3}{M_{МТА}})/B_p V_p, \quad (3.25)$$

Таким чином, спільне рішення рівнянь (3.14-3.25) дозволяє визначити раціональні параметри та режими роботи МТА для внутрішньогрунтового

внесення мінеральних добрив стосовно різних тракторів та умов використання по зволоженню ґрунтів.

3.4. Оцінка впливу робочої швидкості руху МТА, маси ємності рідких добрив, параметрів трактора та вологості ґрунту на витрату палива двигуна

Для отримання узагальненої моделі агрегату для внутрішньогрунтового внесення добрив використовуємо методи планування експериментів. В якості факторів, що варіюються, розглядаємо експлуатаційну масу машинно-тракторного агрегату (експлуатаційна маса трактора, ємність рідких добрив та її завантаження), вологість поверхневого шару ґрунту (0-10 см) і робочу швидкість руху.

Досліди реалізовані у трьох господарствах Житомирської області у вигляді 2-х блокових планів: на холостому ході МТА та при виконанні робочого процесу. Польові досліди виконувались на трьох різних полях з вологістю поверхневого шару ґрунту 14,84; 18,1 та 23,71 %.

Отримані середні значення витрати пального тракторного двигуна у складі порівнюваних МТА при досліджуваних поєднаннях рівнів факторів на холостому ході представлені в таблицях 3.1 та 3.2.

Таблиця 3.1 – Витрата палива при холостому ході МТА при різних робочих швидкостях руху та ступеня заповнення ємності рідких добрив (дослід №1).

Швидкість руху, м/с	Склад агрегату та заповнення ємності добрив					
	JohnDeere 8310R + «Алтай», $V_p=12\text{м}$		ValtraT234 + Duport, $V_p=12\text{м}$		John Deere 8430 + Duport, $V_p=12\text{м}$	
	G_r , кг/год (0%)	G_i , кг/год (100%)	C_{ir} , кг/год (0%)	C_{it} , кг/год (100%)	C_{tr} , кг/год (0%)	C_{ti} , кг/год (100%)
1,11	11,34	14,76	6,58	8,06	11,6	12,36
1,66	11,65	15,54	8,48	12,36	13,33	17,30
2,22	12,21	19,09	14,65	15,63	14,32	20,18

За допомогою методу регресійного аналізу експериментальні дані оброблені з використанням програми Statistica. Результатом виходить

узагальнене рівняння (3.22), що встановлює зв'язок між витратою палива двигуна на самопересування МТА, робочою швидкістю та експлуатаційною масою агрегату.

$$G_{\text{тхх}} = 0,28 + 0,463 \cdot V_{\text{п}} + 0,071 \cdot V_{\text{п}}^2 + 0,000288 \cdot M_{\text{МТА}}, \quad (3.26)$$

де $G_{\text{тхх}}$ – витрата палива при холостому ході МТА, кг/год;

$V_{\text{п}}$ – швидкість руху на перекочування агрегату, м/с;

$M_{\text{МТА}}$ – експлуатаційна маса МТА, кг.

Статистичну значимість рівняння має високу ($R^2 = 0,99$).

В результаті аналізу встановлено, що між витратою палива двигуна та збільшенням робочої швидкості існує квадратична залежність, а зі збільшенням експлуатаційної маси агрегату – лінійна. На кожні 1000 кг приросту маси агрегату витрата палива збільшується на 0,288 кг/год. А збільшення робочої швидкості руху на 1,11 м/с призводить до зростання витрати палива двигуна на 0,86 кг/год. Тобто, обидва досліджувані фактори є високо значущими.

Таблиця 3.2 – Витрата палива двигуна при робочому ході МТА з різним рівнем заповнення ємності рідких добрив (дослід №2)

Рівень заповнення ємності добрив	Склад агрегату		
	John Deere 8310R + «Алтай», $V_p=12$ м	Valtra T234 + Duport, $V_p=12$ м	John Deere 8430 + Duport, $V_p=12$ м
0	21,08	23,54	19,17
50%	21,48	23,68	20,30
100%	21,57	23,90	21,14

В результаті аналізу табличних даних при збільшенні рівня заповнення ємності з добривами витрата палива в режимі робочого ходу трактора John Deere 8310R, що агрегатується з ліквілайзером «Алтай», змінюється з 21,07 до 21,56 кг/год, а витрата палива Valtra T234, с ліквілайзером Duport, становить 23,53 - 23,89 кг/год, і John Deere 8430 з Duport з 19,16 до 21,13 кг/год. Інакше кажучи, вплив цього чинника незначний.

За результатами експериментів було отримано узагальнені рівняння для встановлення зв'язку між вологістю поверхні ґрунту, експлуатаційною масою

трактора та відношенням маси трактора до машинно-тракторного агрегату в режимі робочого ходу.

Рівняння зв'язку для трьох агрегатів, що випробовуються, має вигляд:

$$G_m = 20,55 - 0,82 \cdot W_n + 0,00126 \cdot M_3 - 1,119 \cdot \frac{M_3}{M_{МТА}}, \quad (3.27)$$

де G_m – витрата палива двигуна, кг/год;

W_n – вологість ґрунту, %;

Коефіцієнт детермінації $R^2=0,96$ свідчить про високу статистичну значимість рівняння.

В результаті аналізу при підвищенні вологості ґрунту з 14,84% до 23,71% витрата палива в процесі роботи зменшилась у середньому на 0,82 кг/год на кожний відсоток. При цьому витрата палива двигуном збільшується лінійно до 1,26 кг/год на кожну тонну збільшення ваги. У міру збільшення співвідношення маси між трактором та ліквілайзером витрата палива зменшується лінійно.

3.5. Обґрунтування раціональних параметрів МТА та режимів роботи

Для проведення теоретичних розрахунків стосовно різних параметрів та режимів роботи агрегатів проведемо нормування отриманого рівняння зв'язку витрати палива тракторного двигуна та параметрів МТА

Отримана модель буде представлена у такому вигляді:

$$G_m^i = \frac{N_{eH}^i}{\varepsilon_6} \cdot \left(0,83 \cdot k_i + \frac{3,1}{M_3^i + M_{СХМ}^i} \right), \quad R^2 = 0,88 \quad (3.28)$$

де G_m^i – витрата палива двигуна.

N_{eH}^i – номінальна потужність двигуна, кВт.

ε_6 – енергонасиченість трактора, кВт/кг.

M_e^i – експлуатаційна маса трактора, кг.

$M_{СХМ}^i$ – експлуатаційна маса ліквілайзера, кг.

k_i – коефіцієнт використання номінальної витрати палива тракторного двигуна.

За рахунок зростання як робочої ширини захвату, так і робочої швидкості руху можна забезпечити збільшення завантаження тракторних двигунів (за витратою палива). Збільшення робочої швидкості руху понад 2,2 м/с не припустимо за технологічними вимогами. Тоді значення коефіцієнта k_i можна визначити відповідно до рівняння:

$$k_i = (1,4882 - 0,0049 \cdot N_{\text{ен}}^i + 0,00206 \cdot M_{\text{МТА}}^i) \cdot \frac{B_i}{12}, \quad (3.29)$$

де B_i – ширина захвату агрегату;

$M_{\text{ста}}^i$ – експлуатаційна маса МТА, кг.

Тобто, при однакових параметрах МТА зі збільшенням номінальної потужності двигуна трактора коефіцієнт її використання лінійно знижується, а зростанням експлуатаційної маси МТА зростає.

Використовуючи вирази 3.28 та 3.29, проведемо розрахунок параметрів МТА на базі різних тракторів та ліквілайзерів з різною шириною захвату. Як критерій ефективності приймаємо максимальну величину використання витрати палива двигуна (завантаження двигуна по витраті палива). При цьому максимальна середня величина коефіцієнта завантаження двигуна трактора в експлуатації за наслідками експериментів становить 0,90. Результати розрахунків наведено у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнта завантаження тракторних двигунів залежно від параметрів тракторів та ширини захвату ліквілайзерів

Машино-тракторний агрегат	N, кВт	M _{тр} , кг	M _{лікв.} , кг	B _p , м	K _{иг}
MTЗ 1523 + «Алтай»	109	6324	6405	9	0,74
MTЗ 1523 + «Алтай»	109	6324	7005	12	0,99
MTЗ 1221 + «Алтай»	96	5305	6405	9	0,79
MTЗ 1221 + «Алтай»	96	5305	7005	12	1,05
MTЗ 2022 + «Алтай»	156	7221	7005	12	0,76
MTЗ 2022 + «Алтай»	156	7221	8705	15	0,95
MTЗ 2022 + «Duport»	156	7221	6905	12	0,76
MTЗ 2022 + «Duport»	156	7221	8605	15	0,95
John Deere 8340 + «Алтай»	225	13465	7005	12	0,44
John Deere 8340 + «Алтай»	225	13465	8755	15	0,55
John Deere 8340 + «Алтай»	225	13465	10505	18	0,66
John Deere 8340 + «Алтай»	225	13465	12255	21	0,77
John Deere 8340 + «Алтай»	225	13465	14005	24	0,88
John Deere 8340 + «Алтай»	225	13465	17755	27	0,99
John Deere 8340 + «Duport»	225	13465	6905	12	0,44
John Deere 8340 + «Duport»	225	13465	8605	15	0,55
John Deere 8340 + «Duport»	225	13465	10305	18	0,66
John Deere 8340 + «Duport»	225	13465	12005	21	0,77
John Deere 8340 + «Duport»	225	13465	13805	24	0,88
John Deere 8340 + «Duport»	225	13465	15505	27	0,99

Як показує аналіз, трактори МТЗ-1523 та МТЗ-1221 доцільно агрегатувати з ліквілайзером шириною захвату 9 м. При цьому завантаження тракторних двигунів складе в середньому 0,73 та 0,78 відповідно. Ці варіанти агрегатів вважатимуться раціональними, так як подальше збільшення ширини захвату МТА до 12 м (з урахуванням ширини захвату секції 3 м) призведе до навантаження тракторних двигунів.

Для трактора МТЗ-2022 раціональною є ширина захвату ліквілайзера 12 м, яка забезпечить середнє завантаження двигуна рівну 0,75. При збільшенні ширини захвату до 15 м завантаження двигуна перевищить середню допустиму і складе 0,94.

Трактор John Deere 8340 можна агрегатувати з ліквілайзерами шириною захвату від 12 м до 24 м. При цьому величина середнього завантаження двигуна складе 0,43 – 0,87. Подальше зростання ширини захвату до 27 м призведе до завантаження двигуна вище за середню допустиму (0,90) і складе 0,98.

На рис. 3.5 наведено залежність коефіцієнта завантаження двигунів трактора щодо витрати палива при агрегуванні 4-х моделей тракторів з різними параметрами з ліквілайзерами різної робочої ширини захвату.

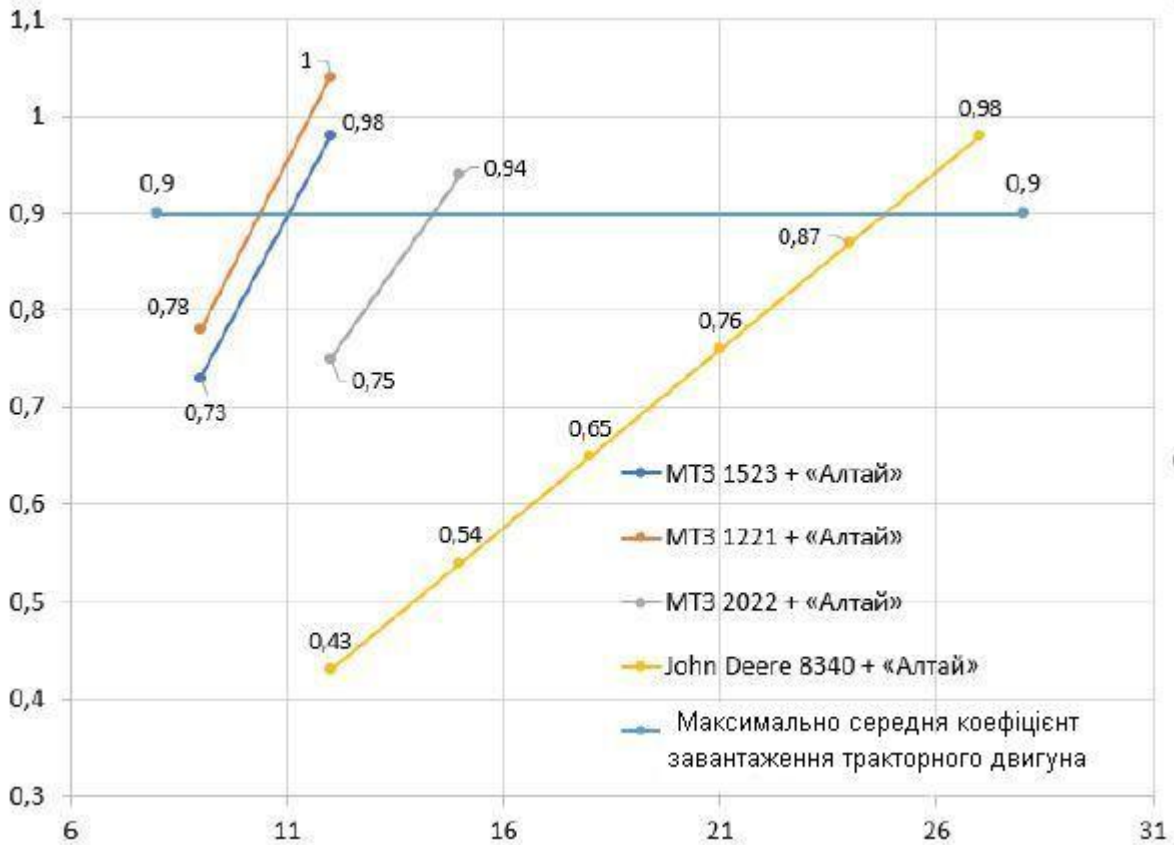


Рис. 3.5. Графік залежності коефіцієнта завантаження тракторного двигуна від збільшення ширини захвату агрегату

Висновки по розділу

Обґрунтовано раціональні значення ширини захвату МТА для внесення рідких мінеральних добрив з урахуванням досягнення максимального завантаження тракторних двигунів в експлуатації.

ВИСНОВОК

На підставі інженерних розрахунків кінематики ін'єкційного колеса отримано залежності для енергетичної оцінки ліквілайзера в експлуатації за різних його параметрів.

В результаті енергетичної оцінки ліквілайзера з різним заповненням ємності для добрив встановлено, що в режимі холостого ходу робоча швидкість та рівень наповнення ємності для добрив впливає на середню витрату палива двигуна трактора. На кожних 1000 кг збільшення маси машини витрата палива збільшується на 0,288 кг/год. А збільшення робочої швидкості руху на 1,11 м/с призводить до зростання витрати палива двигуна на 0,86 кг/год.

На підставі аналізу отриманого узагальненого рівняння зв'язку встановлено, що підвищення вологості поверхневого шару ґрунту в межах інтервалу від 14,84% до 23,71% витрати пального на виконання робочого процесу призводило до зниження в середньому на 0,82 кг/год на кожний відсоток. Встановлено, що одним із основних факторів зміни енерговитрат при внесенні рідких мінеральних добрив є зниження чи умови вологості ґрунту. При цьому витрата палива двигуном збільшується лінійно до 1,26 кг/год на кожну тону збільшення ваги. У міру збільшення співвідношення ваги між трактором та машиною витрата палива зменшується лінійно.

Обґрунтовано раціональні значення ширини захвату МТА для внесення рідких мінеральних добрив з урахуванням досягнення максимального завантаження тракторних двигунів в експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адаменко Т. І. Кліматичні умови України та можливі наслідки потепління клімату. *Агроном*. 2007. № 1. С. 8–11.
2. Адаптивні системи землеробства : підручник / В. П. Гудзь та ін. 2-ге вид., переробл. і допов. Київ : Центр учбової літератури, 2014. 336 с.
3. Алімов Д. М. Технологія виробництва продукції рослинництва. 1995. 271 с.
4. Андрійченко Л. В., Плоскіша О. М. Вплив мінеральних добрив на поживний режим ґрунту при вирощуванні ярої пшениці. *Наукові праці Миколаївського ДАУ*. Миколаїв, 2008. Вип. 68. Т. 81
5. Андрійченко Л. В. Шляхи підвищення врожайності та якості зерна твердої ярої пшениці на півдні України. *Вісник аграрної науки Причорномор'я*. Миколаїв : МДАУ, 2006. Вип. 3 (35). С. 28–33
6. Антал Т. В. Вплив добрив на урожайність сортів пшениці ярої твердої в умовах Північної частини Лісостепу : тези доповідей міжнар. наук.- практ. конф. (м. Біла Церква, 26–28 лют. 2008 р.).
7. Антал Т. В. Вплив добрив та погодних умов на врожайність пшениці твердої ярої. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2011. № 3. С. 40–43.
8. Антал Т. В. Продуктивність пшениці ярої твердої залежно від елементів технологій вирощування в Правобережному Лісостепу України : автореф. дис. ... канд. с.-г. наук. Київ : НУБіП, 2010. 22 с.
9. Антал Т. В. Урожайність пшениці твердої ярої залежно від системи удобрення. *Науковий вісник НАУ*. 2007. № 116. С. 80–85.
10. Балаєв А. Д., Гаврилюк М. В., Стопа В. П. Родючість чорноземів Лісостепу за використання мінімізації обробітку ґрунту і елементів біологізації землеробства. *Вісник Харківського нац. аграрного ун-ту*. 2013. № 1. С. 8–11.

11. Бараболя О. В. Урожайність та якість зерна ярої твердої пшениці (*Triticum durum* Desf.) залежно від внесення добрив. Сортовивчення та охорона прав на сорти рослин. 2008. № 1. С. 123–128.

12. Барвінченко В. І. Ґрунтові умови родючості. Вінниця : ТОВ «Ілан ЛТД», 2017. 147 с.

13. Бобро М. А., Рожков А. О., Свиридонова Л. А. Дія елементів технології вирощування на формування вегетативної маси і урожайність ярої пшениці. Вісник аграрної науки Причорномор'я. 2006. Вип. 4. Т. 1. С. 10–17.

14. Бомба М. Я. Наукові і прикладні аспекти біологічного землеробства : монографія. Львів : Українські технології, 2004. 232 с.

15. Грабра І. Г., Божок А. В. Способи внесення мінеральних добрив і машини для їх реалізації. *Технічний прогрес в АПВ: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, 9-10 травня 2023 року*. Державний біотехнологічний університет. Харків. С. 81-83

16. Грабра І. Г., Божок А. В. Ліквілайзери - агрегати для точкового внесення рідких мінеральних добрив. *Наукові читання–2023: матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики*. 19 квітня 2023 р. Житомир : Поліський національний університет, 2023. Т. 3. С. 15-19.