

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

Маринін Максим Олександрович

УДК 631.171

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПІДВИЩЕННЯ
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МАШИНО-ТРАКТОРНИХ
АГРЕГАТІВ

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ Маринін М.О.

Керівник роботи
Куликівський В.Л.
кандидат технічних наук, доцент

Житомир – 2024

АНОТАЦІЯ

Маринін Максим Олександрович. Розробка системи підвищення енергоефективності машино-тракторних агрегатів. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2024.

В магістерській роботі на основі моніторингу цільових показників за допомогою пропонованих методів, обґрунтовано технічні та метрологічні вимоги до розроблення телеметричної системи підвищення енергоефективності МТА під час виконання сільськогосподарських робіт.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень методів інструментального контролю ступеня використання потужності двигуна, швидкості руху та буксування коліс трактора, а також алгоритмів розрахунку та вибору оптимального режиму роботи МТА та конфігурації трактора, реалізовано у вигляді експериментального зразка телеметричної системи «Персональний асистент механізатора».

Розроблений експериментальний зразок телеметричної системи «Персональний асистент механізатора» на підставі оцінювання комбінацій налаштувань керування та поточних параметрів роботи машинно-тракторного агрегату надає операторові оптимальні рішення, що дало змогу забезпечити зниження енерговитрат у межах 15...30 МДж/га та підвищити енергоефективність виконання сільськогосподарських операцій на 12...14 %.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат, механізатор, продуктивність, енергоефективність, тяговий опір, швидкість, потужність.

ANNOTATION

Marunin Maksym Oleksandrovysh. Development of a system for improving the energy efficiency of machine and tractor units. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 Agricultural Engineering.
– Polissya National University, Zhytomyr, 2024.

In the master's thesis, based on the monitoring of target indicators using the proposed methods, the technical and metrological requirements for the development of a telemetry system for improving the energy efficiency of MTU during agricultural work are substantiated.

The results of theoretical and experimental studies of methods for instrumental control of the degree of engine power utilisation, tractor speed and wheel slip, as well as algorithms for calculating and selecting the optimal MTU operation mode and tractor configuration, are implemented in the form of an experimental model of the telemetry system 'Personal Assistant to the Mechanic'.

The developed experimental sample of the telemetric system 'Personal Assistant of the Mechanic', based on the evaluation of combinations of control settings and current parameters of the machine-tractor unit, provides the operator with optimal solutions, which made it possible to reduce energy consumption within 15...30 MJ/ha and increase the energy efficiency of agricultural operations by 12...14 %.

Keywords: machine-tractor unit, machine operator, productivity, energy efficiency, traction resistance, speed, power.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	9
1.1. Підвищення паливно-енергетичної ефективності МТА за рахунок вибору оптимального режиму роботи.....	9
1.2 Аналіз наявних методів і технічних засобів для визначення енергетичних параметрів роботи МТА.....	18
РОЗДІЛ 2. РЕЗУЛЬТАТИ ТА АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	35
2.1 Результати експериментальних досліджень залежності тиску наддуву у впускній магістралі двигуна від навантаження на трактор під час виконання технологічної операції.....	35
2.2 Порівняльна оцінка результатів визначення енергетичних показників роботи МТА за розробленим і стандартним методами.....	39
2.3 Застосування методу визначення навантаження двигуна за тиском наддуву для вибору оптимального режиму роботи МТА.....	43
2.4 Результати експериментальних досліджень розробленого методу інструментального контролю швидкості руху та буксування коліс трактора.....	46
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ЗРАЗКА ТЕЛЕМЕТРИЧНОЇ СИСТЕМИ ТА ПЕРЕВІРКА У ВИРОБНИЧИХ УМОВАХ.....	51
3.1. Розроблення експериментального зразка телеметричної системи «Персональний асистент механізатора».....	51

3.2 Експериментальна перевірка телеметричної системи «Персональний асистент механізатора».....	56
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	62

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Технічний рівень та енергетичні можливості сучасних тракторів дають змогу забезпечити їхнє агрегування з широким спектром сільськогосподарських знарядь різного призначення та різних виробників, а також виконання технологічних операцій у широкому діапазоні зовнішніх умов (твердість і вологість ґрунту, характер мікро- та макрорельєфу полів тощо). Такі можливості забезпечуються насамперед за рахунок підвищення енергонасиченості тракторів [1, 4, 6].

Ключовим недоліком двигунів внутрішнього згоряння є неможливість забезпечення рівної енергоефективності в усьому діапазоні навантажень і частоти обертання колінчастого вала, проте всережимність регулювання робочого процесу двигуна, за умови правильного вибору швидкісного режиму, дає змогу істотно підвищити паливну ефективність під час роботи з навантаженнями, відмінними від номінальних. А в комбінації з правильним вибором передавального відношення трансмісії, дає змогу забезпечити незмінну продуктивність МТА за істотного підвищення паливної економичності [1, 4, 5].

Крім того, раціональне використання енергетичних можливостей двигуна неможливе без забезпечення необхідних тягово-зчіпних властивостей рушіїв трактора [1, 4, 7].

Наслідком недостатності ваги, яку сприймають шини трактора, є підвищене буксування і неможливість реалізації необхідного тягового зусилля.

Крім того, підвищене буксування призводить до прискореного зносу шин, зниження тягового ККД і погіршення паливної ефективності та продуктивності МТА. Також, підвищене буксування призводить до стирання поверхні ґрунту, що призводить до погіршення його структури, підвищення схильності до вітрової ерозії, погіршення волого- і повітропроникності і, в кінцевому рахунку, до зниження родючості. Не менш часто трактор експлуатується з перевищенням достатнього для реалізації необхідного тягового зусилля вагою. Буксування рушіїв трактора в даному випадку мале, проте збільшуються втрати потужності на перекочування та на ущільнення ґрунту, що також призводить до зниження паливної ефективності та продуктивності. Також зайва вага трактора тягне за собою збільшене зношування елементів трансмісії та підвищені навантаження на несучі елементи рами й підвіски. Зайве переущільнення по сліду рушіїв призводить до зниження родючості ґрунту [1, 2, 4].

Для можливості вибору режиму роботи сільськогосподарського агрегату, який найбільше відповідає поточним умовам, необхідно насамперед у реальному часі мати інформацію про навантажувальний і швидкісний режими роботи двигуна, ступінь і потенціал використання його потужності, і буксування рушіїв трактора, що без ефективних методів і засобів експлуатаційного контролю неможливо зробити без ефективних методів і засобів експлуатаційного контролю. Однак, не менше значення має якість прийнятих оператором рішень щодо зміни режиму роботи машинно-тракторного агрегату (вибір ступені трансмісії, налаштування частоти обертання колінчастого вала двигуна, встановлення тиску в шинах, навішування на трактор необхідної кількості баластних вантажів) [1, 2, 3].

Сприяти розв'язанню цього завдання може вимірювально-інформаційна система, що дає змогу, на основі інструментального контролю поточних параметрів МТА, інформувати оператора про можливість і способи досягнення їхніх оптимальних значень.

Об'єкт досліджень – експлуатаційні режими та параметри машинно-тракторного агрегату, енергозасобом якого є колісний трактор зі ступінчастою трансмісією.

Предмет досліджень – ефективність застосування засобів інструментального контролю параметрів роботи машинно-тракторного агрегату під час виконання сільськогосподарських операцій.

Мета досліджень – розробка телеметричної системи, яка в режимі онлайн забезпечує оператора інформацією, що сприяє підвищенню енергоефективності машинно-тракторних агрегатів.

У зв'язку з поставленою метою визначено завдання досліджень:

- дослідити й обґрунтувати інструменти контролю та оптимізації використання потужності двигуна трактора під час виконання сільськогосподарських робіт у виробничих умовах;
- експериментально дослідити та обґрунтувати параметри системи підвищення енергоефективності машинно-тракторних агрегатів.
- розробити та випробувати експериментальний зразок телеметричної системи.

Методи наукового дослідження. При виконанні роботи використовувалися загальноприйняті принципи і теорії, що застосовуються при вирішенні науково-дослідних і виробничих завдань. Під час збирання інформації та опрацювання отриманих результатів використовувалися класичні методи статистики. Вимірювання виконувалися із застосуванням сучасних методів і атестованих засобів контролю. Розрахунки та обробка результатів експериментальних досліджень виконувалися з використанням ПЕОМ і пакета прикладних програм.

Експериментальні дослідження проведено в реальних умовах експлуатації відповідно до державних стандартів на методи випробувань сільськогосподарської техніки.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Куликівський В.Л., **Маринін М.О.** Підвищення паливно-енергетичної ефективності МТА за рахунок вибору оптимального режиму роботи. Сучасні вектори розвитку аграрної науки: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (ХДАЕУ, 17-18 вересня 2024 року). Херсон: ХДАЕУ, 2024. С. 364-367.

2. Куликівський В.Л., **Маринін М.О.** Результати експериментальних досліджень залежності тиску наддуву у впускній магістралі двигуна від навантаження на трактор під час виконання технологічної операції. Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2024 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2024. С. 309-311.

3. Куликівський В.Л., **Маринін М.О.** Підвищення паливно-енергетичної ефективності МТА за рахунок вибору оптимального режиму роботи. XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві». (01-18 жовтня 2024 р.). <http://animal-conf.inf.ua/conf.html> (дата звернення 01.12.2024).

Практичне значення одержаних результатів. Практичний інтерес для аграрного виробництва представляє розроблена система для підвищення енергоефективності машинно-тракторних агрегатів.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 18 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 63 сторінки комп'ютерного тексту, містить 42 рисунки та 5 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Підвищення паливно-енергетичної ефективності МТА за рахунок вибору оптимального режиму роботи

Сільськогосподарські трактори працюють в агрегаті зі знаряддями здебільшого як тягачі та джерела енергії за допомогою вала відбору потужності, у такий спосіб формуючи мобільний енергетичний засіб, що має забезпечувати високу продуктивність та економічність під час виконання всього комплексу сільськогосподарських робіт, з відповідною якістю та у встановлені агротехнічні строки. При цьому на вихідні показники роботи машинно-тракторного агрегату значний вплив мають такі характеристики як: розмір і складність конфігурації ділянки, довжина гону, макро- і мікрорельєф, засміченість камінням, щільність і вологість ґрунту тощо [1, 5, 16, 18].

Трактори, що перебувають в експлуатації, часто мають не ідеальну конфігурацію, а допоміжні та автоматичні функції для комплексної оптимізації тягового режиму не завжди доступні. Через постійно зростаючу потужність двигуна, з одного боку, і законодавчі або ґрунтово-фізичні обмеження за розміром або вагою, з іншого боку, все частіше досягаються межі ефективної тяги. Близько 40 % втрат, що відбуваються між колінчастим валом і робочим знаряддям, зумовлені опором коченню та буксуванням за типової тягової роботи в полі. Сучасні трансмісії перебувають на високому технічному рівні і вносять лише близько чверті від загальних втрат. Допоміжні та обслуговуючі агрегати, залежно від свого призначення, мають подібний порядок величини [16, 18].

Таким чином, лише 20 % енергії, запасеної в дизельному паливі, залишається як тягове зусилля для знарядь. Підвищення середньої тягової ефективності на п'ять відсоткових пунктів (наприклад, з 70 % до 75 %) за типових для трактора потужністю 400 кВт параметрів (1200 робочих годин на рік, з них 60 % тягової роботи за 80 % завантаження двигуна, ціна дизельного пального 52 крон/л, питома витрата 194 г/кВт×год без допоміжного обладнання, необхідна потужність допоміжного обладнання 60 кВт, ККД трансмісії 85 %) означає зниження річних витрат на пальне приблизно на 173000 крон. Економія палива також призводить до значного скорочення викидів CO₂ – приблизно на 8,7 т на рік. Ці поліпшення також видаються цілком досяжними. Однак нині користувачеві все ще бракує повноти даних про навантаження на колеса та тягове зусилля, а також точних значень буксування, без яких неможливо визначити оптимальний баласт і правильний тиск у шинах. Глибина обробітку також відіграє важливу роль у споживаній потужності. Однак, цей параметр робочого процесу має особливе значення для якості виконання роботи і тому наразі не повинен перебувати в розпорядженні оператора [16, 18].

Стратегічна відповідальність за виконання робочого завдання залишається за механізатором. Таким чином, визначення мети для підвищення ефективності експлуатації МТА може бути сформульоване таким чином: конфігурація трактора і режиму роботи МТА забезпечує оптимізацію для мінімальної витрати палива або максимальної продуктивності, за заданих агротехнічних вимог до виконуваної операції [16, 18].

Для машинно-тракторного агрегату фіксованої конфігурації, продуктивність прямо залежить від швидкості руху, яку задає оператор. Основними обмеженнями для підвищення швидкості виступають: обмеження, що накладаються здатністю знаряддя забезпечувати якість виконання технологічної операції; обмеження, що накладаються доступною потужністю двигуна трактора; обмеження, що накладаються конструкцією шасі та трансмісії трактора; обмеження, що накладаються керованістю трактора; обмеження, що

накладаються необхідністю забезпечення вимог безпеки та умов роботи оператора. Для регулювання швидкості руху механізатору надається можливість зміни передавального відношення трансмісії та зміна швидкості обертання приводного вала трансмісії (колінчастого вала двигуна) [16, 18].

Забезпечення мінімальної витрати палива під час виконання сільськогосподарської операції на заданому режимі, для оператора пов'язане з необхідністю забезпечення максимального тягового ККД і забезпечення найбільш економічного режиму роботи двигуна. Особливістю дизельних двигунів є неоднорідність паливної ефективності на різних навантажувальних і швидкісних режимах [2, 5, 16, 18].

Найкращим шляхом розв'язання проблеми раціонального використання потужності трактора є впровадження надійних і ефективних безступеневих трансмісій, які дають змогу автоматично, без участі оператора, на всіх видах робіт підтримувати найекономічніший режим роботи двигуна. Для тракторів зі ступінчастими трансмісіями рекомендується застосовувати технологію SUTB (shifted-up and throttled-back), що дає змогу підтримувати однакову швидкість руху на різних передачах і має на увазі зниження частоти обертання колінчастого вала під час переходу на вищий щабель трансмісії і навпаки. Одні з найбільш ранніх результатів досліджень, що свідчать про ефективність застосування цієї технології управління МТА, опубліковано 1919 року американським інженером Едвардом Р. Г'юїтом. Тоді ж, Г'юїт позначив і низку проблем, що викликають складнощі для застосування технології SUTB [16, 18].

Для ефективного використання технології SUTB, оператор повинен самостійно оцінити необхідну для виконання технологічної операції енергетичну потребу і зіставити її з потужністю, паливно-економічними характеристиками двигуна і можливим рядом передавальних відносин трансмісії. Потім, з урахуванням обмежень, що накладаються вимогами до якості виконання сільськогосподарської операції, ухвалити рішення щодо можливості підвищення швидкості руху агрегату, або щодо можливості зниження частоти обертання

колінчастого вала та переходу на підвищену сходинку трансмісії для підтримання колишньої швидкості. Як вхідні дані для такого аналізу, оператор може використовувати інформацію, отриману з панелі приладів трактора (частота обертання колінчастого вала двигуна, установча швидкість руху трактора), а також інформацію, отриману органолептичним методом (тональність і характер звуку двигуна, колір і димність відпрацьованих газів, рівномірність руху, зміна вібрацій тощо), при цьому ефективність аналізу і подальшого ухвалення рішень має суб'єктивний характер і більшою мірою залежить від кваліфікації та досвіду оператора [16, 18]..

Для розуміння проблеми забезпечення максимально-можливого в умовах, що склалися, тягового ККД, на малюнку 7 подано основні сили, що діють на окреме колесо: M_{Nabe} – крутний момент, прикладений до колеса, F_g – сила, з якою колесо притискається до опорної основи, і F_t – сила тяги, яка розвивається.

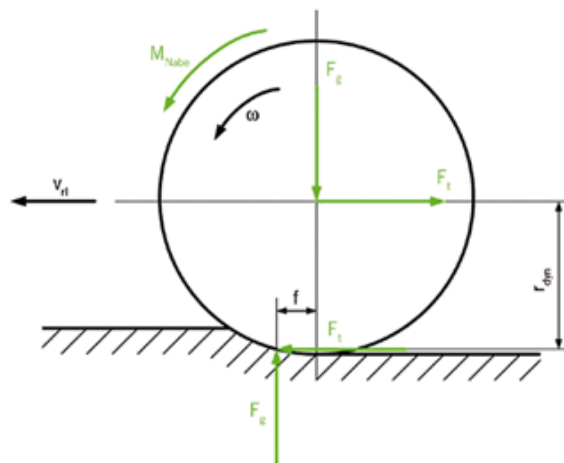


Рис. 1.1. Сили, які діють на ведуче колесо на ґрунті.

Виходячи з рівноваги моментів згідно з рівнянням (1.1), використовуємо опис за допомогою безрозмірних коефіцієнтів, щоб зробити різні сценарії і машини порівнянними:

$$M_{Nabe} = F_g \times f + F_t \times r_{dyn} \quad (1.1)$$

Коефіцієнт рушійної сили k визначається відповідно до рівняння:

$$k = \frac{F_t}{F_g} \quad (1.2)$$

а коефіцієнт опору коченню ρ – відповідно до рівняння [2, 5, 7]:

$$\rho = \frac{f}{r_{dyn}} \quad (1.3)$$

Теоретична швидкість маточини колеса щодо землі розраховується на основі динамічного радіусу кочення r_{dyn} та кутової швидкості ω колеса. Фактична, реальна швидкість щодо землі – v_{rl} .

Тоді коефіцієнт буксування δ визначається як:

$$\delta = \frac{v_{rl}}{\omega \times r_{dyn}} \quad (1.4)$$

Тяговий ККД η підсумовує ці величини:

$$\eta = \frac{k}{k+\rho} \times (1 - \delta) \quad (1.5)$$

Тут слід зазначити, що коефіцієнт тяги k – це не фізична константа поєднання ґрунт-шина, а ключовий показник, який визначається залежно від миттєвих умов роботи. Типові значення коефіцієнта тяги для трактора у звичайних польових умовах становлять приблизно 0,35-0,45 за умови буксування від 8 % до 15 % і коефіцієнта опору коченню 0,08-0,11. На рис. 1.2 представлено два способи відображення тягових характеристик колеса: зліва залежно від фактичного буксування (найпоширеніший, але не завжди точний за невеликих значень буксування), праворуч залежно від коефіцієнта тяги (добре видно широкий і стабільний максимум ефективності тяги) [7, 8, 12].

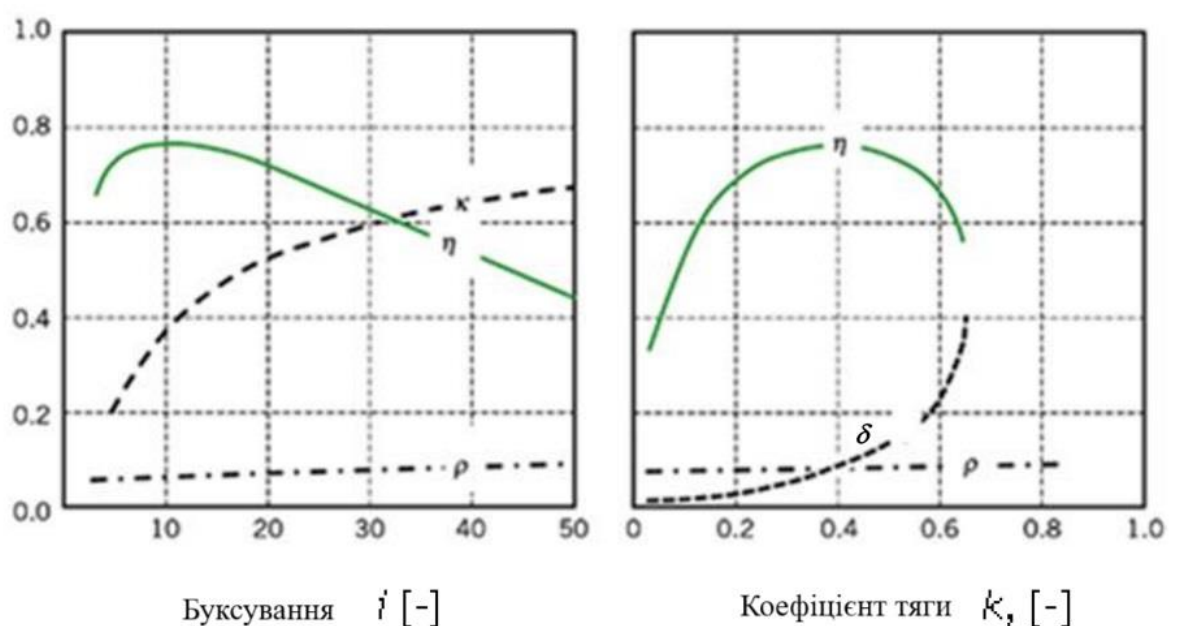


Рис. 1.2 Тягові характеристики у двох способах відображення: ліворуч залежно від коефіцієнта буксування, праворуч – від коефіцієнта тяги

За значення коефіцієнта тяги близько 0,4 оптимум може бути досягнуто майже на всіх орних ґрунтах із хорошою прохідністю [3, 5, 7]. Таким чином, ідеальна сума сил у контакті коліс (експлуатаційна вага, кН) відповідає приблизно 2,5-кратному тяговому зусиллю. Це емпіричне правило також підходить для додаткових практичних вимог, як-от рушання під навантаженням, оскільки достатній запас тягового зусилля (зі збільшенням буксування) доступний доти, доки машина не загложне. Якщо експлуатаційна вага завищена, то опір коченню занадто великий порівняно з тягою; якщо вага занадто мала, то занадто велике буксування. Для різних ґрунтів, взаємозв'язок між коефіцієнтом тяги і тяговим ККД може бути добре проілюстрований діаграмою Бріксіуса [6], представленою на рис. 1.3. Індекс прохідності B_N характеризує контакт шини з ґрунтом [16, 18].

Малі значення означають м'який ґрунт і (або) високе навантаження на колеса, великі – навпаки. Типові для обробітку ґрунти мають значення індексу прохідності в діапазоні від 20 до 80.

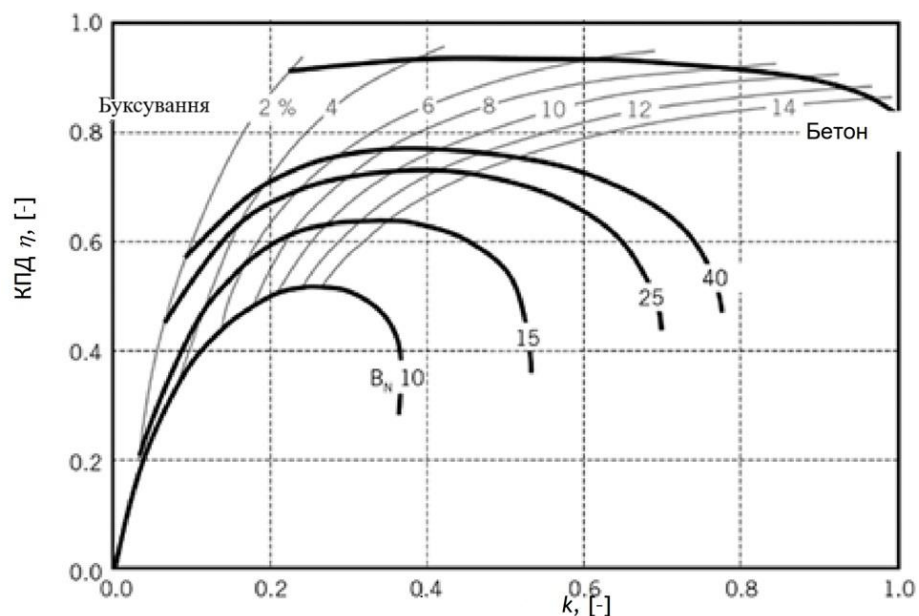


Рис. 1.3. Типові криві ефективності тяги для різних ґрунтів, представлені індексом прохідності B_N .

Тиск у шині чинить особливо сильний вплив на опір коченню та буксування, оскільки визначає, здебільшого, площу контакту шини з ґрунтом. Велика площа контакту зменшує питомий тиск і, отже, як просідання (опір коченню), так і ущільнення (ріст рослин). Велика площа контакту знижує питомий тиск на ґрунт, збільшує когезійне зчеплення загалом і кількість задіяних ґрунтозачепів, тим самим зменшуючи пробуксовку. Різні дослідження засвідчили, що під час роботи на податливому ґрунті частка опору коченню, спричинена деформацією ґрунту (зовнішній опір коченню), значно перевищує частку, спричинену деформацією шини (гістерезис, внутрішній опір коченню) [1]. Тому в польових умовах оптимальним є мінімально можливий тиск у шинах. Мінімальний рівень тиску обмежується, з одного боку, швидкістю руху та навантаженням на колесо (пошкодження шини) і прикладеним до колеса крутним моментом (провертання в ободі, пошкодження борту) з іншого боку.

На рис. 1.3 видно, що оптимальний тяговий ККД залежить від величини буксування або в альтернативному поданні, від коефіцієнта тяги. На обох графіках є оптимальний діапазон. З графіків також видно, що тягове зусилля і буксування явно залежать одне від одного в заданих умовах робочого середовища [3, 8, 9, 10].

У досягненні мінімально можливого тиску в шинах не тільки для однієї осі, а й для всього трактора, важливу роль відіграє розподіл навантаження.

Коефіцієнт навантаження на шину γ визначається як відношення фактичного навантаження на колесо до максимально можливого навантаження на колесо (згідно з таблицею виробника) для поточного тиску в шині. Метою є розподіл по колесах сумарного динамічного робочого навантаження відповідно до вантажопідйомності шин, щоб забезпечити однаковий внутрішній тиск у всіх шинах за коефіцієнта навантаження $\gamma = 1,0$ або 100 %. Динамічні навантаження на колеса складаються зі статичних навантажень на колеса трактора, включно з баластом, з динамічних навантажень і з навантажень, що передаються від знаряддя. Розподіл навантаження по осях ζ визначається як відношення

навантаження на передню вісь до навантаження на задню вісь. Оптимальне значення можна визначити за таблицями навантаження, які надають виробники шин, розділивши допустиме максимальне навантаження для шини передньої осі на допустиме максимальне навантаження для шини задньої осі за однакового тиску, однакової швидкості руху і, якщо можливо, однакового рівня крутильного моменту (високий крутильний момент або низький крутильний момент). Для всіх корелюючих записів у таблицях для шин передньої та задньої осі значення ζ буде однаковим і тому воно зумовлене вибором шин. За високого ступеня використання шини, близького до $\gamma = 1,0$, внутрішній тиск, у першому наближенні, дорівнює тиску на поверхні контакту [1, 3] та іноді називається «низьким (коректним)» тиском. Якщо оптимальне навантаження на колеса ($k = 0,4$) розподіляється відповідно до розрахованого значення ζ і встановлюється відповідний тиск у шинах, то в результаті досягається мінімальний тиск на ґрунт, мінімальна глибина колії, максимальна площа контакту та, зрештою, оптимальний тяговий ККД за максимально-можливого зниження негативного впливу колеса на ґрунт [11, 12, 13].

Процес розв'язання задачі вибору найбільш енергоефективного режиму роботи МТА, у загальному випадку, можна описати у вигляді послідовності таких етапів:

- визначення поточних параметрів роботи МТА під час виконання сільськогосподарської операції в поточних умовах;
- зіставлення значень поточних параметрів роботи МТА з потенційними можливостями, зумовленими конструкцією;
- пошук можливих варіантів зміни конфігурації трактора і режиму роботи МТА шляхом комбінації зміни налаштувань управління в діапазонах, що забезпечуються конструкцією машин;
- аналіз можливих варіантів зміни режиму роботи МТА виходячи зі встановлених критеріїв ефективності (підвищення продуктивності, підвищення паливної економічності тощо);

- зміна комбінації налаштувань управління для встановлення обраного варіанта режиму роботи МТА;
- визначення значень параметрів роботи МТА на зміненому режимі та ступінь їх відповідності бажаним результатам.

У переважній кількості випадків, розв'язання завдань описаного вище процесу, лягає безпосередньо на оператора машинно-тракторного агрегату. Відповідно, ефективність результату має значну частку суб'єктивності і залежить від рівня компетенції оператора, його інформованості, досвіду роботи.

На першому етапі визначення поточних параметрів роботи МТА (насамперед енергетичних), оператор орієнтується на інформацію, отриману з показань панелі приладів та власні суб'єктивні відчуття (тональність звуку роботи двигуна, колір та інтенсивність відпрацьованих газів двигуна, характер вібрацій тощо). Отримання цих відомостей має уривчастий, дискретний характер, оскільки вимагає перемикання уваги з одного параметра на інший. З огляду на те, що основну увагу оператор змушений приділяти контролю за дотриманням технологічних вимог до виконуваної операції та безпечного руху агрегату, результатом аналізу, таким чином отриманих, значень параметрів, можуть бути тільки нечіткі висновки щодо достатності або недостатності енергетичних можливостей трактора для виконання операції на обраному швидкісному режимі за заданих налаштувань сільськогосподарського знаряддя. У першому випадку оператор продовжує роботу, у другому - переходить на нижчий щабель трансмісії. При цьому ступінь використання потужності двигуна і, як наслідок, його паливна економічність, може суттєво відрізнитися від оптимальних значень [3, 5, 12].

Для визначення можливості застосування технології SUTB (shifted up and throttled down), оператор повинен спочатку перейти до другого етапу, тобто зіставити значення поточної споживаної потужності з характеристикою двигуна. Далі, за наявності альтернативних режимів налаштувань швидкості обертання колінчастого вала, що забезпечують необхідні вихідні енергетичні параметри за

вищої паливної ефективності, розрахувати, наскільки налаштування трансмісії дають змогу забезпечити необхідну швидкість поступального руху агрегату, порівняти підсумкові вихідні параметри можливих комбінацій налаштувань керування двигуном і трансмісією та обрати найоптимальніший.

При цьому слід враховувати, що критерієм оптимальності буде емпіричне співвідношення як мінімум двох показників: паливна економічність і продуктивність. Додатково можна додати і важливий фактор ґрунтозбереження. Емпіричний характер вибору критеріїв оптимальності зумовлений як поставленими перед оператором завданнями (тактичні або стратегічні), так і унікальністю умов, у яких ці завдання необхідно вирішити.

Таким чином, на якість результату вибору режиму роботи МТА, який найбільше відповідає поточним умовам і поставленим завданням, впливатимуть як адекватність вхідної інформації, що надається для аналізу, так і адекватність аналізу й опрацювання вхідних даних.

Практичну складність для механізатора представляє, як процедура визначення і контролю поточних параметрів роботи МТА, так і розрахунок необхідної зміни конфігурації та режиму роботи трактора, що веде до збільшення кількості ітерацій описаної вище процедури. Ці недоліки поглиблюються необхідністю повторення процедури у разі зміни виду та умов робіт. Підвищити ефективність прийнятих механізатором рішень можливо тільки за допомогою сучасних засобів і методів інструментального контролю в сукупності з обчислювальним пристроєм.

1.2 Аналіз наявних методів і технічних засобів для визначення енергетичних параметрів роботи МТА

Для вимірювання тягового опору R_m , кН, причіпних сільськогосподарських машин можна використати динамометр розтягування, однак, для визначення тягового опору напівпричіпних, напівнавісних і навісних сільськогосподарських

машин, трактор необхідно обладнати спеціальним пристроєм для перетворення сил, що виникають у поздовжньо-горизонтальній площині між трактором і машиною-знаряддям, і приведення їхньої результуючої до однієї точки, в якій вона сприймається первинним вимірювальним перетворювачем і реєструється вимірювальною інформаційною системою, встановленою в кабіні трактора.

Кінематична схема подібних пристроїв (рис. 1.4, 1.5) може являти собою маятниковий чотириланковий механізм ABCD, плече AD якого є несучою рухомою рамою 1, підвішеною на задній напіврамі трактора BC, на задньому CD 7 і передньому AB 8 маятникових вузлах. Несуча рама є базовим елементом, на якому кріпляться кронштейни гідроциліндрів 2, рухомий замок 5 сережки первинного перетворювача сили 6, задній навісний пристрій трактора 9 з приєднуваним до нього робочим знаряддям 10. Положення нижніх тяг навішування (кут тяги) має бути постійним і паралельним до поверхні опори трактора [5, 7, 12].

До остова рами (задньої напіврами для тракторів із шарнірно-ламанною рамою) 11 трактора в передній її частині приварюють тягово-зчіпний механізм 3, що утримує нерухомий брус 4 з нерухомим замком сережки первинного вимірювального перетворювача, який встановлюють між рухомим і нерухомим замками [5, 8, 9].

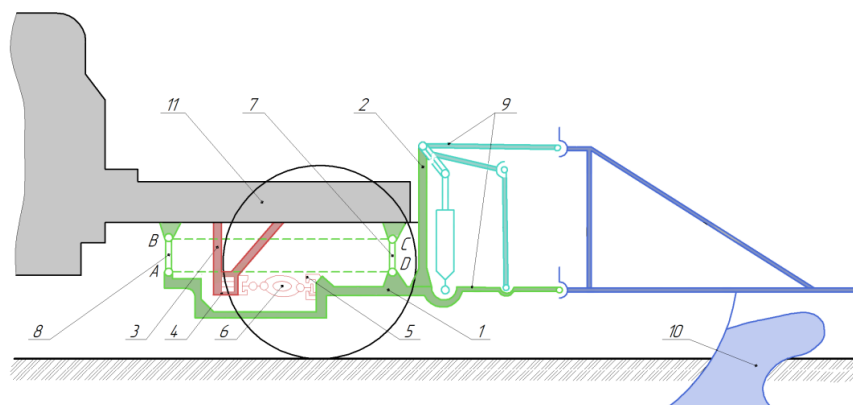


Рис. 1.4. Кінематична схема пристрою для вимірювання тягового опору машини (для тракторів нетрадиційного компоновання з шарнірно-ламанною рамою): 1 – несуча рама; 2 – кронштейни циліндрів; 3 – тягово-зчіпний механізм; 4 – брус; 5 – замок; 6 – первинний вимірювальний перетворювач; 7 – задній

маятниковий вузол; 8 – передній маятниковий вузол; 9 – задній навісний пристрій; 10 – машина – знаряддя; 11 – напіврама трактора задня [1, 5, 8].

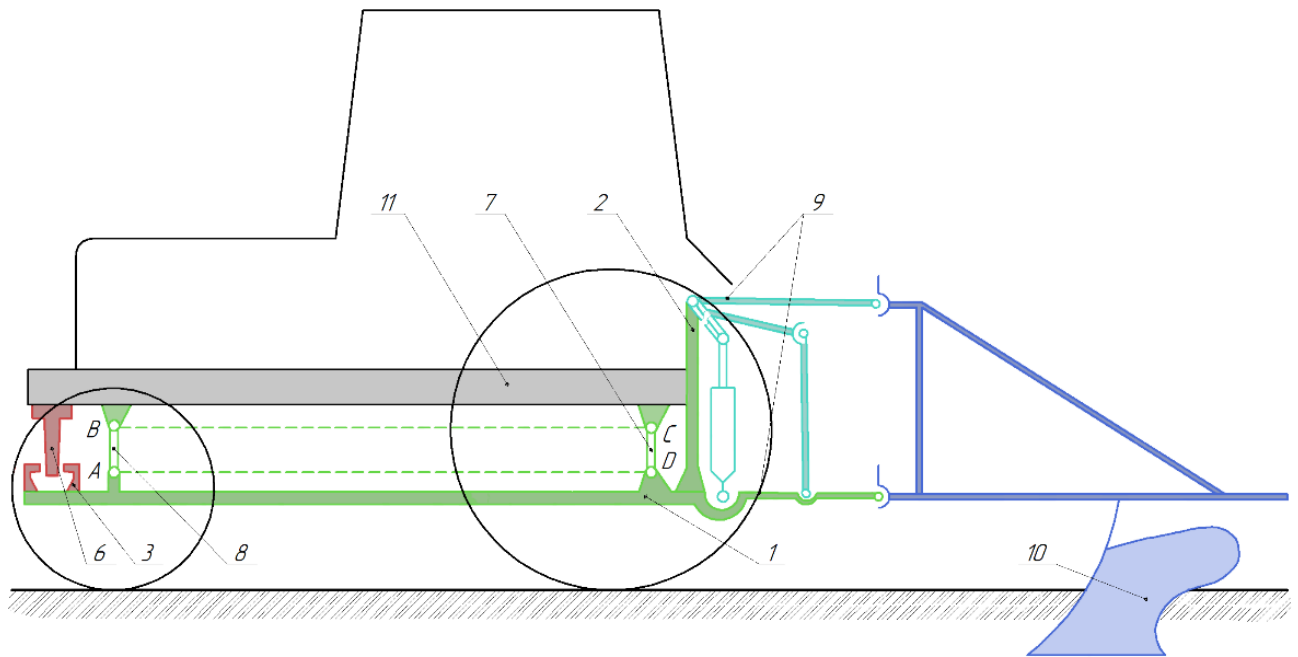


Рис. 1.5. Кінематична схема пристрою для вимірювання тягового опору машини (для тракторів традиційного (класичного) компоновання): 1 – несуча рама; 2 – кронштейни циліндрів; 3 – тягово-зчіпний механізм; 6 – первинний вимірювальний перетворювач консольного типу; 7 – задній маятниковий вузол; 8 – передній маятниковий вузол; 9 – задній навісний пристрій; 10 – машина – знаряддя; 11 – рама трактора задня [1, 5, 8].

Для визначення довжини шляху дослідну ділянку розбивають на необхідну кількість гонів рівної фіксованої довжини або використовують спеціальний шляховимірювальний пристрій. На практиці, здебільшого, як шляховимірювач застосовують «п'яте колесо» - пристрій, що являє собою колесо трактора, яке вільно котиться колією трактора, оснащене датчиком кута повороту (рис. 1.6, 1.7) [1, 5, 11].

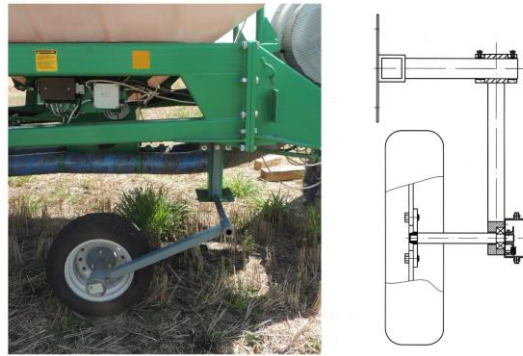


Рис. 1.6. Шляховимірювач

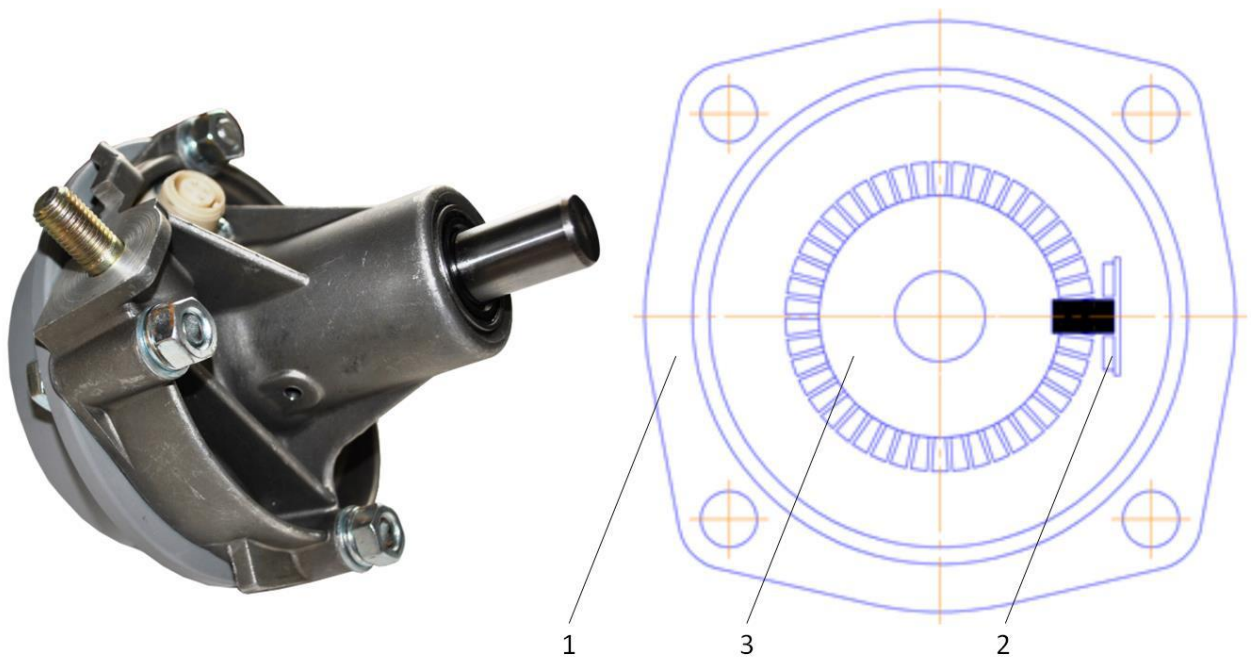


Рис. 1.7. Датчик кута повороту коліс: 1 – корпус датчика; 2 – оптичний елемент; 3 – диск із вирізами.

Основним елементом датчика кута повороту є диск із фрезерованими через однаковий кут вирізами 3. Як правило, диск має 24 або 45 вирізів. Відповідно, точність (дискретність) датчика становить 15° або 8° . Диск з'єднаний гнучкою муфтою з матчиною колеса і обертається разом з нею. Корпус датчика 1 фіксується нерухомо. Швидкість обертання диска і, відповідно, колеса визначається кількістю електричних імпульсів за одиницю часу, що формуються електронною схемою датчика під час проходження вирізів через оптичну пару 2. Електричні імпульси від датчика передаються по дротах і фіксуються у вимірювальній інформаційній системі, де вимірюється їхній період або кількість

за певний часовий інтервал і розраховується кутова швидкість і частота обертання ротора датчика і, відповідно, шлях, пройдений колесом [7].

Якщо датчики кута повороту встановити на ведучі колеса трактора (рис. 1.8), то надається можливість визначення коефіцієнта буксування рушіїв трактора [1, 5, 8].



Рис. 1.8. Встановлення датчиків кута повороту на ведучі колеса тракторів.

Для визначення крутного моменту на ВВП трактор необхідно обладнати спеціалізованим датчиком-перетворювачем крутного моменту (рис. 1.10) [1].



Рис. 1.9. Датчик-перетворювач крутного моменту на ВВП тракторів модель 425 РТО виробництва фірми Datum Electronics Limited.

На графіку, отриманому під час визначення регуляторної характеристики двигуна трактора (рис. 1.10), з точки G , яка відповідає витраті палива G_{Txx} , кг/год, паралельно осі абсцис відкладають промінь до перетину з кривою графіка

витрати палива. У разі, якщо промінь перетинає графік у 2-х точках (точки A1 і B1 на рис. 1.10), обирають ту з них, яка відповідає виміряній під час дослідження частоті обертання колінчастого вала двигуна n_d (точка $n(A)$ або точка $n(B)$ на рис. 1.10), далі з цієї точки, паралельно осі ординат, відкладається промінь до перетину з графіком експлуатаційної потужності (точка A2 або B2 на рис. 1.10). Значення ординати цієї точки ($N(A)$ або $N(B)$ на рис. 1.10) приймається рівним потужності на самопересування $N_{т.с}$ трактора [6, 7, 9].

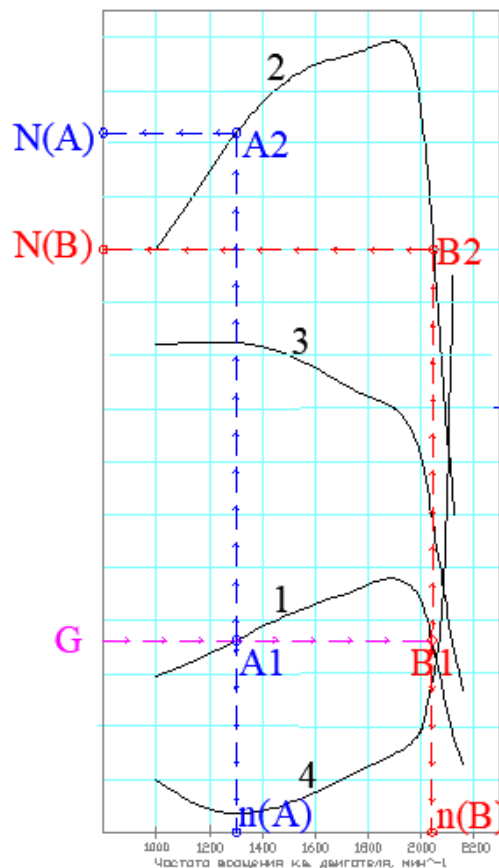


Рис. 1.10. Визначення потужності $N_{т.с}$ за залежністю експлуатаційної потужності двигуна трактора $N_{експ}$, отриманої під час визначення його регуляторної характеристики від годинної витрати палива: 1 – графік витрати палива двигуна у функції частоти обертання к.в.; 2 – графік експлуатаційної потужності двигуна у функції частоти обертання к.в.; 3 – графік крутного моменту у функції частоти обертання к.в.; 4 – графік питомої витрати палива у функції частоти обертання к.в.

Слід зазначити, що потужність на самопересування трактора $N_{т.с}$, кВт, визначена за методом вимірювання витрати пального, не враховує потужності втрат на буксування $N_б$, кВт, оскільки за холстом (без навантаження на тягово-зчіпний пристрій трактора) проїзді буксування ведучих рушіїв занадто мале та приймається таким, що дорівнює нулю [1, 5, 10].

Годинна витрата палива G_T , вимірюється витратоміром (рисунки 1.11, 1.12, 1.13), попередньо встановленими на трактор.



Рис. 1.11. Однопотоковый витратомір палива: 1 – датчик витратоміра; 2 – електронний блок реєстрації сигналів датчика.



Рис. 1.12. Однопоточковий витратомір палива: 1 – датчик витратоміра; 2 – електронний блок реєстрації сигналів датчика [2, 7, 12].



Рис. 1.13. Двопоточковий диференційний витратомір палива: 1 – датчик витратоміра; 2 – електронний блок реєстрації сигналів датчика; 3 – теплообмінник.

Для цілей енергетичної оцінки застосовуються об'ємні витратоміри проточного типу [1], які вбудовують у паливну магістраль системи живлення двигуна (рис. 1.14). Системи живлення сучасних дизельних двигунів доволі широко варіюються за конструкцією, параметрами роботи тощо, але всі вони являють собою роздільну паливну апаратуру, що складається із систем низького і високого тиску. Система низького тиску охоплює паливний бак 1, фільтри

попереднього 2 і тонкого 4 очищення палива, ТННД 3 і паливопроводи низького тиску. Система високого тиску складається з паливного насоса високого тиску 5, форсунок 6 і паливопроводів високого тиску. У паливних апаратурах із насосами-форсунками система високого тиску об'єднана в один корпус для кожного циліндра, а в системах типу «Common Rail» до паливної системи високого тиску, між ПНВТ та форсунками, включено ще один елемент - паливну рампу [12, 13, 14].

Паливо з бака 1 трубопроводами і через фільтр попереднього очищення палива 2, паливним насосом низького тиску 3 подається по паливопроводу до фільтра тонкого очищення палива 4, а з нього - в живильну порожнину насоса високого тиску 5, потім трубопроводом високого тиску в форсунку 6, а з форсунки впорскується в камеру згоряння. Паливний насос низького тиску качає на вхід паливного насоса високого тиску значно більший об'єм палива, ніж витрачається в будь-якому з режимів роботи двигуна, тому надлишок палива з живильної порожнини ПНВТ та після форсунок паливопроводом прямує назад у паливний бак.

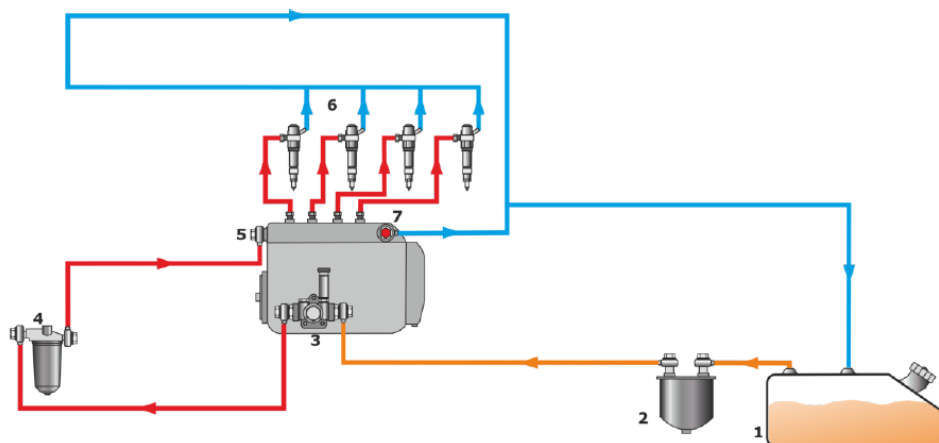


Рис. 1.14. Система живлення дизельного двигуна: 1 – паливний бак; 2 – фільтр грубого очищення палива; 3 – паливний насос низького тиску; 4 – фільтр тонкого очищення палива; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – форсунки.

Для вимірювання витрати палива однопоточковим витратоміром необхідно забезпечити, щоб через вимірювальний датчик протікав тільки той об'єм палива, який споживається двигуном. Для виконання цієї умови потрібна зміна

стандартної схеми подачі палива. Є два можливих варіанти установки однопоточного витратоміра: установка «на розрідження» і установка «на тиск».

При установці витратоміра палива «на розрідження» (рис. 1.15), використовується ділянка паливопроводу між фільтром попереднього очищення і входом паливного насоса низького тиску, а для запобігання виміру об'єму палива, що повертається в бак, схема зворотного трубопроводу змінюється таким чином, що надлишки палива з живильної порожнини ПНВТ подаються на вхід ПНВТ. Винятком з вимірювання надлишків палива після форсунок зазвичай нехтують, вважаючи, що на справних форсунках обсяг палива, що зливається в бак, не перевищує 0,1% від загальної витрати палива. Крім того, для забезпечення роботи такої зміненої паливної системи, на виході ПНВТ необхідно встановити перепускний клапан 9, що дозволяє підтримувати робочий тиск у живильній порожнині ПНВТ. А на виході витратоміра - зворотний клапан 8, який має запобігти протіканню палива через витратомір у зворотному напрямку та знизити вплив гідроудару на роботу витратоміра [3, 5, 7].

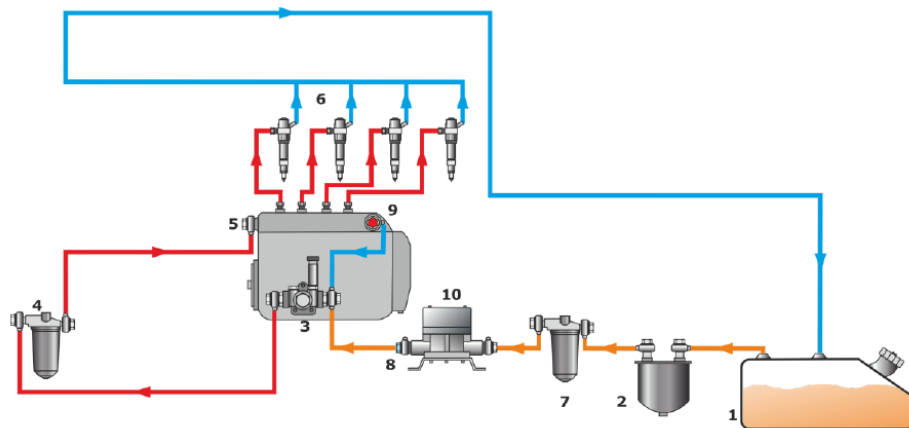


Рис. 1.15. Схема встановлення витратоміра «на розрідження»: 1 – паливний бак; 2 – фільтр попереднього очищення палива; 3 – паливний насос низького тиску; 4 – фільтр тонкого очищення палива; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – форсунки; 7 – додатковий фільтр тонкого очищення; 8 – зворотний клапан; 9 – перепускний клапан; 10 – витратомір [3, 8, 10].

Для встановлення однопоточного витратоміра «на тиск» у паливну систему двигуна (рис. 1.16), необхідно використовувати ділянку паливопроводу

між фільтром тонкого очищення і входом ПНВТ. Зворотну паливну магістраль ПНВТ при цьому необхідно також змінити на циркуляцію по малому колу, проте в цьому випадку, зворотна магістраль з виходу ПНВТ переноситься на вихід з фільтра тонкого очищення палива, а на вихід з ПНВТ встановлюється заглушка. Для забезпечення працездатності паливної системи з такими змінами, на вихід фільтра тонкого очищення палива необхідно поставити перепускний клапан, відрегульований таким чином, щоб він підтримував постійний необхідний тиск на ділянці «фільтр тонкого очищення - вхід паливного насоса високого тиску». Як і в разі встановлення «на розрідження», на вихід витратоміра потрібно також встановити зворотний клапан, а надлишки пального по форсункам не виключаються [2, 7, 9].

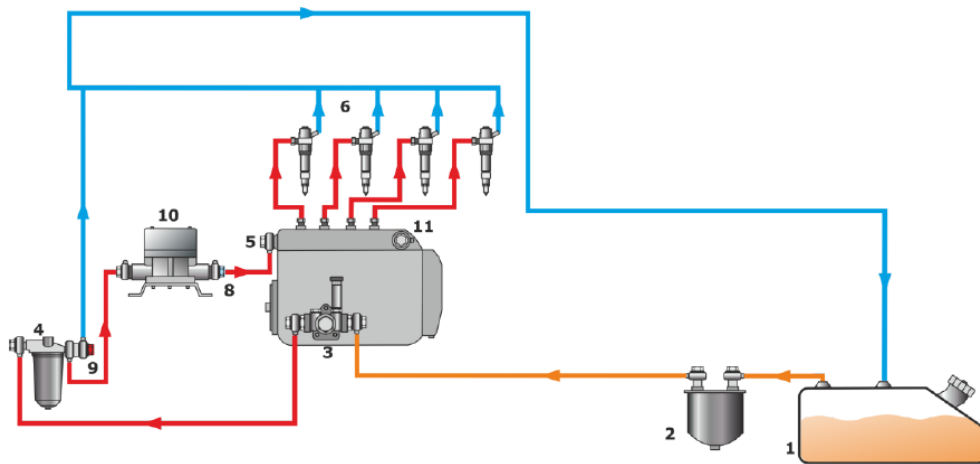


Рис. 1.16. Схема встановлення витратоміра «на тиск»: 1 – паливний бак; 2 – фільтр попереднього очищення палива; 3 – паливний насос низького тиску; 4 – фільтр тонкого очищення палива; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – форсунки; 7 – додатковий фільтр тонкого очищення; 8 – зворотній клапан; 9 – перепускний клапан; 10 – витратомір; 11 – заглушка.

Як видно, обидва описані варіанти підключення вимагають істотної зміни штатної схеми подачі палива двигуна, що призводить до [3, 6, 8]:

- підвищення навантаження на паливний насос низького тиску;
- погіршення охолодження паливного насоса високого тиску;

- порушення температурного режиму палива (паливо в баку не підігрівається, а в живильній порожнині паливного насоса високого тиску, навпаки, надмірно нагрівається, що в першому випадку критично впливає на працездатність трактора за низьких температур навколишнього середовища, а в другому – призводить до зниження потужності двигуна);

- порушення режиму видалення пароповітряної суміші з паливної магістралі та живильної порожнини паливного насоса високого тиску, що призводить до зниження потужності, підвищення нерівномірності або повного припинення роботи двигуна, прискорення виходу з ладу деталей паливної апаратури та кривошипно-шатунного механізму двигуна [4, 9, 11].

Крім того, встановлення витратомірів за цими схемами під'єднання неможливе на паливні системи типу «Common Rail» і, в більшості випадків, на паливні системи з насос-форсунками.

Кращим варіантом є встановлення двох витратомірів: один на подавальну магістраль системи живлення двигуна, а другий - на зливну. У цьому разі витрату палива, спожитого двигуном, розраховуватимуть як різницю між кількістю палива, що пройшла через витратомір, встановлений на паливній магістралі, що подає, та кількістю палива, що повернулася до паливного баку через витратомір, встановлений на зливній магістралі паливної системи і відома залежність набуде вигляду:

$$G_T = 3,6 \frac{(V_1 - V_2)\rho}{t} \quad (1.6)$$

де t – час вимірювання, с;

V_1 і V_2 – об'єм пального, що пройшло через подавальну і зливну магістралі відповідно, за час вимірювання, см³;

ρ – густина пального за стандартної температури, г/см³.

Найчастіше, два витратоміри (на подавальну і зливну магістраль) об'єднують в одному корпусі, такі витратоміри називають двопотоковими або диференціальними. Схеми установки в цьому випадку, також можуть бути «на тиск» або «на розрідження» (рис. 1.17, 1.18). Ці схеми встановлення актуальні і

для варіанта з двома однопотокowymi витратомірами і для варіанта з одним двопотокowym (диференціальним) витратоміром. Різниця полягає в місці під'єднання «подавального» витратоміра («подавальної» секції двопоточного витратоміра), «зливний» же витратомір («зливна» секція двопоточного витратоміра) завжди встановлюється на ділянці зливної магістралі «вихід ПНВТ - паливний бак». Варіант установки «на тиск» застосовується для установки в паливну систему з насос-форсунками, варіант «на розрідження» – тільки для установки в паливну систему типу «Common Rail» [1, 7, 12].

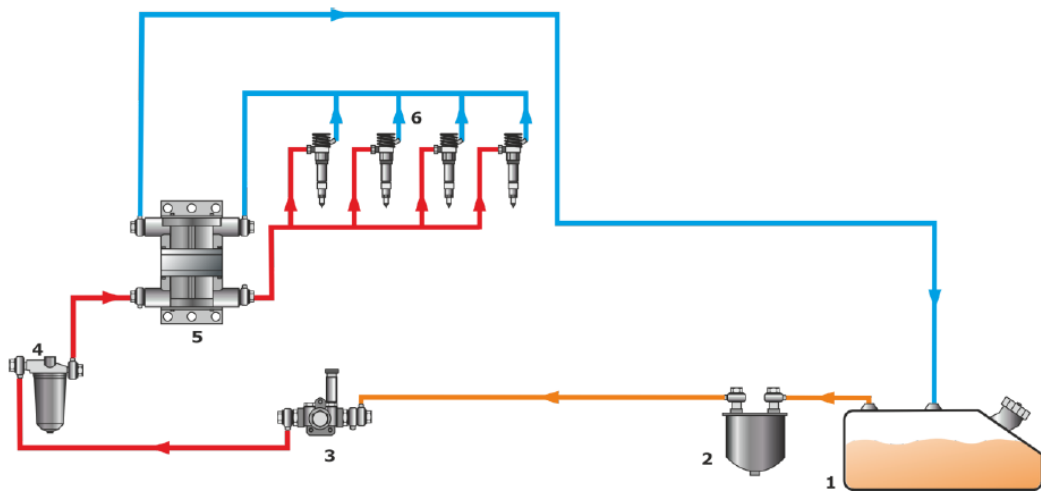


Рис. 1.17. Схема встановлення двопоточного (диференціального) витратоміра «на тиск» у паливну систему з насос-форсунками: 1 – паливний бак; 2 – фільтр попереднього очищення палива; 3 – паливний насос низького тиску; 4 – фільтр тонкої очистки палива; 5 – двопоточний (диференціальний) витратомір; 6 – насос-форсунки [1, 4, 6].

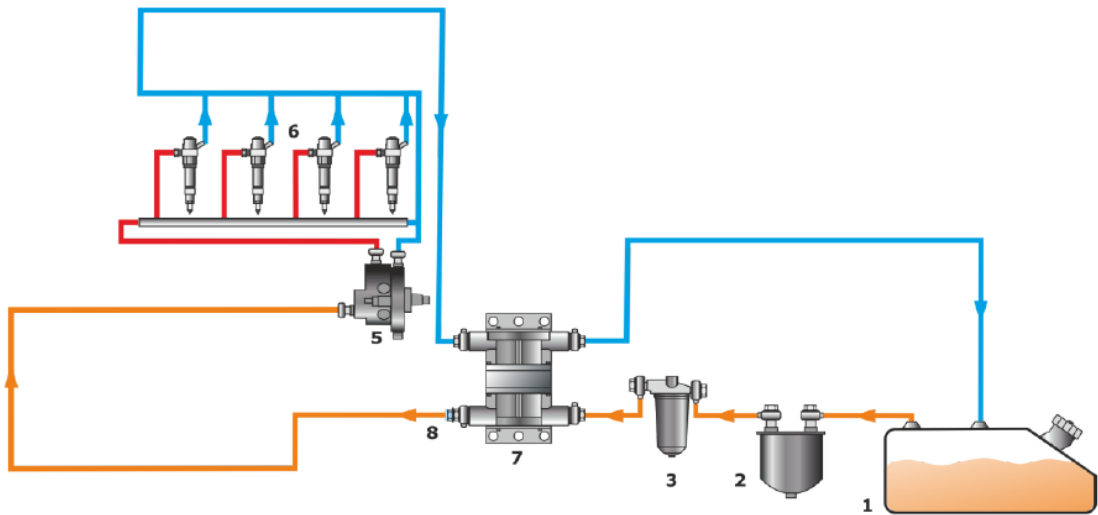


Рис. 1.18. Схема встановлення двопоточного (диференціального) витратоміра «на розрідження» в паливну систему типу «Common Rail»: 1 – паливний бак; 2 – фільтр попереднього очищення палива; 3 – фільтр тонкої очистки палива; 5 – паливний насос високого тиску; 6 – форсунки; 7 – двопотоковий (диференціальний) витратомір; 8 – зворотній клапан [1, 4, 6].

Під час установа двох однопотокових (або одного двопотокового) витратомірів, оскільки не змінюється штатна схема паливної магістралі двигуна, знижуються додаткові навантаження на паливний насос, не змінюються штатні температурні режими палива і деталей паливної апаратури, не відбувається «заповітрювання» паливної магістралі пароповітряною сумішшю, однак і цей спосіб вимірювання витрати палива має суттєві недоліки та обмеження [9]:

1) паливо, що проходить через «подавальний» витратомір (секцію диференціального витратоміра) і через «зливний» витратомір (секцію диференціального витратоміра), має різницю в температурах, яка, за певних умов, може досягати $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ і більше. Відповідно, при значенні температурного коефіцієнта теплового розширення $0,0012\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, помилка в розрахунках різниці в об'ємі палива, що пройшов через «подавальний» і «зливний» витратоміри, може сягати 6 % і більше. За звичайної, для двигунів сільськогосподарських тракторів, продуктивності паливних насосів 200-300 л/год ця помилка може перевищувати 12-18 л/год. Для розв'язання цієї проблеми можуть встановлюватися додаткові

теплообмінники, призначенням яких є зниження різниці в температурах пального, яке надходить на вхід «подавального» і «зливного» витратомірів, вимірювання температури пального у вимірювальній камері витратомірів та внесення відповідних поправок у розрахунок і т. п.;

2) у разі встановлення двох витратомірів, відповідно у 2 рази збільшується похибка визначення кількості палива, витраченого двигуном.

Усі перелічені особливості, пов'язані зі встановленням та експлуатацією витратомірів на трактори, суттєво обмежують, а в певних випадках унеможлиблюють визначення потужності $N_{та}$, кВт, і складових балансу потужності МТА.

Таким чином, можна виокремити три основні наявні методи визначення енергетичних параметрів роботи машинно-тракторних агрегатів [7]:

1) Метод тензометрування. Цей метод встановлює визначення показників тягового та потужностного балансів МТА прямим вимірюванням. На поточний момент цей метод є найточнішим і надає можливість отримання найповнішої кінематично-силової картини роботи МТА, з теоретично необмеженим рівнем поелементної деталізації. Це єдиний з перерахованих методів, що дає змогу визначати не тільки усереднені, а й миттєві значення вимірюваних параметрів без втрати точності. Однак практичне застосування цього методу обмежене складністю і вартістю переобладнання енергозасобу, яка може перевищити вартість самого трактора.

2) Метод буксирування. Цей метод встановлює визначення середнього тягового опору машини і передбачає наявність трактора - «тягача».

Незважаючи на гадану доступність із технічного погляду, цей метод доволі рідко застосовують у чистому вигляді, оскільки він має низьку точність, інформативність і деталізацію процесу, не дає змоги в точності відтворити тягово-динамічну картину самостійної роботи МТА під час виконання технологічних операцій.

3) Визначення показників за витратою палива. Цей метод встановлює визначення середньої за досвід реалізованої потужності двигуна трактора при виконанні технологічного процесу за фактичною витратою пального і передбачає наявність конкретної для використовуваного двигуна залежності між витратою пального і потужністю двигуна. Донедавна цей метод був найпоширенішим у випадках, коли не потрібне визначення динамічного характеру зміни складових тягово-потужнісного балансу машинно-тракторних агрегатів, однак, із дедалі більшим поширенням електронно-керованих паливних систем типу «Common Rail» і систем із насос-форсунками, можливість застосування цього методу стала обмежуватися.

На практиці, в дослідницьких цілях і цілях випробувань, залежно від поставлених завдань, технічних і фінансових можливостей, застосовуються комбінації з перерахованих трьох основних методичних підходів, однак для розв'язання задачі визначення в режимі реального часу навантажувального і швидкісного режиму роботи двигуна МТА, ступеня і потенціалу використання його потужності, не підходить жоден із цих методів, методи витрати пального і буксирування - через неможливість визначення миттєвих значень і динамічної складової вимірюваних параметрів, а метод тензометрування - через складність і високу вартість [1, 4, 6].

Висновки по розділу

1. Висока енергонасиченість сучасних сільськогосподарських тракторів, з одного боку, сприяє розширенню спектра їхнього застосування, підвищує їхню універсальність і продуктивність, а з другого - найчастіше призводить до погіршення паливно-економічних показників роботи МТА через недозавантаження двигуна та висуває підвищені вимоги до забезпечення тягово-зчіпних якостей ходової системи. Погіршення паливної економічності можна уникнути за допомогою маніпуляцій частотою обертання колінчастого вала

двигуна і передавальним відношенням трансмісії, а тягово-зчіпні якості забезпечуються завдяки раціональному баластуванню і встановленню оптимального тиску в шинах трактора.

2. Необхідність виконання всього комплексу сільськогосподарських робіт з відповідною якістю та у встановлені агротехнічні строки в умовах з характеристиками, що широко змінюються (розмір і складність конфігурації ділянки, довжина гону, макро- і мікрорельєф, щільність і вологість ґрунту тощо), вимагає постійної зміни режиму роботи МТА та конфігурації трактора для найефективнішого використання тягово-зчіпних властивостей та енергетичного потенціалу, що забезпечені конструкцією трактора.

3. Для найповнішого використання тягово-зчіпних властивостей та енергетичного потенціалу, закладених у конструкції трактора,

виробники активно розробляють і впроваджують у нові моделі допоміжні та автоматичні функції для комплексної оптимізації режимів роботи, проте для більшості тракторів, що перебувають в експлуатації, вони не доступні. Це призводить до підвищеної витрати пального, негативного впливу рушіїв на ґрунт, збільшення шкідливих викидів в атмосферу і, зрештою, зниження врожайності та збільшення собівартості виробництва сільськогосподарської продукції.

4. Вибір найбільш енергоефективної конфігурації трактора і режиму роботи МТА в поточних умовах, є досить складним завданням, вирішення якого лягає безпосередньо на оператора МТА. Розв'язання цього завдання можна представити у вигляді трьох основних етапів, першим з яких є визначення поточних цільових показників роботи агрегату (ступінь використання потужності двигуна, фактична продуктивність виконуваної операції та відповідність тягово-зчіпних властивостей ходової системи виконуваний операції), другим - розрахунок можливих комбінацій зміни конфігурації та налаштувань режиму роботи, а наостанок - розв'язання задачі оптимізації та вибір варіанта, який найбільше відповідає стратегічному завданню.

5. Якісне вирішення завдання визначення поточних цільових показників роботи МТА неможливе без застосування ефективних методів і засобів інструментального контролю. Методи та засоби визначення енергетичних параметрів роботи МТА, що застосовуються для досліджень і випробувань сільськогосподарської техніки, характеризуються високою точністю, проте, з огляду на багато причин, не можуть бути застосовані під час тривалої експлуатації в реальних умовах.

6. Для вибору найбільш енергоефективної конфігурації трактора та режиму роботи агрегату, оператор повинен мати широкі компетенції, володіти значним математичним та аналітичним апаратом. Відповідно, якість результату має значну частку суб'єктивності та залежить від рівня компетенції оператора, його інформованості та досвіду роботи.

РОЗДІЛ 2

РЕЗУЛЬТАТИ ТА АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Результати експериментальних досліджень залежності тиску наддуву у впускній магістралі двигуна від навантаження на трактор під час виконання технологічної операції

Для оцінки можливості отримання інформації про енергетичні параметри роботи МТА при виконанні технологічного процесу, проведені виміри тиску наддувочного повітря у впускному колекторі двигуна трактора Versatile 2375. Заміри проводилися під час виконання лушення стерні озимої пшениці (перший прохід) дисковою бороною Challenger Sunflower 1435-29 в агрегаті з трактором

Versatile 2375. За еталонний показник брали значення тягового опору, який чинить знаряддя. Значення тиску наддуву і тягового опору реєструвалися синхронно з частотою 20 Гц. Як пристрій реєстрації застосовувалася вимірювальна інформаційна система ІП-264.

На рис. 2.1 представлено ділянку діаграм значень вимірюваних показників, гістограми розподілу (рис. 2.1, 2.2) і графіки спектральних густин (рис. 2.3) на режимі заглиблення робочих органів дискової борони та початку сталого виконання технологічного процесу.

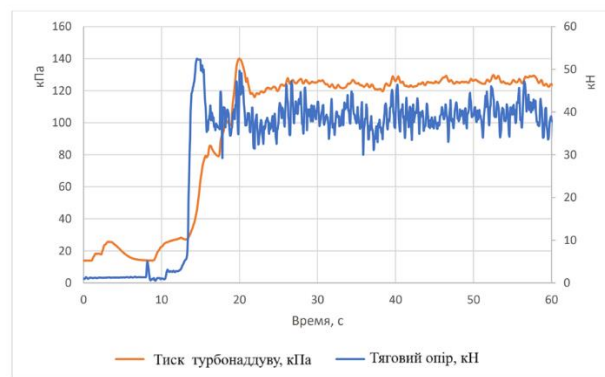


Рис. 2.1. Діаграми значень тягового опору борони Challenger Sunflower 1435-29 і тиску турбонаддуву двигуна трактора Versatile 2375 на луценні стерні озимої пшениці [17].

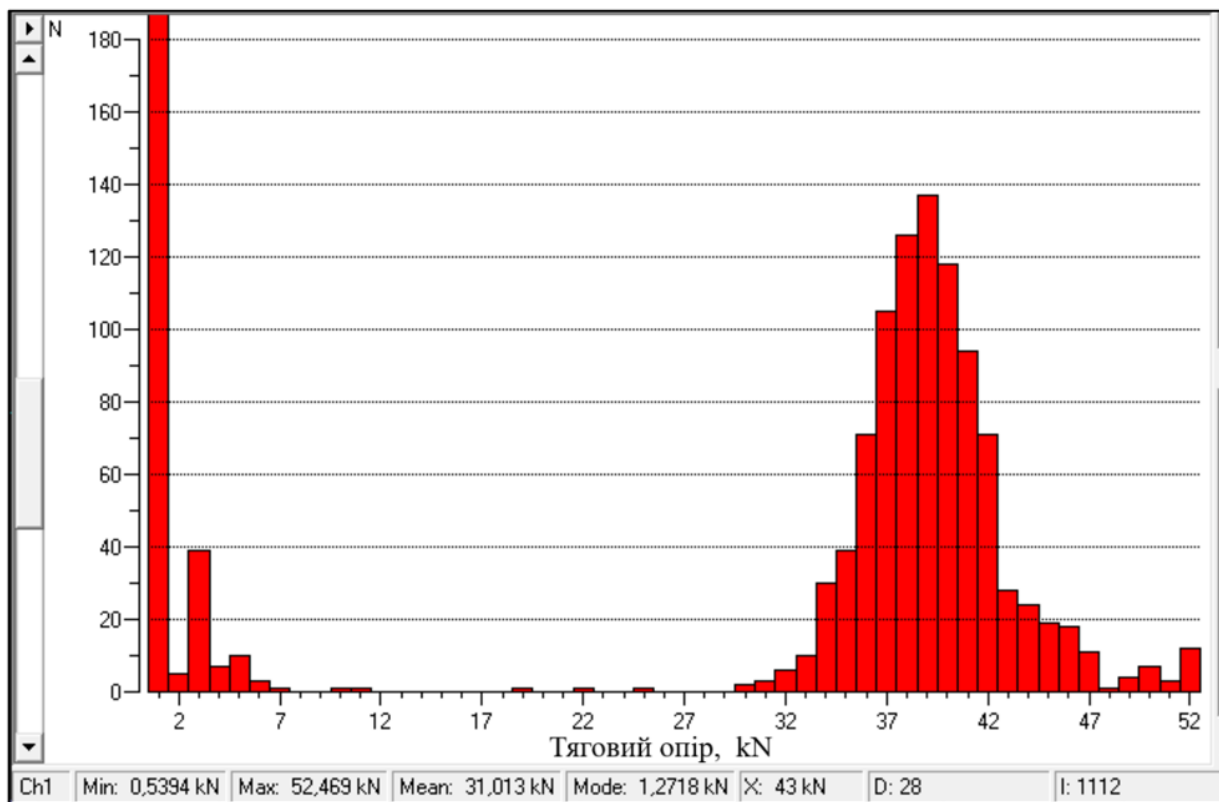


Рис. 2.2. Гістограма розподілу значень тягового опору борони Challenger Sunflower 1435-29 на луценні стерні озимої пшениці [17].

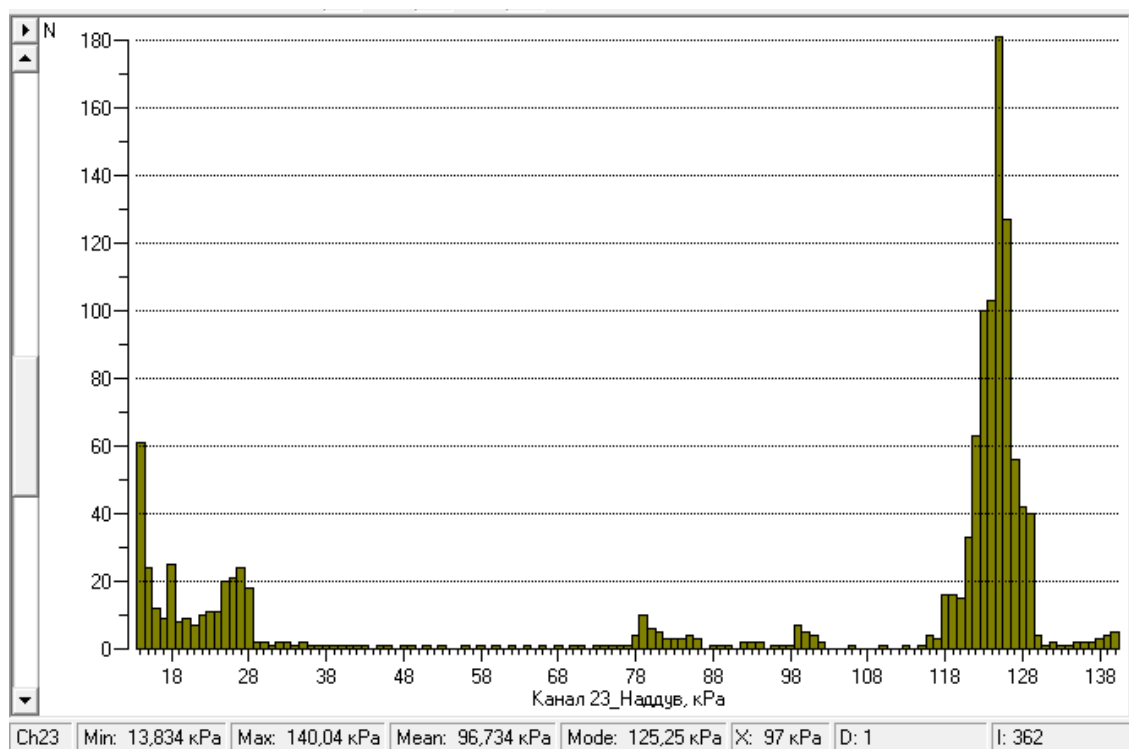


Рис. 2.3. Гістограма розподілу значень тиску наддуву двигуна трактора Versatile 2375 на луценні стерні озимої пшениці [17].

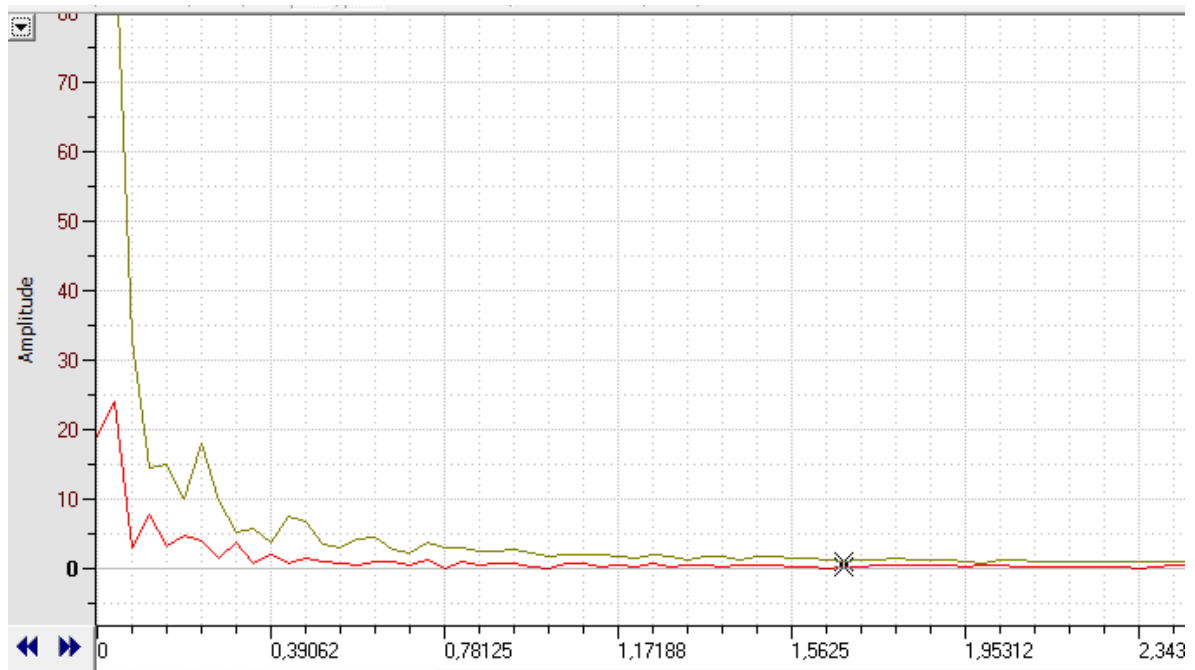


Рис. 2.4. Спектральні щільності зміни тиску наддуву двигуна трактора Versatile 2375 і тягового опору борони Challenger Sunflower 1435-29 на луценні стерні озимої пшениці [17].

У результаті аналізу отриманих даних випливає, що характер зміни значень тиску наддуву досить точно повторює коливання тягового опору, який чинить борона, хоча на режимі заглиблення робочих органів зростання тиску наддуву дещо запізнюється від зростання тягового опору. На сталому режимі роботи, значення тягового опору знаряддя і тиску наддуву трактора підкоряються нормальному закону розподілу [17].

Спектральний аналіз амплітудно-частотних характеристик тягового опору і тиску наддуву показав, що частота значущих впливів не перевищує 2 Гц. Розрахунок даних, отриманих у результаті дослідження, показав, що коефіцієнт кореляції значень тиску у впускному колекторі та тягового опору знаряддя, на режимі динамічного накидання навантаження під час заглиблення робочих органів, склав 0,895 [17].

Отримані результати свідчать про високий ступінь залежності значення тиску наддуву від тягового опору знаряддя і, відповідно, навантаження на двигун трактора [17].

2.2 Порівняльна оцінка результатів визначення енергетичних показників роботи МТА за розробленим і стандартним методами

Порівняльна оцінка нового методу визначення енергетичних показників роботи МТА за тиском наддуву проводилася з метою встановлення збіжності значень тягового опору, отриманого розрахунковим методом та виміряного за допомогою силовимірювального тензорезисторного датчика Мерадат К-20Г-10-СЗ [17].

Заміри проводили під час виконання дискового лушення пожнивних залишків кукурудзи (другий прохід) дисковою бороною Challenger Sunflower 1435-29 в агрегаті з трактором Versatile 2375 (рис. 2.5) [17].



Рис. 2.5. Дискова борона Challenger Sunflower 1435-29 в агрегаті з трактором Versatile 2375 на лушенні пожнивних залишків кукурудзи [17].

Коротку технічну характеристику трактора Versatile 2375 (Канада) подано в табл. 2.1, коротку технічну характеристику дискової борони Challenger Sunflower – у табл. 2.2 [17].

Таблиця 2.1 – Коротка технічна характеристика трактора Versatile 2375

Найменування показника	Значення показника
Тип рушія	колiсний
Номинальна потужність двигуна, л.с.	375
Робочий об'єм двигуна, л	10,8
Число передач вперед/назад	12/4
Ємність паливного бака, л	875
Оберти ВВП, об/хв	1000
Продуктивність гідросистеми, л/хв.	170
Довжина/висота трактора, мм	6750/3720
Колія, мм:	
- зовнішні колеса	3260
- внутрішні колеса	1830
Дорожній просвіт, мм	430
Маса, кг	11690

Таблиця 2.2 – Коротка технічна характеристика дискової борони Challenger Sunflower 1435-29 [17].

Найменування показника	Значення показника
Тип виробу	причіпна дворядна
Агрегатування	кл. 6-7
Робоча швидкість руху, км/год	до 13
Ширина захвату, м	8,9
Маса, кг	7390
Глибина обробки ґрунту, см	до 15
Кут атаки, ...°	
- переднього ряду	20
- заднього ряду	19
Тип рами	Х-подібна
Підвіска дисків до рами	батарейна
Тип дисків	сферичні суцільні
Кількість рядів дисків, шт.	2
Кількість дисків, шт.	82
Діаметр диска, мм	610
Навантаження на диск, кг	90

Для розрахунку енергетичних і паливно-економічних показників роботи МТА за тиском наддуву, на випробувальному стенді було отримано регуляторні та комбіновану характеристики двигуна Cummins QSM-11 (рис. 2.6, 2.7).

Діаграми значень тягового опору борони, тиску наддуву і потужності двигуна, розрахованої за регуляторною характеристикою, представлено на рис. 2.8.

Результати порівняльної оцінки нового методу визначення енергетичних показників роботи МТА за тиском наддуву подано в табл. 2.3.

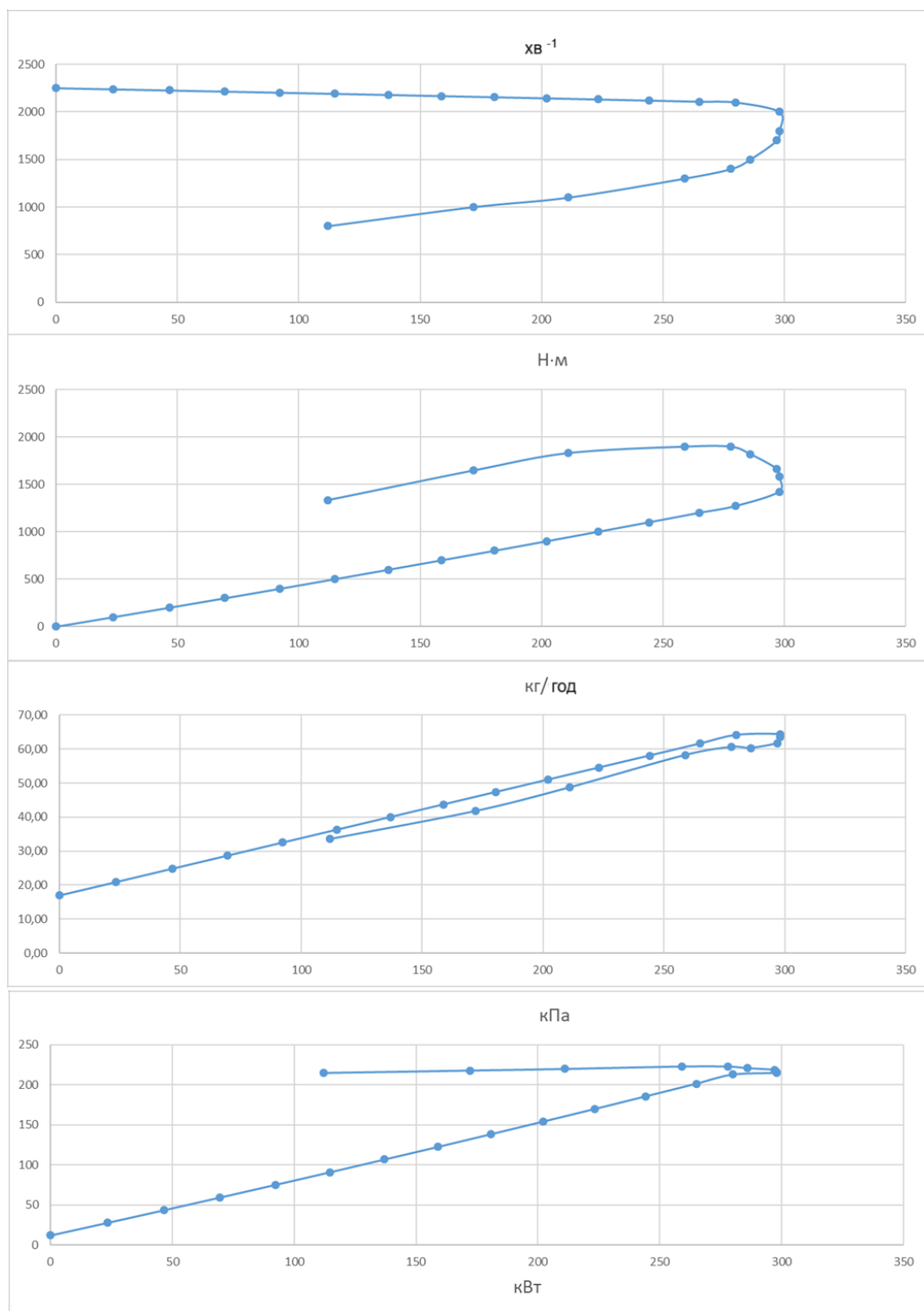


Рис. 2.6. Регуляторні характеристики двигуна Cummins QSM-11.

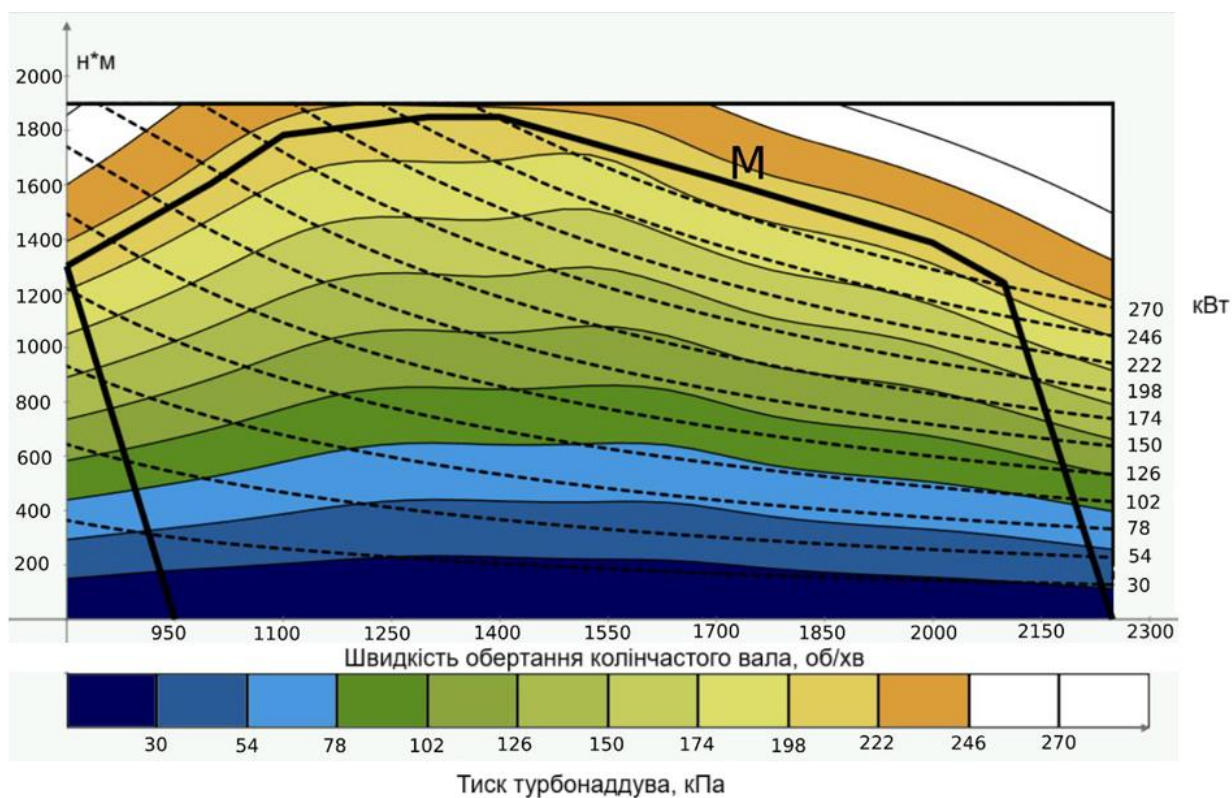


Рис. 2.7. Комбінована характеристика двигуна Cummins QSM-11.

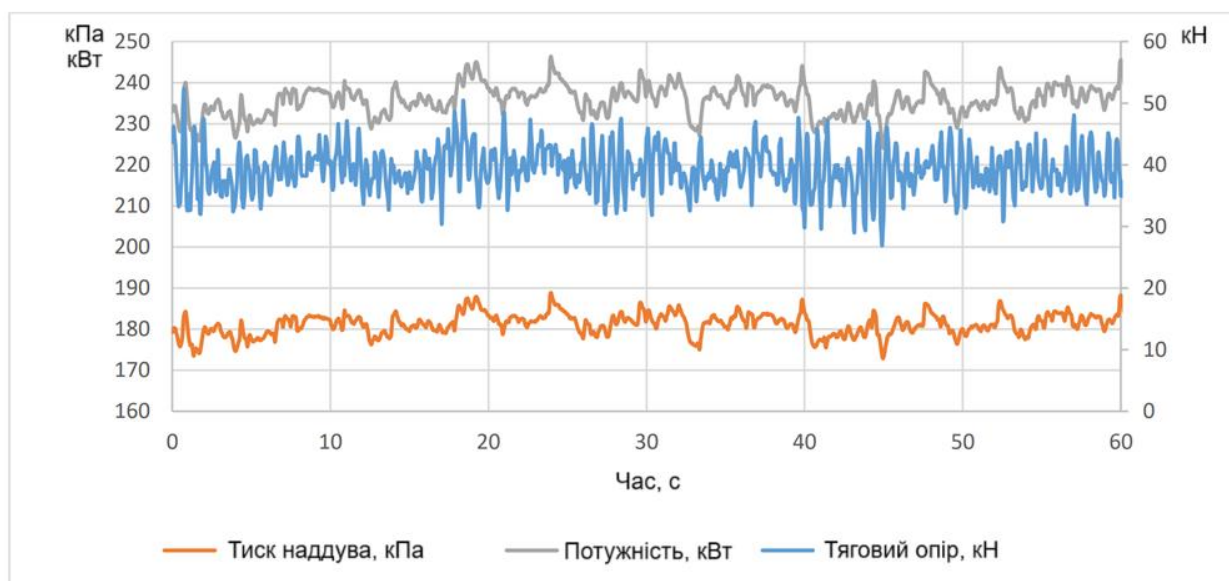


Рис. 2.8. Діаграми значень тягового опору борони Challenger Sunflower 1435-29, тиску наддуву та розрахункової потужності двигуна трактора Versatile 2375 на лущенні пожнивних решток кукурудзи (другий слід).

Таблиця 2.3 – Результати оцінки точності нового методу визначення енергетичних показників МТА за тиском наддуву

Показник	Значення показника по методу	
	По тиску наддуву	Тензометрування
Марка машини	Борона дискова Challenger Sunflower 1435-29	
Агрегатування	Versatile 2375	
Вид роботи	Лущення пожнивних залишків кукурудзи, другий слід	
Дата, місце виконання роботи	Житомирська область	
Поступальна швидкість руху агрегату, км/год	11,9	11,9
Робоча ширина захвату, м	7,8	7,8
Продуктивність агрегату, га/год		
- основного часу	9,3	9,3
- змінного часу	-	-
Середня глибина ходу робочих органів, см	6,7	6,7
Тиск наддуву під час основної роботи, кПа:		
- середнє	181,29	-
- середньоквадратичне відхилення	2,51	-
Тяговий опір, кН		
- середній	37,39	39,28
- середньоквадратичне відхилення		3,48
Витрата палива, кг/год		
- за 1 годину основного часу	58,1	-
- за 1 годину змінного часу	-	-
Потужність, кВт:		
- споживана машиною	127,39	129,8
- споживана агрегатом:		
- середнє	238,31	-
- середньоквадратичне відхилення	3,50	-
- споживана на самопересування трактора, кВт	110,92	-
Питомі енергозатрати, МДж/га	269,38	

За результатами проведення порівняльної оцінки нового методу визначення енергетичних показників роботи МТА за тиском наддуву можна зробити висновки про високу збіжність значень енергетичних показників роботи МТА, отриманих новим і стандартними методами.

Розбіжність між значенням тягового опору, отриманим розрахунковим методом за вимірними значеннями тиску наддуву, і значенням тягового опору, отриманим за опору, отриманим прямими вимірюваннями, становила 1,86 %. Водночас порівняльна оцінка показала, що новий метод дає змогу отримати значно повнішу картину потужнісних і паливно-економічних показників роботи МТА, ніж стандартний метод вимірювання тягового опору. На відміну від стандартного методу розрахунку енергетичних показників роботи МТА за витратою палива [2], новий метод дає змогу визначати динамічну складову енергетичних параметрів роботи МТА та їхні миттєві значення в реальному режимі часу.

2.3 Застосування методу визначення завантаження двигуна за тиском наддуву для вибору оптимального режиму роботи МТА

Для аналізу енергоефективності обраного механізатором режиму роботи МТА Versatile 2375 + Challenger Sunflower 1435-29 на луценні пожнивних залишків кукурудзи, використовувалися комбіновані характеристики двигуна Cummins QSM-11, що представлена у поданні значень питомої витрати пального в координатах частоти обертання та крутного моменту двигуна (рис. 2.9). На діаграму значень питомої витрати палива також накладено ізолінії рівних потужностей (пунктирні лінії на рис. 2.9) і графік зовнішньої характеристики крутного моменту, який визначається настройками регулятора і обмежує область можливої роботи двигуна (лінія М рис. 2.9).

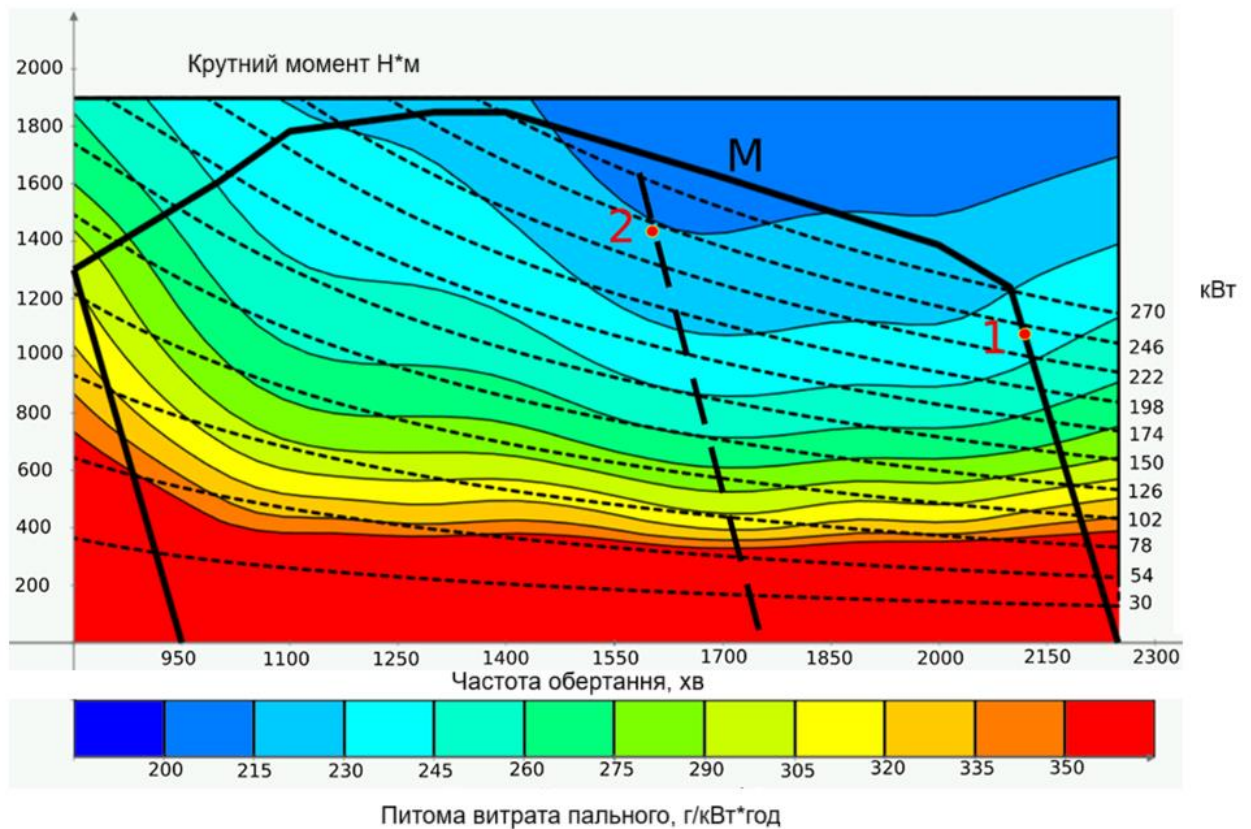


Рис. 2.9. Комбінована характеристика двигуна Cummins QSM-11.

Під час роботи трактора на 4 передачі середнього діапазону, положенні акселератора, що відповідає максимальній частоті обертання (робота за зовнішньою характеристикою, лінія М), середній поступальній швидкості руху 11,9 км/год і споживаній потужності 238,31 кВт, режим роботи двигуна відповідає точці 1 на рис. 2.9. Частота обертання колінчастого вала двигуна при цьому становить 2130 хв^{-1} , а питома витрата палива – $244 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$. На рисунку 56 видно, що дана потужність (з не меншим запасом крутного моменту, що забезпечує роботу без виходу на коректорну ділянку характеристики), забезпечується при зниженні частоти обертання до 1400 хв^{-1} , але за більш низької питомої витрати пального (мінімум питомої витрати пального для даної потужності відповідає частоті обертання 1600 хв^{-1} і складає $203 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$ (точка 2 на рис. 2.9)).

Приймаючи буксування рушіїв постійною величиною і знаючи розрахункові швидкості руху на передачах за номінальної частоти обертання, можливо розрахувати, що при переході на 1 передачу підвищеного діапазону і

одночасному зниженні частоти обертання колінчастого вала до 1600 хв^{-1} , буде забезпечуватися та сама поступальна швидкість $\approx 12 \text{ км/год}$.

Таким чином, розрахунки показують, що за альтернативного режиму роботи слід очікувати підвищення паливної економічності на 17% за збереження продуктивності. Для перевірки розрахункових даних, було проведено експлуатаційно-технологічну оцінку (ЕТО) роботи агрегату на альтернативному режимі.

Експеримент показав, що агрегат стійко виконує технологічний процес на розрахунковому режимі. Порівняльні результати ЕТО на базовому та альтернативному режимі наведено в таблиці 10.

Таблиця 2.4 – Результати ЕТО під час роботи агрегату на базовому та альтернативному режимі.

Показник	Значення показника на режимі:	
	базовий	альтернативний
Марка машини	Борона дискова Challenger Sunflower 1435-29	
Агрегатування	Versatile 2375	
Вид роботи	Лущення пожнивних решток кукурудзи, другий слід	
Дата, місце виконання роботи	Житомирська область	
	10.09.2024	10.09.2024
Робоча швидкість руху агрегату, км/год	11,9	12,1
Робоча ширина захвату, м	7,8	7,8
Продуктивність агрегату, га/год:		
- основного часу	9,3	9,5
- змінного часу	7,5	7,6
Середня глибина ходу робочих органів, см	6,8	6,8
Питома витрата палива за 1 год змінного часу, кг/га	5,7	5,0
Питомі енерговитрати, МДж/га	245,78	215,60

Експлуатаційно-технологічна оцінка показала, що застосування альтернативного режиму дало змогу знизити енерговитрати на виконання технологічної операції на 12 %.

2.4 Результати експериментальних досліджень розробленого методу інструментального контролю швидкості руху та буксування коліс трактора

Експериментальні дослідження нового методу визначення буксування проводилися при виконанні луцення стерні соняшнику (другий прохід) дисковою бороною КДК-9 в агрегаті з трактором К-700А (рис. 2.10). На тракторі було встановлено шини 28,1R26, роботу виконували на III діапазоні 2-ї передачі.



Рис. 2.10. Підготовка агрегату К-700А+КДК-9 для проведення польового експерименту

Вимірювання проводилися на зазначеній ділянці поля довжиною 800 м. Перший прохід здійснювався агрегатом із заглибленими робочими органами (без тягового навантаження), і з невеликим зсувом у бік від обробленої ділянки (це було зроблено для того, щоб під час робочого проходу колеса трактора рухалися не по ущільненій колії). Другий прохід (робочий) відбувався під час виконання технологічного процесу. Приклад треку, зареєстрованого в процесі польового експерименту приймачем GNSS і перетвореного у формат *.kml представлений на рис. 2.11.

На рис. 2.12 представлено діаграму значень фактичної та теоретичної швидкості, отриманих за новим методом визначення буксування на заліковій ділянці прямолінійного руху протяжністю 800 м. На діаграмі видно, що первинні дані характеризуються істотним розкидом і наявністю випадкових викидів (рис. 2.13, 2.14). Тому, під час подальшого опрацювання, первинні дані піддавалися

медіанній фільтрації з розміром плаваючого вікна 10 значень. Результати фільтрації також представлено на рис. 2.12.

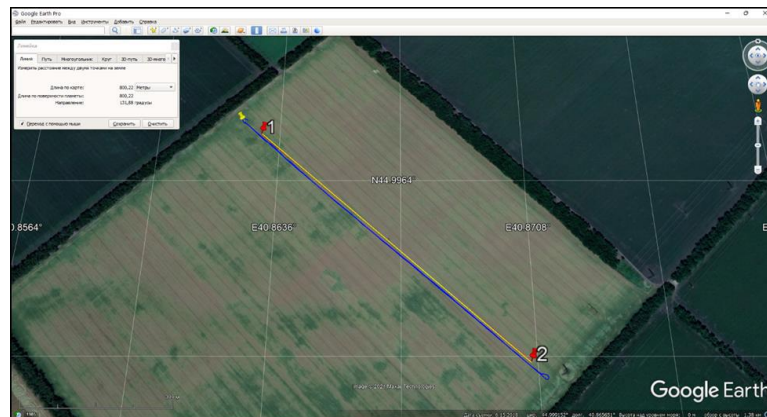


Рис. 2.11. Робочий прохід агрегату під час проведення польового експерименту.

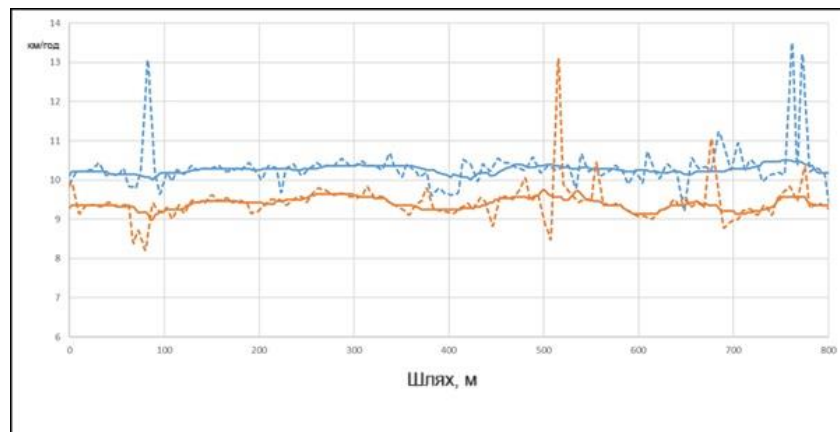


Рис. 2.12 Результати визначення теоретичної та фактичної швидкостей руху агрегату.

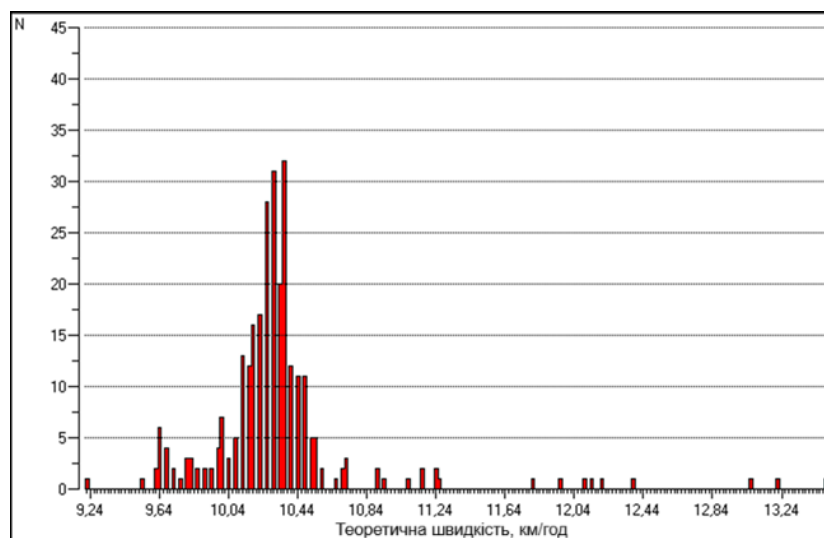


Рис. 2.13. Гістограма розподілу виміряних значень теоретичної швидкості.

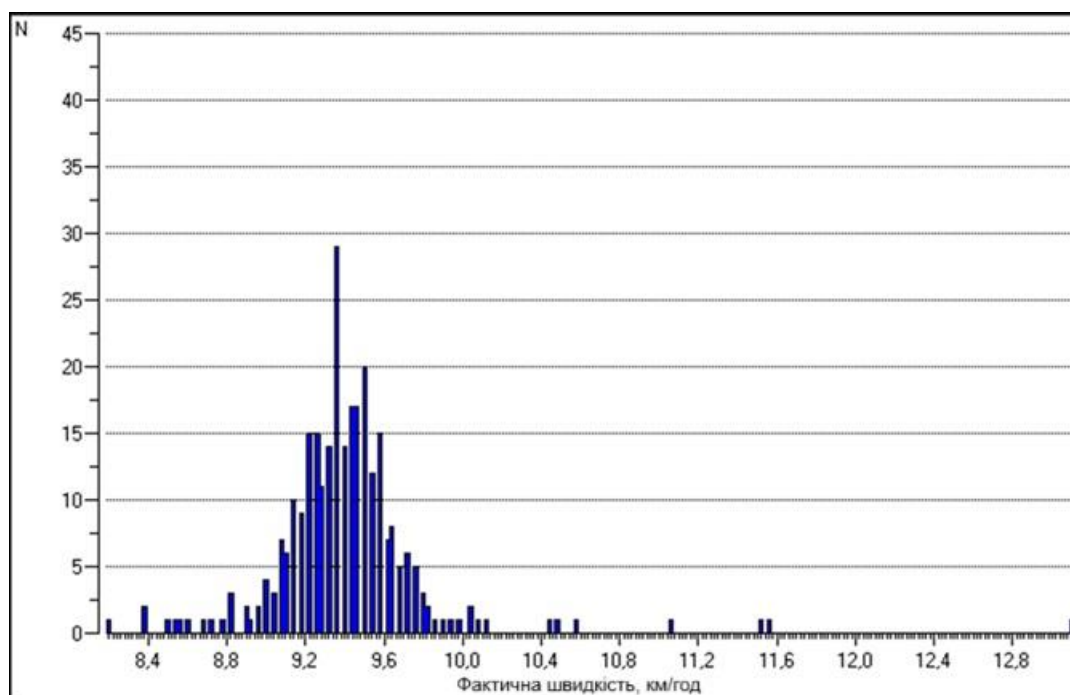


Рис. 2.14. Гістограма розподілу виміряних значень фактичної швидкості

Підсумкові результати опрацювання первинних даних і значення буксування трактора, визначені за новим методом і відповідно до ISO 789-9, подано на рис. 2.15.

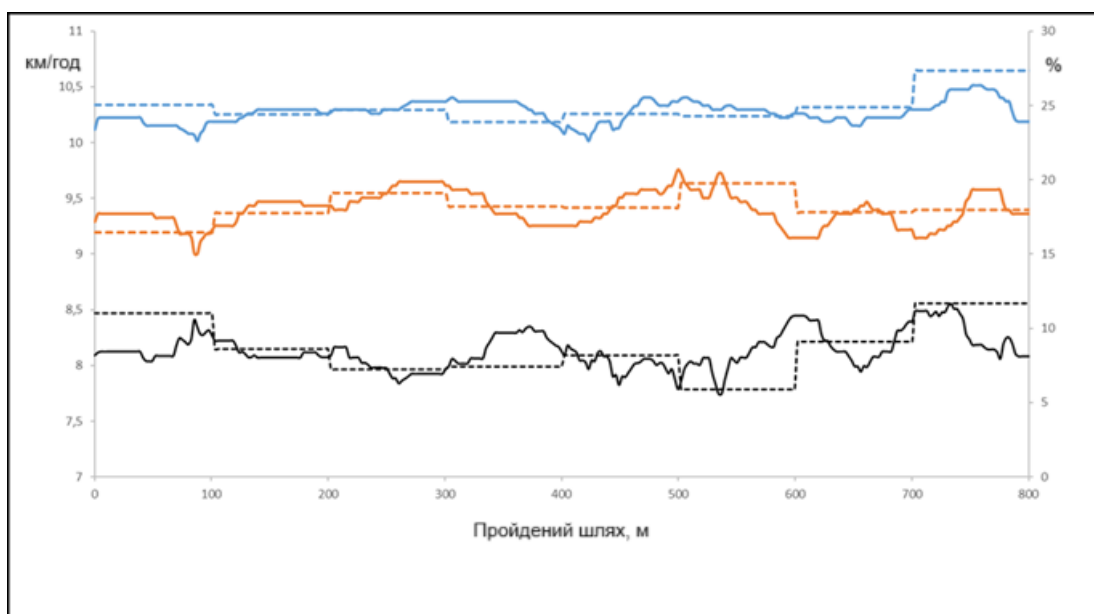


Рис. 2.15. Підсумкові результати визначення буксування за стандартним методом ISO 789-9 і новим методом.

Аналіз результатів, представлених у таблиці 11, показує, що найбільша збіжність результатів, отриманих різними методами, спостерігається починаючи

з інтервалу 400 метрів. Максимальне відхилення результатів вимірювання буксування не перевищило 1,51 %. Однак можна помітити, що розкид значень, отриманих за допомогою розробленого методу, є малим. залежить від довжини інтервалу усереднення, на відміну від значень, отриманих методом ISO. Таким чином підтверджуються результати теоретичних розрахунків і моделювання точності вимірювань.

За результатами експериментальних досліджень можна зробити висновок про працездатність розробленого методу визначення буксування рушіїв тракторів із застосуванням одночастотних приймачів GNSS і достатню точність методу для застосування у звичайній експлуатації.

На відміну від загальноприйнятих методів, застосування нового методу дає змогу споживачеві отримувати інформацію про поточне буксування трактора безпосередньо під час виконання сільськогосподарських операцій.

Висновки за розділом

Результати експериментальних досліджень дають змогу зробити висновки про правильність теоретичних розрахунків, проведених під час розробки методу визначення енергетичних показників МТА за допомогою вимірювання тиску наддуву. Розроблений метод забезпечує необхідну точність інструментального контролю пов'язаних енергетичних показників в умовах звичайної експлуатації МТА і, порівняно із загальноприйнятими методами, є більш доступним та інформативним.

Результати експериментальних досліджень підтвердили достатню точність визначення як фактичної швидкості, так і буксування рушіїв трактора за допомогою приймача ГНСС за розробленим методом і показали його переваги порівняно із загальноприйнятими.

Експериментальні дослідження підтвердили можливість підвищення енергоефективності виконання сільськогосподарських операцій, за рахунок

вибору режиму роботи МТА і конфігурації трактора, розрахованих на основі моніторингу цільових показників роботи МТА за допомогою розроблених методів.

Матеріали, отримані в результаті проведених досліджень, дають змогу обґрунтувати технічні та метрологічні вимоги до розробки телеметричної системи підвищення енергоефективності МТА під час виконання сільськогосподарських операцій.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ЗРАЗКА ТЕЛЕМЕТРИЧНОЇ СИСТЕМИ ТА ПЕРЕВІРКА У ВИРОБНИЧИХ УМОВАХ

3.1. Розроблення експериментального зразка телеметричної системи «Персональний асистент механізатора»

Розроблену концепцію і структурну схему було реалізовано у вигляді експериментального зразка апаратно-програмного комплексу «Персональний асистент механізатора» (рис. 3.1), який складається з п'яти телеметричних датчиків тиску (позиція 1 на рис. 3.1), реєструвального блока-трансмітера (позиція 2 на рис. 3.1) і смартфона (позиція 3 на рис. 3.1).

Один датчик тиску встановлюється на впускний колектор двигуна трактора, а чотири інші - вимірюють тиск у шинах ведучих коліс трактора (за необхідності, наприклад, у разі встановлення спарених коліс, кількість датчиків може бути збільшено до восьми). За допомогою кабелю, до реєстратора-трансмітера під'єднують сигнал зі штатного датчика швидкості обертання колінчастого вала двигуна, або сигнал з однієї з невикористаних обмоток електричного генератора (клемма W). Додатково, є можливість під'єднання п'єзоелектричного датчика вимірювання швидкості обертання колінчастого вала двигуна. Живлення датчиків тиску здійснюється за допомогою знімних елементів, живлення реєстратора-трансмітера - від бортової електричної мережі трактора. Під час роботи, реєстратор-трансмітер отримує дані від датчиків тиску радіоканалом 433 МГц і датчика швидкості обертання колінчастого вала двигуна дротовим інтерфейсом, здійснює їх первинне опрацювання і через мережу Wi-Fi передає на смартфон оператора.



Рис. 3.1. Експериментальний зразок апаратно-програмного комплексу «Персональний асистент механізатора»

Для вимірювання тисків використовуються автономні телеметричні датчики MY5J фірми Deelife. Для монтажу датчика MY5J на патрубок магістралі турбонаддуву двигуна трактора, був розроблений спеціальний адаптер (рис. 3.2).

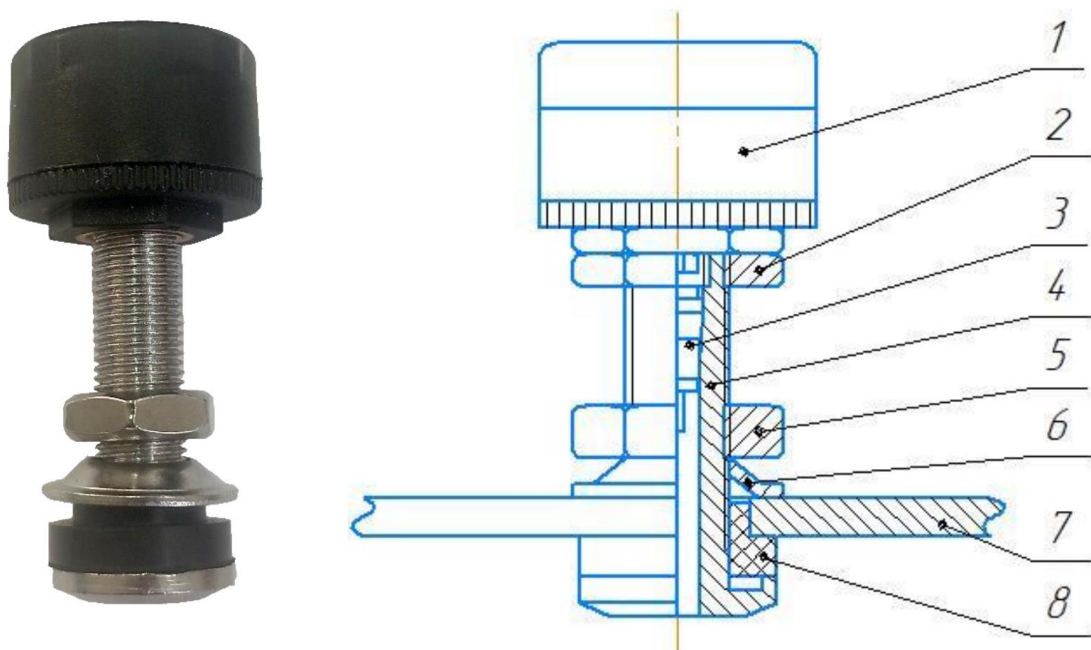


Рис. 3.2 Монтаж датчика MY5J на магістраль турбонаддуву двигуна.

Адаптер складається з корпусу 4, кільця ущільнювача 8, притискної шайби 6 і гайки 5. Всередину корпусу адаптера вкручується запірний штифтовий клапан 3, який дає змогу підтримувати герметичність магістралі за необхідності демонтажу датчика 1.

Для монтажу адаптера в стінці патрубку 7 необхідно просвердлити отвір діаметром 12 мм, потім вставити зсередини патрубка адаптер з ущільнювальним кільцем 8, встановити притискну шайбу 6 і закріпити адаптер у патрубку за допомогою гайки 5. Контрируюча гайка 2 призначена для запобігання самоскручуванню датчика під час роботи.

Для збирання, первинного оброблення та подальшого передавання даних від датчиків було доопрацьовано блок-реєстратор вимірювальної системи ІП-296 (рис. 3.3). Блок містить радіомодуль 433 МГц, модуль частотомір для вимірювання швидкості обертання колінчастого вала, мікропроцесор і радіомодуль Wi-Fi. Керування блоком-трансмітером здійснюється за допомогою вбудованого програмного забезпечення

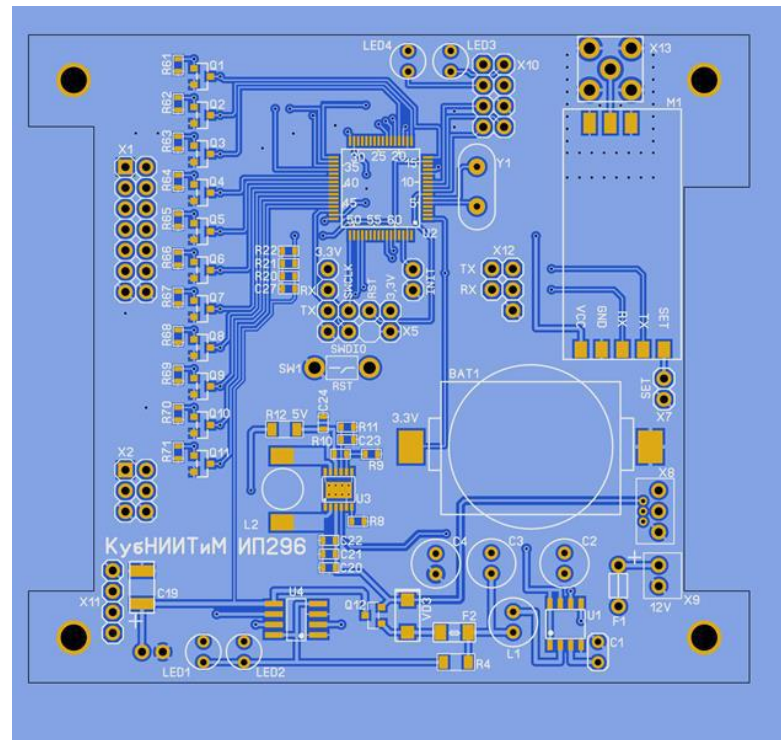


Рис. 3.3 Доопрацьована друкована плата вимірювальної системи ІП-296.

Фактична швидкість руху визначається за допомогою GPS-приймача смартфона користувача. Для керування роботою системи розроблено програмне забезпечення «Розумний помічник тракториста» (рис. 3.4).

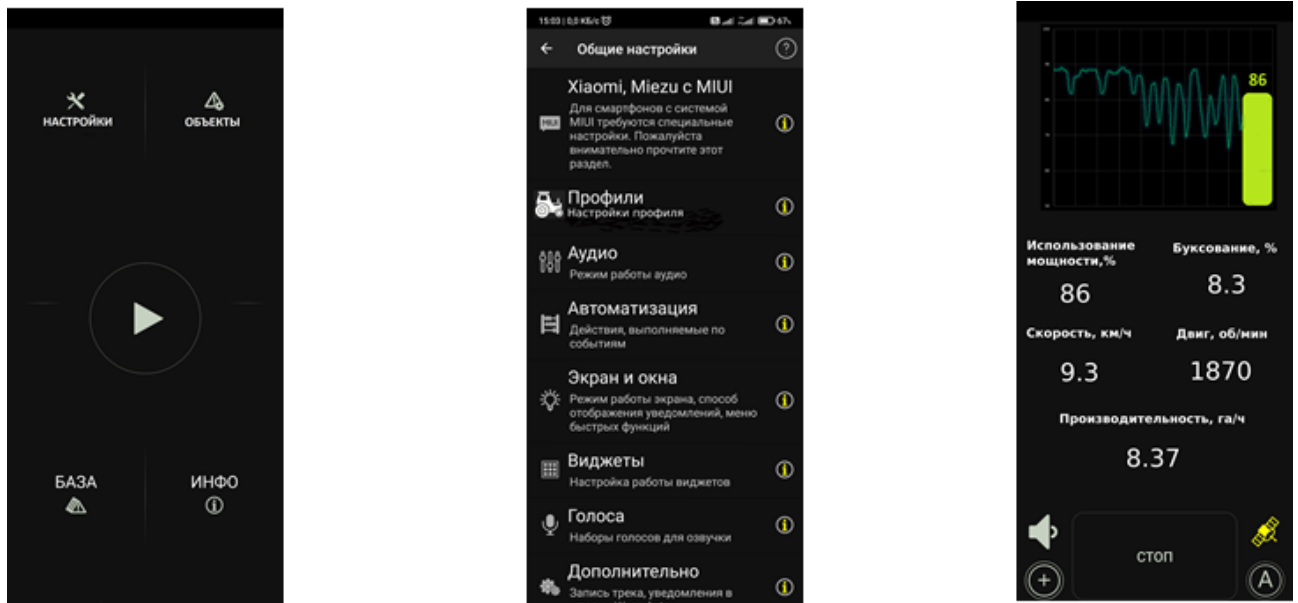


Рис. 3.4. ПЗ «Розумний помічник тракториста»

Для роботи системи, після монтажу всіх елементів, що входять до неї, на трактор, користувачеві необхідно виконати низку обов'язкових налаштувань і калібрувань. На першому етапі слід вказати марку трактора. На поточний момент, вбудована база даних містить понад 300 моделей тракторів найвідоміших виробників. За наявності моделі трактора користувача в базі, всі необхідні для роботи системи дані обираються з бази автоматично, проте, користувач має можливість прийняти їх для роботи, або вказати самостійно (в цьому випадку дані, отримані від користувача, після перевірки можуть бути використані для актуалізації наявної бази). У разі відсутності моделі трактора користувача в базі даних, йому буде запропоновано в діалоговому режимі внести необхідну інформацію (мінімально-достатню для роботи кількість інформації можна отримати з посібника з експлуатації трактора).

На наступному етапі користувачеві слід вказати інформацію, характерну для даного конкретного трактора (маса, кількість і розташування баластних вантажів, параметри і марка шин, кількість коліс на кожній осі). Після внесення всієї необхідної інформації користувачем, система запропонує виконати низку калібрувань вимірювальних датчиків. Усі калібрування виконуються в напівавтоматичному діалоговому режимі, система пропонує користувачеві виконати низку дій за певних умов, на основі інтелектуальних алгоритмів

визначає точність дотримання пропонованих інструкцій, набирає необхідну кількість вимірювань і розраховує калібрувальні коефіцієнти.

Для більш коректної роботи системи необхідно також налаштувати профілі машинно-тракторного агрегату. Для цього необхідно внести в налаштування системи параметри сільськогосподарських знарядь, з якими працюватиме трактор. Насамперед вказується тип знаряддя, його марка, ширина захвату, спосіб з'єднання з трактором (навішування на 1, 2 або 3 точки, тяговий гак). Як і у випадку з налаштуваннями трактора, інформація про низку сільськогосподарських знарядь міститься в базі даних, що поповнюється.

Після виконання всіх необхідних налаштувань і калібрувань система готова до роботи. Під час кожного ввімкнення, система визначає наявність під'єднаних датчиків, наявність необхідної інформації про трактор і наявність калібрувальних даних. Після цього система пропонує користувачеві налаштувати профіль машинно-тракторного агрегату (вибрати з наявних або, за необхідності, додати новий) і вказати запланований вид робіт.

Під час роботи система автоматично визначає ступінь завантаження двигуна [3], ступінь трансмісії трактора, буксування коліс, фактичну швидкість руху, продуктивність виконання робіт [6]. Крім того, у міру набору даних, отриманих під час експлуатації, система може автоматично визначати межі полів користувача, їхні макрорельєфні параметри, будувати карту твердості ґрунту (під картою твердості ґрунту в даному разі слід розуміти енергетичний аспект, тобто опірність ґрунту обробітку).

На підставі цих даних, система визначає потенційну можливість підвищення енергоефективності виконуваної операції, наприклад, можливість підвищення продуктивності або зниження витрат пального за рахунок переходу на більш ефективний режим роботи двигуна. За наявності такої можливості, система інформує користувача про доступність більш ефективних налаштувань роботи агрегату і пропонує вжити низку заходів (змінити ступінь трансмісії,

обмежити або збільшити швидкість обертання колінчастого вала двигуна, змінити баластування або тиск у шинах трактора).

3.2 Експериментальна перевірка телеметричної системи «Персональний асистент механізатора»

Перевірку працездатності експериментального зразка телеметричної системи «Персональний асистент механізатора» проводили на полях ТОВ «Полісся» Овруцького району, Житомирської області під час висівання озимої пшениці сівалкою John Deere 455 в агрегаті з трактором John Deere 8420 (рис. 3.5).



Рис. 3.5. Зернова сівалка John Deere 455 в агрегаті з трактором John Deere 8420 на посіві озимої пшениці.

Оцінювання працездатності пристрою проводили методом порівняння експлуатаційно-технологічних показників роботи агрегату під час виконання сільськогосподарської операції на базовому режимі в поточній конфігурації трактора і на режимах, рекомендованих пристроєм. Для проведення порівняльної оцінки, після встановлення на трактор пристрою (рис. 3.5-3.7) і проведення необхідних налаштувань і калібрувань, агрегат було запущено в роботу на звичайному режимі на 10-му ступені трансмісії.



Рис. 3.6. Встановлення реєстратора-трансмітера на трактор John Deere 8420



Рис. 3.7. Встановлення датчика тиску наддуву на тракторі John Deere 8420

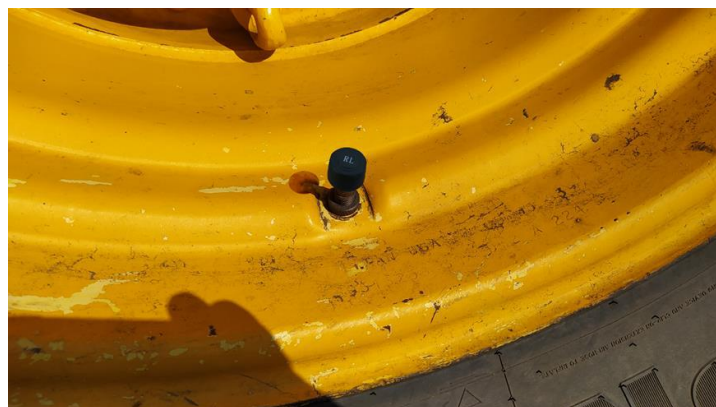


Рис. 3.8. Встановлення датчиків тиску в шинах на трактор John Deere 8420

Після того як перевірка роботи на рекомендованих режимах показала стійке виконання технологічного процесу, було визначено експлуатаційно-технологічні показники на кожному з них. Експлуатаційно-технологічну оцінку проводили на полі ТОВ «Полісся» Овруцького району Житомирської області. Одна половина поля була засіяна на режимі підвищеної продуктивності, друга половина – на режимі підвищеної паливної економичності. Діаграму швидкості

руху агрегату представлено на рис. 3.9. Результати експлуатаційно-технологічної оцінки представлені в таблиці 3.1.

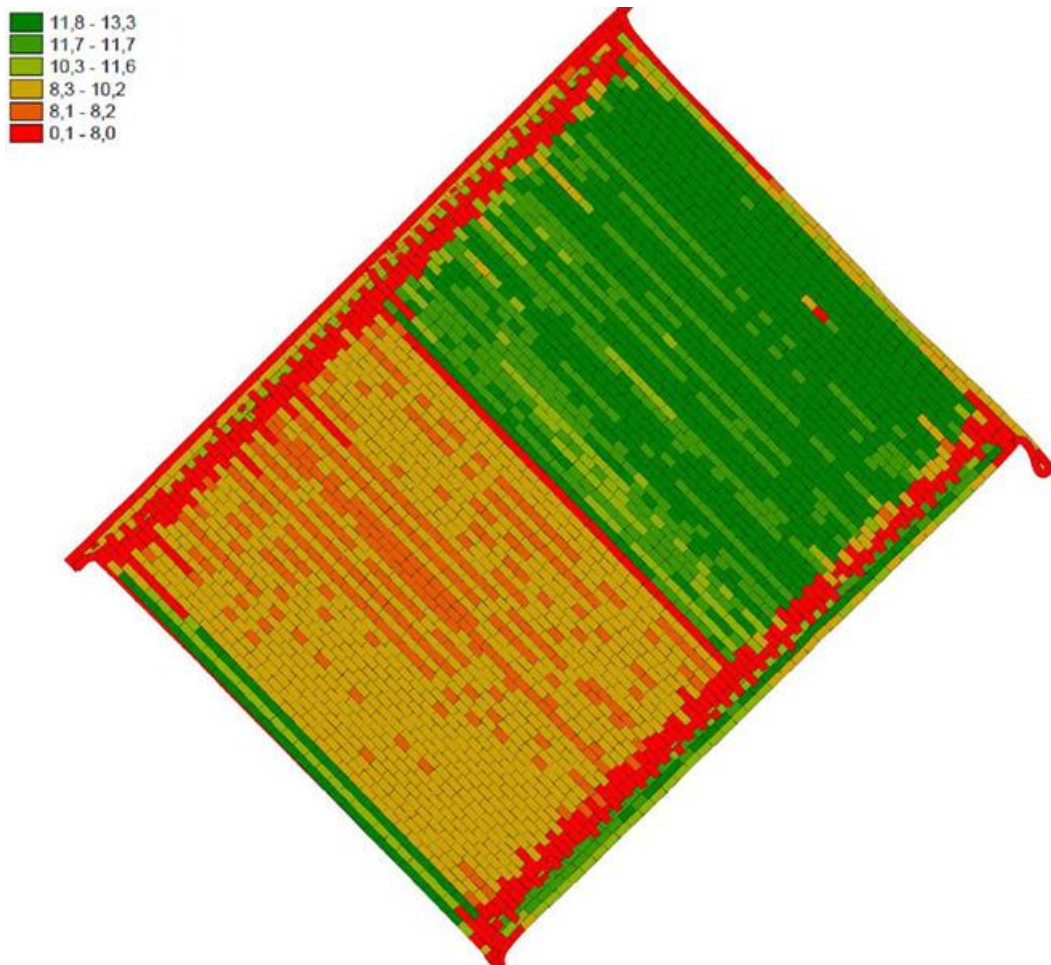


Рис. 3.9. Діаграма швидкості руху агрегату John Deere 8420 + John Deere 455 під час висівання озимої пшениці на альтернативних режимах

За результатами експлуатаційно-технологічної оцінки роботи агрегату видно, що обидва варіанти зміни режиму роботи, рекомендовані пристроєм, призвели до підвищення енергоефективності виконання операції сівби озимої пшениці агрегатом John Deere 8420 + John Deere 455. У варіанті-1, продуктивність основного часу збільшилася на 16 % порівняно з базовим режимом і становила 11,621 га/год. Питомі енерозатрати при цьому знизилися на 12 % і склали 122,720 МДж/га за змінний час. При налаштуванні режиму роботи відповідно до варіанта 2 рекомендацій, при збереженні базової швидкості руху і продуктивності (10,304 га/год основного часу в альтернативному варіанті та

10,004 га/год у базовому варіанті), питомі енерговитрати знизилися на 14% порівняно з базовим варіантом і склали 119,615 МДж/га.

Таблиця 3.1 – Результати ЕТО під час роботи агрегату на альтернативних режимах

Показник	Значення показника	
	Варіант 1	Варіант 2
Склад агрегату	трактор + сівалка	
Марка агрегату	John Deere 8420 + John Deere 455	
Період проведення оцінки	Вересень 2024	
Місце проведення оцінки	Овруцький район, Житомирської області	
Культура	Озима пшениця	
Технологічна операція	Посів озимої пшениці	
Режим роботи:		
- швидкість руху, км/год	12,853	9,722
- робоча ширина захвату, м	10,61	10,61
Продуктивність за 1 год часу, га/год:		
- основного	11,622	10,308
- технологічного	6,822	6,049
- змінного	5,787	5,081
Питома витрата палива за змінний час, кг/га	2,847	2,775
Питомі енергозатрати, МДж/га	122,722	119,616
Експлуатаційно-технологічні коефіцієнти:		
- робочих ходів	0,852	0,852
- технологічного обслуговування	0,692	0,693
- надійності технологічного процесу	1	1
- використання технологічного часу	0,588	0,588
- використання змінного часу	0,499	0,494
Кількість обслуговуючого персоналу	1	1

Висновки по розділу

Результати теоретичних та експериментальних досліджень методів інструментального контролю ступеня використання потужності двигуна, швидкості руху та буксування коліс трактора, а також алгоритмів розрахунку та вибору оптимального режиму роботи МТА та конфігурації трактора, реалізовано у вигляді експериментального зразка телеметричної системи «Персональний асистент механізатора».

Модульна телеметрична структурна схема, реалізована у вигляді експериментального зразка апаратно-програмного комплексу «Персональний асистент механізатора», забезпечує зручність для користувача, універсальність і надійність в експлуатації. Високий потенціал удосконалення та розширення функціональності комплексу може бути реалізовано лише за рахунок внесення змін до програмного забезпечення і не потребує внесення змін до апаратної складової.

Включення до схеми опрацювання даних алгоритмів самонавчання, що ґрунтуються на виявленні емпіричних закономірностей зміни параметрів роботи МТА, істотно розширює можливості застосування телеметричної системи для підвищення енергоефективності роботи машинно-тракторних агрегатів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Аналіз методів і засобів контролю й оптимізації використання потужності трактора засвідчив, що найефективнішими та найдоступнішими інструментами раціонального й інформативного оптимізування потенціалу й технічних можливостей сільськогосподарських тракторів зі ступінчастими трансмісіями та низьким ступенем автоматизації є:

оптимізація частоти обертання колінчастого валу двигуна та передавального відношення – забезпечує зниження витрат пального до 25% при збереженні продуктивності й якості технологічного процесу;

зміна та оптимізація частот обертання двигуна і передавальних відношень – забезпечує зниження витрат пального до 25% за збереження продуктивності і якості технологічного процесу.

На основі моніторингу цільових показників за допомогою пропонованих методів, обґрунтовано технічні та метрологічні вимоги до розроблення телеметричної системи підвищення енергоефективності МТА під час виконання сільськогосподарських робіт.

Розроблений експериментальний зразок телеметричної системи «Персональний асистент механізатора» на підставі оцінювання комбінацій налаштувань керування та поточних параметрів роботи машинно-тракторного агрегату надає операторові оптимальні рішення, що дало змогу забезпечити зниження енерговитрат у межах 15...30 МДж/га та підвищити енергоефективність виконання сільськогосподарських операцій на 12...14 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білоус В. Г. Підвищення енергоефективності сільськогосподарської техніки: монографія. Київ: Агропромвидав, 2019. 245 с.
2. Гринько О. В. Основи проектування енергоощадних систем для машинно-тракторних агрегатів. Харків: Видавництво ХНТУСГ, 2020. 192 с.
3. Борак К. В., Куликівський В. Л. Матеріалознавство та технологія конструкційних матеріалів. Ч. 1: Теоретичні основи матеріалознавства : навч. посіб. Житомир : Поліський нац. ун-т, 2024. 101 с.
4. Євдокимов В. М. Модернізація тракторних двигунів з метою підвищення енергоефективності. Одеса: ОДАУ, 2018. 178 с.
5. Rogovskii I.L., Titova L.L., Trokhaniak V.I., Borak K.V., Lavrinenko O.T., Bannyi O.O. Research on a grain cultiseeder for subsoil-broadcast sowing. INMATEH. Agricultural Engineering. 2021. Bucharest. Vol. 63. No.1. P. 385-396.
6. Захарченко П. С. Аналіз енергоефективності машинно-тракторних агрегатів. Технічний прогрес в аграрному секторі. 2021. №3. С. 34–42.
7. Карпенко І. В. Методи оцінки енергоефективності технологічних процесів у сільському господарстві. Житомир: Полісся, 2017. 156 с.
8. Кривенко М. М. Використання альтернативних джерел енергії для машинно-тракторних агрегатів. Вінниця: ВНАУ, 2019. 203 с.
9. Литвиненко О. В. Комплексний підхід до оцінки енергоефективності сільськогосподарських машин. Вісник аграрної науки. 2020. №12. С. 45–51.
10. Мартинюк С. М. Енергозберігаючі технології в агропромисловому комплексі: навчальний посібник. Львів: ЛНУП, 2021. 248 с.
11. Міністерство аграрної політики та продовольства України. Методичні рекомендації з підвищення енергоефективності в агропромисловому секторі. Київ: Мінагрополітики, 2019. 62 с.

12. Борак К. В. Комплексний підхід підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.05.11 / Поліський національний університет, м. Житомир. 2021. 380.
13. Сердюк Л.І. Використання енергозберігаючих технологій при експлуатації машинно-тракторних агрегатів. Дніпро: ДДАЕУ, 2020. 210 с.
14. Zhang, X., Li, J., Wang, Y. Energy efficiency evaluation for agricultural machinery using multi-criteria analysis // International Journal of Agricultural Sustainability. – 2020. – Vol. 18, №4. – P. 293–306.
15. Borak, K.V. Impact of the Form Factor of the Abrasive Particles of the Soil on the Intensity of the Tilling Machines Tools Wear. 2020. Available online: <https://works.vntu.edu.ua/index.php/works/article/view/560>.
16. Куликівський В.Л., Маринін М.О. Підвищення паливно-енергетичної ефективності МТА за рахунок вибору оптимального режиму роботи. Сучасні вектори розвитку аграрної науки: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (ХДАЕУ, 17-18 вересня 2024 року). Херсон: ХДАЕУ, 2024. С. 364-367.
17. Куликівський В.Л., Маринін М.О. Результати експериментальних досліджень залежності тиску наддуву у впускній магістралі двигуна від навантаження на трактор під час виконання технологічної операції. Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2024 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2024. С. 309-311.
18. Куликівський В.Л., Маринін М.О. Підвищення паливно-енергетичної ефективності МТА за рахунок вибору оптимального режиму роботи. XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві». (01-18 жовтня 2024 р.). <http://animal-conf.inf.ua/conf.html> (дата звернення 01.12.2024).