

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти
магістр

на тему: «Покращення паливної економічності колісного трактора з
комбінованим регулятором швидкості»

КРМ.133ГМмд_21.11.000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
*«Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва»*
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
ступеня вищої освіти *магістр*
групи 133ГМмд_21
ТАРАСЕНКО Лідія

Керівник: канд. техн. наук, доцент
ХАРАК Руслан

Полтава – 2026 року

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 4 розділів, 32 рисунків, 9 таблиць, 26 використаних джерел, 79 сторінок.

Об'єкт розробки – процес формування швидкісних характеристик в комбінованому регуляторі паливного насоса високого тиску УТН-5, який встановлюється на трактор ПМЗ-6.

Предмет розробки – підвищення паливної економічності колісного трактора.

Постановка актуальної технічної задачі – розробка комбінованого регулятора паливного насоса високого тиску із зміною режимів регулювання.

Мета кваліфікаційної роботи магістра – підвищення паливної економічності колісного трактора шляхом удосконалення паливоподачі паливного насоса високого тиску УТН-5 при застосуванні комбінованого всережимно-однорежимного регулятора з переключенням режимів регулювання.

Практичне значення кваліфікаційної роботи магістра – принципова схема і конструкція комбінованого всережимно-однорежимного регулятора паливного насоса УТН-5, одержана на базі серійного всережимного регулятора

У **першому розділі** присвячений огляду та аналізу комбінованих регуляторів паливоподачі для автотракторних дизелів колісних тракторів.

У **другому розділі** представлена методика кінематичного аналізу комбінованого всережимно-однорежимного регулятора паливного насоса УТН-5.

У **третьому розділі** наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень.

У **четвертому розділі** було приділено увагу питанням охорони праці, екологічної експертизи та економічної ефективності розробок.

Практичні результати роботи – розроблено принципову схему і конструкцію комбінованого регулятора паливного насоса УТН-5, визначені швидкісні характеристики паливоподачі на всіх режимах.

Рекомендації щодо використання результатів роботи – виведено аналітичні залежності, що описують положення дозуючого органу керування подачею палива в залежності від виду регулювання.

Сфера застосування результатів роботи – автотракторні дизелі.

Ілюстраційна частина кваліфікаційної роботи – 8 аркушів.

Результат перевірки тексту пояснювальної записки на плагіат за допомогою сервісу "StrikePlagiarism",: унікальність тексту – 65%.

АНОТАЦІЯ

Метою роботи є підвищення паливної економічності колісного трактора шляхом удосконалення паливоподачі паливного насоса високого тиску УТН-5 при застосуванні комбінованого регулятора з переключенням режимів регулювання. Проведено аналіз технічного рівня існуючих регуляторів швидкості та розроблено принципову і конструктивну схему комбінованого регулятора з переключенням режимності роботи тракторного дизеля. Проведено лабораторні та дорожні експериментальні дослідження комбінованого регулятора. Визначено техніко-економічну ефективність проведеного дослідження.

КОМБІНОВАНИЙ РЕГУЛЯТОР, ДИЗЕЛЬ, ПАЛИВНИЙ НАСОС, ЦИКЛОВА ПОДАЧА ПАЛИВА, ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА.

ANNOTATION

The aim of the work is to increase the fuel efficiency of a wheeled tractor by improving the fuel supply of the high-pressure fuel pump UTN-5 when using a combined regulator with switching of regulation modes. An analysis of the technical level of existing speed regulators was carried out and a principle and design scheme

of a combined regulator with switching of the tractor diesel engine operation mode was developed. Laboratory and road experimental studies of the combined regulator were carried out. The technical and economic efficiency of the conducted research was determined.

COMBINED REGULATOR, DIESEL, FUEL PUMP, CYCLIC FUEL SUPPLY, SPEED CHARACTERISTIC.

ЗМІСТ

	ст.
ВСТУП8
1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ10
1.1. Класифікація регуляторів паливних насосів високого тиску10
1.2. Огляд схем і конструкцій комбінованих регуляторів11
1.3. Результати досліджень комбінованих регуляторів на дизелях колісних тракторів23
1.4. Мета та задачі досліджень27
2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ28
2.1 Схема регулятора ПНВТ рядного типу з штатним регулятором28
2.2 Принципова схема комбінованого регулятора з переключенням режимів регулювання31
2.3 Методика експериментальних досліджень33
2.3.1 Мета і програма експериментальних досліджень33
2.3.2 Об'єкти досліджень34
2.3.3 Обладнання для експериментальних досліджень35
2.3.4 Методика лабораторних досліджень39
2.3.5 Методика експлуатаційних досліджень40
2.3.6 Обробіток результатів досліджень42
3 РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ43
3.1 Розрахунок регулятора43
3.2 Результати лабораторних досліджень48
3.3 Паливно-швидкісні характеристики трактора ПМЗ-654
4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК60
4.1 Екологічна експертиза60
4.2 Охорона праці63

4.2.1	Значення охорони праці.	.63
4.2.2	Аналіз формування травмонебезпечних ситуацій	.65
4.2.3	Технічний регламент та вимоги безпеки при використанні тракторів	.69
4.3	Економічна ефективність впровадження результатів роботи у виробництво	.71
	ВИСНОВКИ	.76
	СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.	.77

ВСТУП

Зниження витрати палива транспортними засобами з двигунами внутрішнього згорання є одним з найважливіших завдань у розробці двигунів. Це особливо стосується вантажних автомобілів і колісних тракторів з дизельними двигунами, ефективність яких у нестабільному режимі роботи є досить низькою.

Одним із способів зниження витрати палива дизельних двигунів тракторів є оптимальне пристосування системи автоматичного регулювання оборотів до відповідних умов експлуатації, відповідно від виду с.-г. робіт.

Використання регуляторів обертів для всіх режимів роботи с.-г. тракторів і комбайнів необхідне для автоматичного підтримання необхідної швидкості руху машинно-тракторного агрегату (МТА) як у номінальному, так і в режимі часткового навантаження, незалежно від змінного навантаження. До таких польових робіт належать, наприклад, оранка, сівба зернових, промислових і овочевих культур, механізована посадка і збір овочів, а також міжрядкова обробка.

Для кожного технологічного процесу визначаються оптимальні обороти. У дизельних двигунах легкових автомобілів використовуються всережимні та дворежимні регулятори. Останні автоматично регулюють тільки мінімальні та максимальні обороти колінчастого вала; між цими значеннями водій безпосередньо керує дизельним двигуном. Відомо, що тип регулятора має значний вплив на витрату палива, екологічність та динаміку руху трактора. До 50 % робочого часу сільськогосподарські колісні трактори використовуються в режимі часткового навантаження для транспортних робіт. Використання всережимних регуляторів на тракторах і комбайнах забезпечує надмірну подачу палива при перехідних процесах і, як наслідок, до підвищеної витрати палива. Дослідження багатьох авторів доводять, що використання однорежимних (ОР) або дворежимних (ДР) регуляторів у мобільних

транспортних засобах є більш вигідним. Тому були розроблені комбіновані регулятори для колісних тракторів, які забезпечують всережимне (ВР) регулювання під виконання польових робіт, де потрібно точно дотримуватися агротехнічної частоти обертання мобільного транспортного засобу, та ОР або ДР регулювання під час транспортних робіт, де частота обертання сильно коливається.

1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Класифікація регуляторів паливних насосів високого тиску

Аналіз схем і конструкцій комбінованих регуляторів для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) описана в роботі [1]. У ній представлена класифікація регуляторів швидкості за такими ознаками:

- за типом сенсорного елемента;
- за принципом роботи;
- за діапазоном режимності регулятора.

Залежно від діапазону режимності регулятори поділяються на:

- всережимні регулятори (ВР-регулятори), які забезпечують автоматичне регулювання заданої швидкості в усьому діапазоні роботи;

- дворегимні регулятори (ДР-регулятори), які забезпечують стабільну роботу при мінімальній частоті обертання на холостому ході та обмежують максимальну частоту обертання дизельного двигуна;

- однорежимні регулятори (ОР-регулятори), які працюють тільки в одному діапазоні частоти обертання (обмежують тільки максимальну частоту обертання). Однак у цій роботі аналізуються регулятори, які забезпечують тільки один тип регулювання частоти обертання.

Традиційно при виробництві двигунів використовуються регулятори, які забезпечують регулювання у всіх режимах роботи, у двох режимах роботи або в ОР режимі роботи. Це стосується вітчизняної практики. Однак для більш ефективного використання автоматичної системи регулювання необхідно поєднувати зазначені типи регулювання. Проте не завжди комбіновані регулятори відповідають сучасним вимогам. Наприклад, у деяких з них тип регулювання можна змінити лише шляхом демонтажу регулятора та заміни компонентів. Такий принцип є неприйнятними, зокрема, для колісних тракторів. Тому потрібні регулятори, в яких зміна режимів регулювання

здійснюється без демонтажу та вимкнення дизеля. Запропонована класифікація регуляторів двигунів внутрішнього згоряння наведена на рис. 1.1 і дозволяє аналізувати та вибирати автоматичну систему регулювання.

1.2. Огляд схем і конструкцій комбінованих регуляторів

Для дизельних двигунів тракторів професори П.І. Андрусенко та К.Є. Долганов запропонували гідравлічний регулятор, який забезпечує хід кривих крутного моменту дизельного двигуна при часткових обертах відповідно до гіперболічного закону з ОР регулюванням.

Схема однопоршневого насоса 1ПГ4 з комбінованим гідравлічним регулятором наведена на рис. 1.2 [2]. Головними елементами регулятора є: шестерний насос 16, відцентровий чутливий елемент, що складається з ротора 9 з важелем 10, приводний механізм з робочим циліндром 1 з поршнем 4 і пружиною регулятора 5. Поршень з'єднаний з дозувальним клапаном 2. Важіль розташований в отворі ротора таким чином, що його центр ваги зміщений відносно осі обертання ротора. На поверхні важеля знаходиться виїмка, краї якої частково закривають отвори вхідного 14 і вихідного 13 каналів в валу ротора.

Отвори 13 і 14 розташовані таким чином, що поперечний переріз вхідного отвору зменшується, а вихідного отвору збільшується, коли вага котушки зміщується відносно осі ротора. Під вагою котушки встановлена пружина 11. Зубчастий насос подає паливо у вхідний канал 14, тиск у якому регулюється клапаном 15. З каналу 14 паливо надходить у вхідний канал 14, а потім через осьовий канал у корпус 12 сенсорного елемента. Частина палива повертається до насоса через випускний канал 13. Як тільки двигун досягає номінальної частоти обертання, поршень 4 рухається під дією потоку палива, стискаючи регульовальну пружину 5 і активуючи подачу палива. Це забезпечує ОР регулювання при максимальній частоті обертання.

Рисунок 1.2 – Принципова схема комбінованого гідравлічного регулятора одноплунжерного насоса 1ПГ4

Щоб забезпечити регулювання в усьому діапазоні оборотів, попереднє натягнення пружини регулятора 5 підібрано таким чином, щоб регулятор працював при максимальних оборотах двигуна. Як тільки частота обертання перевищує задане значення, поршень 4 вдаряється об гвинт 17. Пружина може додатково попередньо натягуватися за допомогою важеля регулятора 7. Це забезпечує регулювання в усьому діапазоні частоти обертання від максимального крутного моменту до номінальної частоти обертання (рис. 1.3).

На рис. 1.4 показана схема регулятора, розробленого в КАДІ [12]. Регулятор оборотів для двигунів внутрішнього згорання складається з сенсорного елемента 1, двоплечого важеля 2 для передачі імпульсу сенсорного елемента на паливну магістраль 3 паливного насоса та приводу 4 з пружинами 5–7. Зовнішній важіль 8 керуючого важеля за допомогою додаткового важеля 9 з'єднаний з кінцевим вимикачем 10. Важіль 11

відключення подачі палива за допомогою пружини 12 з'єднаний з сердечником електромагніту 13, а за допомогою муфти 15 – з важелем 2. Рухома штанга 16 перемикання режимів з'єднана через важіль 17 з кінцевим вимикачем 18 і проміжним керуючим важелем 19. Обмотка електромагніту 13 з'єднана з кінцевими вимикачами 10 і 18.

Рисунок 1.3 – Характеристики паливоподачі паливного насоса 1ПГ4 з комбінованим регулятором

При перемиканні на ДР регулювання рухома штанга 16 переміщується назовні, а контакти кінцевого вимикача 18 замикаються. Контакти кінцевого вимикача 10 замикаються тільки тоді, коли положення зовнішнього важеля 8 відповідає мінімальній частоті обертання колінчастого валу.

У режимі холостого ходу водій відпускає педаль газу. Як наслідок важіль 8 управління подачею палива займає ліве положення, і контакти вимикача 10 замикаються. Водночас під дією відцентрової сили ваг сенсорного елемента 1 через двоплечовий важіль 2 паливний насос переміщується в напрямку відключення палива. Замикається електричний ланцюг електромагніту 13, який проходить через акумулятор 14 джерела живлення та кінцеві вимикачі 10 і 18.

Рис.1.4. Схема комбінованого регулятора по а.с.№859662 [3]

Якір електромагніту 13 створює додаткові сили на муфті 15 за допомогою пружини 12 і важеля 13. Це утримує муфту і з'єднану з нею за допомогою подвійного важеля 2 паливну рейку в положенні ввімкнення, доки сила пружин 5–7 приводу регулятора 4 на шток не перевищить відцентрову силу ваг сенсорного елемента 1 і силу пружини 12. При зниженні оборотів двигуна паливна помпа 3 під дією сили пружини 5–7 рухається вліво, долаючи силу пружини 12 через важіль 2. В результаті двигун переходить в режим

роботи, що відповідає мінімальній частоті обертання валу. Коли водій розмикає контакти кінцевого вимикача 10 зовнішнім важелем 8 важеля управління, двигун переходить у режим тяги. Представлена схема комбінованого регулятора не досліджувалася.

Комбінований регулятор для роботи в ОР та ВР режимах відповідно до а.с. № 1082975 [4] зображений на рис. 1.5. Він відрізняється механізмом зміни передавального відношення між важелями управління та регулятора при перемиканні режиму регулювання. Для цього на верхньому кінці головної пружини 10 регулятора встановлена рухома пластина 9 з отвором і пружиною повернення. Пластина рухається поперечно під дією сегмента профілю 3. При всережимному регулюванні сегмент профілю 3 розташований таким чином, що шток 2 може пройти через отвір у пластині 9. Шток 6 переміщується в нижнє положення. Попереднє натягнення головної пружини 10 здійснюється за допомогою педалі 7 і штоків 6 і 5.

Якщо відцентрова сила сенсорного елемента більша від сили попереднього натягу коригувальної пружини 15, важіль 1 рухається в напрямку зменшення подачі палива. При номінальній частоті обертання гвинт 11 стикається з проміжним важелем 14. При подальшому збільшенні частоти обертання головна пружина 10 утворює регульовальну гілку характеристичної кривої частоти обертання.

Якщо важіль 5 не досягає гвинта 4, утворюються часткові характеристики паливоподачі.

При налаштуванні в ОР режимі за допомогою важеля 8 сектор обертання 3 налаштовується таким чином, що отвір у пластині 9 не знаходиться навпроти штока 2. Пружина 10 натягується максимально, а шток 6 переміщується у верхнє положення.

При змінному положенні важеля 5, пружина 10 і шток 2 рухаються як єдине ціле, а важіль 14 обертається відносно важеля 1, змінюючи попереднє натягнення коригувальної пружини.

Рисунок 1.5 – Схема комбінованого ОР-ВР регулятора по а.с.№1082975 [13]

Характеристика регулювання частоти обертання в ОР режимі визначається аналогічно характеристиці в ВР режимі.

У проміжних положеннях важіль 5 і важіль 14 віддаляються від гвинта 13. Пружина 15 регулятора стискається, в результаті чого утворюються часткові характеристики.

Гвинтом 13 регулюється подача палива в номінальному режимі, гвинтом 12 — в режимі максимального крутного моменту.

Рисунок 1.6 – Схема комбінованого регулятора по патенту UA 22923
F02 D1/10 [5]

Перемикання між програмами регулювання здійснюється за допомогою важеля 8. Одночасно змінюється передавальне відношення між педаллю 7 і важелем управління 5, щоб забезпечити постійний хід педалі.

Недоліком цього регулятора є його складна конструкція і ручне перемикання режимів регулювання.

Регулятор відповідно до патенту UA 22923 F02 D1/10 [5] (рис. 1.6) включає в себе керуючий важіль 22, відцентрові маси 2, які діють на рухоме зчеплення 3 відцентрового датчика, яке взаємодіє з втулкою 4 через пружину 5, а також рухоме зчеплення 6, яке розташоване з зазором X_1 до втулки 4. Між втулкою 4 і муфтою 6 встановлена розбіжна пружина 7. Двоплечовий важіль 8 шарнірно закріплений на втулці 4. Проміжний важіль 9 також шарнірно закріплений на важелі 8 і кінематично з'єднаний одним кінцем із муфтою 3, а іншим кінцем — із паливним трубопроводом 10 паливного насоса. На штоку 12 розташований пружинний блок, що складається з рухомої втулки 13, втулок 14 і 15, опорних поверхонь 16 і 18, позитивної коригувальної пружини 17, дистанційної втулки 20, пружини 21 для максимальної частоти обертання, опорної пластини 19 і пружини 23 для мінімальної частоти обертання. Між фланцями втулки 14 і опорною поверхнею 18 знаходиться зазор X_3 .

Комбінований регулятор працює наступним чином:

Коли важіль регулювання подачі палива 22 повністю вкручений у гвинт 30, пружина мінімальної частоти обертання 23 стискається до повного зникнення зазору X_3 , а попереднє деформування пружини максимальної частоти обертання 21 збільшується до значення, що відповідає початку формування зовнішньої характеристики частоти обертання.

Зі збільшенням швидкості зростає відцентрова сила сенсорного елемента 2. Під її дією спочатку пружина 7 стискається до повного закриття зазору X_1 (проміжок БВ, рис. 1.7, рис. 1.8). Потім пружина 5 стискається до повного закриття зазору X_4 (проміжок ГД). Після цього пружина 17 позитивного коректора стискається доти, доки щілина X_2 не закриється

(проміжок ЕЖ). Нарешті, стискається пружина 21 максимальної швидкості, в результаті чого утворюється зовнішня регулювальна гілка (проміжок ZI).

Рисунок 1.7– Зовнішня і часткові характеристики паливоподачі регулятора при ДР регулюванні

Таким чином, зовнішня характеристика швидкості формується однаково як при регулюванні в повному режимі, так і в двофазному режимі.

Щоб отримати часткові характеристики швидкості, важіль управління 22 необхідно встановити в одне з проміжних положень між гвинтами 30 і 31.

У ДР-регуляторі в часткових положеннях важеля управління утворюється зазор ХЗ і змінюється попереднє натягнення пружини 23, що визначає початок формування характеристик часткової швидкості: у проміжку ВГ (рис. 1.7. Характеристика 3) або у проміжку ГД (рис. 1.7. Характеристика 2).

У першому випадку при збільшенні частоти обертання спочатку стискається пружина 23 (проміжок аб), а потім одночасно пружини 23 і 5 (проміжок бв). У проміжку бв рейка паливного насоса зміщується в напрямку зменшення подачі палива внаслідок взаємодії двох пружин 23 і 5 при збільшенні частоти обертання, тобто відбувається позитивна корекція подачі палива. У проміжку гд стискається пружина 17 позитивного коректора подачі палива. У другому випадку спочатку стискаються обидві пружини 23 і 5 (проміжок еж), а потім пружина 17 позитивного коректора (проміжок зи). У проміжку кл діє пружина 21 максимальної частоти обертання.

При нормальній роботі всіх режимів у проміжних положеннях важеля управління 22 немає зазору X_3 поблизу гвинта 30, пружина 23 має максимальне попереднє натягнення і не сприяє формуванню характеристик часткової частоти обертання. Характеристики часткової частоти обертання, що починаються в ділянках ДЕ і ЖЗ (рис. 1.8), утворюються за рахунок

попереднього натягу пружини 21, тоді як характеристики, що починаються в ділянці ЕЖ, утворюються за рахунок попереднього натягу двох послідовно діючих пружин 21 і 17. У положеннях важеля управління поблизу гвинта 31 утворюється зазор X_3 , і пружина 23 сприяє формуванню характеристик часткової частоти обертання. Тому часткові характеристики обертів, що починаються в ділянці VG, формуються за допомогою пружин 21 і 23, а в ділянці ГД — за допомогою пружин 21, 23 і 5, що сприяє зменшенню нахилу часткових характеристик обертів у цій ділянці.

Недоліком описаного вище регулятора є те, що перехід від ВР до ДР регулятора можливий тільки шляхом перепозиціонування дистанційної втулки 20. Тобто при монтажі дистанційної втулки з фланцем до пружини з максимальною швидкістю обертання забезпечується постійне попереднє натягнення пружини, і регулятор працює як дворезимний регулятор. При монтажі з фланцем до несучої пластини попереднє натягнення пружини з максимальною частотою обертання є мінімальним, і регулятор працює як всережимний регулятор.

Був розроблений комбінований регулятор з автоматичним перемиканням режимів регулювання для дизельного двигуна 6СН13/11.5 (SMD-62) (рис. 1.9) [6-8].

Коли елемент управління 49 встановлюється в положення ПР, редуктор в коробці передач вмикається, а регулятор для загального регулювання роботи вмикається. У цьому положенні механізм регулятора показаний на рис. 1.9. Перемикач 44 відкритий, а контакти 34, 35 і 38 закриті. Одночасно вимикач 45 закритий, а контакти 34 і 35 відкриті. Електромагніти не отримують живлення і тому не перешкоджають вільному руху деталей регулятора. Поворотний упор 13 утримується засувкою 11 у положенні, яке дозволяє штоку 14 переміщатися під дією пружини 15 у верхнє положення. За допомогою зовнішнього важеля 52 і пов'язаного з ним внутрішнього важеля управління 51 створюється попереднє натягнення пружин 7 і 15 відповідно до встановленого режиму

обертання. Положення важеля 51 на упорі гвинта 55 відповідає режиму номінальної швидкості обертання.

Рисунок 1.9 – Схема комбінованого регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання

Щоб використовувати трактор для транспортних робіт, важіль 49 встановлюється в положення ТР. Одночасно активується підвищення передачі. Перемикач 45 відкривається, перемикач 44 закривається. Струм протікає через закриті контакти 34 і 35 і діод DV1 до електромагнітів 21 і 28, а також до правої котушки збудження 32 електромагніту 30. Діод DV2 запобігає протіканню струму в ліву котушку 31. Якір 22 електромагніту 21 опускається на хід Х1, в результаті чого важіль 4 переміщується в положення, що відповідає подачі палива, необхідній для холостого ходу двигуна з

мінімальною частотою обертання. У цьому випадку шток 14 знаходиться в нижньому положенні. Якір 26 електромагніту 28 притискає важіль 51 до гвинта 55. Це призводить до максимального натягу пружини 15, що відповідає формуванню зовнішньої гілки регулювання. Подача палива не збільшується, оскільки цьому перешкоджає упор 20 електромагніту 21. Якір електромагніту 30 зміщується на хід Х3, в результаті чого упор 13 перевертається.

Нижній виступ упору встановлений навпроти штанги 14 і утримує замок 11. У цьому положенні якоря 33 контакти 43 і 35 розімкнуті, а контакти 36 і 37 замкнуті. Оскільки перемикач 45 відкритий, струм до обмоток всіх трьох електромагнітів переривається, і якорі 22 і 26 під дією пружин 23 і 27 повертаються у вихідне положення. Якір 33 електромагніту 30 фіксується за допомогою блокування 41. Регулятор тепер знаходиться в ДР режимі регулювання.

1.3. Результати досліджень комбінованих регуляторів на дизелях колісних тракторів

Аналіз розподілу навантаження колісних тракторів за типом роботи та режимом експлуатації показує [10, 11], що правильний вибір системи регулювання, залежної від частоти обертання, є ефективним методом підвищення паливної ефективності тракторів та зменшення викидів шкідливих речовин і диму з вихлопних газів дизельних двигунів.

На рис. 1.10 показано характеристики оборотів дизельних двигунів тракторів і комбайнів, які визначаються типом регулятора і положенням важеля подачі палива [10].

Трактори та автомобілі використовують регулятори обертів колінчастого валу дизельних двигунів [1-13]. Ці регулятори автоматично підтримують задану частоту обертання тракторної машини як у номінальному, так і в частковому режимі навантаження. Однак використання регуляторів

Рисунок 1.10 – Способи регулювання автотракторних і комбайнових дизелів

а і б – ВР і ДР регулювання;
в – ОР регулювання з коректуванням часткових характеристик; г –
ОР-ВР регулювання з коректуванням часткових характеристик при
ОР регулюванні.

1 – зовнішня швидкісна характеристика; 2-4 та 6-8 – часткові швидкісні характеристики; 5 – регуляторна вітка зовнішньої швидкісної характеристики.

обертів у транспортній галузі, як показують дослідження П.І. Андрусенка, К.Е. Долганова, Ю.Ф. Гутаревича, А.Г. Говоруна, А.Ф. Головчука, А.С. Жернова, І.Є. Канковського, В.І. Мельниченка, В.І. Захарчука, В.Г. Лясковського та інших, призводить до збільшення витрати палива під час роботи.

При такому типі регулювання рейка паливного насоса або дозуючі пристрої під час перехідних процесів створюють сили тяги і досягають максимальної подачі палива. Це призводить до надмірної подачі палива в циліндри дизельного двигуна до того, як дозуючі пристрої будуть встановлені в положення, що відповідає новому режиму роботи. Результати досліджень траєкторії дозуючих пристроїв високонапірного паливного насоса ND 22/6B4, проведених А.Ф. Головчуком [13], представлені на рис. 1.11. Діаграми показують, що сили тяги дозуючих пристроїв у паливному насосі з ВР-регулятором більші, ніж у насосі з ОР-регулятором.

Дослідження Ю.Ф. Гутаревича [11] на тракторі МТЗ-50Л з дизельним двигуном Д-50 і гідравлічним ОР-регулятором всіх режимів показали, що використання ОР регулювання в транспортному режимі дозволяє заощадити 5 % палива в порівнянні з ВР регулюванням.

Зниження витрати палива на 3,7 % за рахунок регулювання в ОР режимі було досягнуто в дослідженнях Говоруном А.Г. [11] на дизельному двигуні ЯМЗ-236 (автомобіль МАЗ-503Б) з гідравлічним регулятором.

Дослідження Головчука А.Ф. [13] з паливним насосом НД-22/6Б4 на тракторі Т-150К показали, що витрата палива в режимі руху з ДР регулюванням на 6–8 % нижча, ніж з ВС регулюванням.

а) ВР регулювання

б) ОР регулювання

Рисунок 1.11 – Траєкторії руху дозаторів ПНВТ НД 22/6Б4 на дизелі СМД-62

Дослідження А.С. Жернового [1] на автомобілі МАЗ-500 показали економію палива на 6 % при використанні ОР регулювання в порівнянні з ВС регулюванням. І.Е. Канковський [13] під час досліджень на тракторі Т-150К під час руху з ОР регулятором порівняно з ВС регулятором досяг середньої економії палива приблизно 5 %.

Дослідження НВО «НАТІ» з використанням дворежимного регулятора на базі тракторів МТЗ-82, МТЗ-100 і Т-150К продемонстрували переваги

дворежимного регулювання в транспортній галузі. Питома витрата палива трактора Т-150К, агрегатованим з причепом 1ПТС-9, становила 91 г/ткм, що на 5–7 % менше, ніж при ВР регулюванні. Водночас продуктивність зросла на 2–5 ткм/год. Аналогічні показники були отримані і для інших тракторів. Були розроблені трирежимні регулятори, які наразі досліджуються. Вони поєднують функції ДР регулювання (забезпечує стабільну роботу при мінімальній частоті обертання і обмежує максимальну частоту обертання), ОР регулювання (оптимальний перехід в діапазонах часткової частоти обертання) і ВС регулювання.

В.І. Захарчук досліджував вплив характеристик часткового навантаження на витрату палива при регулюванні дизельного двигуна трактора в нестабільних умовах руху [11]. Під час фази прискорення за допомогою часткового руху важеля регулятора перехід до ОР регулювання зменшив витрату палива на 23,3 % порівняно з ВС регулюванням.

1.4. Мета та задачі досліджень

Метою роботи є поліпшення подачі палива паливним насосом УТН-5 за допомогою комбінованого регулятора з перемикаючими режимами регулювання для підвищення паливної ефективності колісного трактора.

Відповідно до цієї мети, робота включає в себе наступні завдання:

1. Аналіз технічного стану існуючих комбінованих регуляторів обертів і розробка принципу дії та схеми комбінованого регулятора з перемикаючими режимами регулювання для дизельного двигуна трактора.

2. Проведення лабораторних та експериментальних досліджень комбінованого регулятора з перемикаючими режимами регулювання.

3. Визначення технічної та економічної ефективності проведених досліджень.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Схема регулятора ПНВТ рядного типу з штатним регулятором

На тракторах типу ПМЗ-6 встановлені дизельні двигуни Д-65 з паливними насосами типу УТН-5 з ВР регулятором [13].

Принцип дії регулятора паливного насоса типу УТН -5 показано на рис. 2.1. Для запуску дизельного двигуна (рис. 2.1а) важіль управління 12 повертають до упору 13 (максимальні оберти). Одночасно важіль 10 натягує дві пружини: пружину регулятора 7 і пружину збагачення 11. Пружина регулятора притискає головний важіль 2 до головки гвинта 4, а пружина збагачення переміщує проміжний важіль 1 зі штоком 8 і насосною планкою 9 вправо. Це збільшує циклічну подачу палива, необхідну для запуску дизельного двигуна. Коли частота обертання вала насоса збільшується до $100 \dots 150 \text{ хв}^{-1}$ ($200 \dots 300 \text{ хв}^{-1}$ для дизельного двигуна), відцентрова сила ваг 15, яка переважає силу пружини збагачення, призводить до переміщення муфти 14 вліво, повороту проміжного важеля і, таким чином, переміщення рейки в напрямку зменшення подачі палива.

Зі збільшенням навантаження дизельного двигуна від холостого ходу до номінальної частоти обертання колінчастого валу і насосу зменшуються. Відцентрове зусилля ваг зменшується, і важелі 1 і 2 під дією регулювальної пружини 7 переміщуються вправо (рис. 2.1, б), зміщуючи рейку 9 у сторону збільшення подачі палива.

При номінальній частоті обертання колінчастого валу дизельного двигуна головний важіль 2 наближається до головки гвинта 4. Утворюється рухома рівновага: сили навантажень врівноважуються силою регулювальної пружини, і важіль 2 торкається гвинта 4. При збільшенні навантаження він лежить на ньому, при зменшенні навантаження відривається. Таким чином, подача палива регулюється рухом важеля.

Рисунок 2.1 – Схема роботи серійного регулятора паливного насоса високого тиску УТН-5

При збільшенні навантаження понад номінальне значення швидкість обертання колінчастого вала дизельного двигуна і насоса знижується. Проміжний важіль 1 з рейкою 9 під дією коригувальної пружини 6 переміщується в напрямку збільшення подачі палива (рис. 2.1, с). Це забезпечує збільшення крутного моменту дизельного двигуна і його перевантаження.

Ступінь корекції подачі палива при короткочасному перевантаженні залежить від виступу штока 5 з корекційного корпусу, а також від сили натягу пружини.

При незавантаженому дизельному двигуні і положенні важеля управління 12 на упорі гвинта 13 при максимальній частоті обертання колінчастого вала дизельний двигун працює на холостому ході (рис. 2.1, д).

У цьому випадку відцентрова сила ваг компенсується силою регулювальної пружини 7, а насосна рейка 9 знаходиться в проміжному положенні, що забезпечує подачу палива відповідно до заданої максимальної частоти обертання колінчастого вала дизельного двигуна. Регулювальний шток відсунутий назад, регулювальна пружина натягнута, а головний важіль 2 і проміжний важіль 1 регулятора притиснуті один до одного і діють як єдиний важіль. Для вимкнення дизельного двигуна важіль управління 12 переміщується вперед уздовж трактора (рис. 2.1, е). При цьому пружинний важіль 10 через пружину регулятора 7 притискає головний важіль 2 до задньої стінки корпусу регулятора. Головний важіль за допомогою гвинта фіксує проміжний важіль 1, який рухає рейку 9 і таким чином перериває подачу палива. Якщо подача раптово вимикається з положення максимальної або номінальної частоти обертання, проміжний важіль рухається разом із рейкою за рахунок енергії ваг (рис. 2.1, д).

2.2 Принципова схема комбінованого регулятора з переключенням режимів регулювання

Рисунок 2.2 – Комбінований регулятор з переключенням режимів регулювання ПНВТ УТН-5

Комбінований регулятор для паливних насосів УТН-5 (рис. 2.2) складається з важеля 5 для перемикавання режимів регулювання та ексцентрика 1, який встановлений на осі 2 і з'єднує головний важіль 3 з проміжним важелем 4. Важіль 5 жорстко з'єднаний з віссю 2. Ексцентрик 1 приводиться в дію за допомогою

пружини 7 засувкою 6, яка може переміщатися вздовж головного важеля 3. Верхній кінець повзунка 6 діє на утримувач 8, розташований у пазі направляючої втулки 9. Направляюча втулка 9 разом з основною пружиною 12 закріплена на осі 11 на головному важелі 3. Інший кінець основної пружини і повзунок 14 з'єднані з важелем 18 управління регулятором. Повзунок 14 вільно рухається в направляючій втулці 9. На проміжному важелі 4 регулятора встановлені направляючі 15, вздовж яких за допомогою ексцентрика 17 рухається корпус рухомого коректора 16. Ексцентрик 17 жорстко з'єднаний з віссю важеля 18 регулятора.

Регулятор працює наступним чином:

При регулюванні всіх режимів роботи ексцентрик 1 встановлюється виступом вгору. Повзунок 6 переміщує замок 8 у верхнє положення, в якому отвір замка 8 входить у направляючу втулку 9 навпроти повзунка 14, і повзунок може вільно рухатися у втулці 9. Одночасно пружина 12 натягується важелем 18 регулятора відповідно до обраного режиму роботи.

Для забезпечення регулювання в одиночному режимі важіль 5 використовується для переміщення ексцентрика 1 в положення, в якому виступ ексцентрика віддаляється від штовхача 6. Одночасно штовхач опускається пружиною 7. Під дією пружини 10 запірний елемент 8 опускається і закриває отвір у гільзі 9. Таким чином пружина 12 фіксується, оскільки засувка 14 притискається до запірного елемента 8. При натисканні на важіль регулятора пружина 12 рухається як жорсткий з'єднувальний елемент. Таким чином, водій трактора може безпосередньо впливати на паливний насос.

При певних положеннях важеля регулятора основна корекція 19 і додаткова корекція 16 впливають на формування характеристик часткової частоти обертання D – C, F – E тощо (рис. 2.3). Додаткова корекція 16 працює в діапазоні від мінімальної частоти обертання до частоти обертання, що відповідає максимальному крутному моменту. Якщо важіль регулятора

переміщується до упору 20, виступ ексцентрика 17 віддаляється від корекційного корпусу 16, що зменшує корекційний ефект у напрямних 15. У положенні важеля 18 до упору 20 додаткова корекція повністю деактивована. Таким чином, регулятор забезпечує регулювання з плавними гіперболічними діапазонами часткової частоти обертання.

Рисунок 2.3 – Швидкісні характеристики паливного насоса

Як тільки номінальна частота обертання досягається, пружина 12 регулятора починає розтягуватися і утворює контур регулювання В. Недоліком цього регулятора є те, що зміна режимів регулювання можлива тільки тоді, коли досягається номінальна частота обертання і режим регулювання перемикається вручну.

2.3 Методика експериментальних досліджень

2.3.1 Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментального дослідження є порівняння характеристик частоти обертання паливного насоса з серійним і комбінованим регулятором.

Дослідження проводилося в лабораторних умовах.

Програма дослідження включала:

- а) вимірювання характеристик частоти обертання ПНВТ з серійним регулятором;
- б) вимірювання характеристик частоти обертання ПНВТ з комбінованим регулятором з ВР і ОР регулюванням;
- в) вимірювання характеристик частоти обертання палива МТА з комбінованим регулятором з ВР і ОР регулюванням.

2.3.2 Об'єкти досліджень

Для лабораторних досліджень використовувалися високонапірні вбудовані паливні насоси типу УТН-5. ПНВТ був оснащений серійним ВР регулятором і експериментальним регулятором. Основні технічні характеристики ПНВТ УТН-5 з серійним і експериментальним регулятором наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Паспортні дані паливних насосів рядного типу УТН-5

Назва показника	Значення
Число ліній високого тиску	4
Діаметр плунжера, мм	8,5
Хід плунжера, мм	8
Порядок роботи секцій	1-3-4-2
Діаметр нагнітальних клапанів, мм	6

В рамках лабораторних досліджень були використані еталонні форсунки ФД-22 з чотириотвірними розпилювальними форсунками РД 4 x 0,34, початковим тиском впорскування $17,5 \pm 0,2$ МПа та серійними високонапірними паливними трубопроводами із зовнішнім діаметром $7,0 \pm 0,3$ мм та внутрішнім діаметром $2,0 \pm 0,15$ мм.

2.3.3 Обладнання для експериментальних досліджень

Для лабораторних досліджень комбінованого регулятора з перемиканням режимів регулювання використовувався випробувальний стенд КІ-15711М-01. Він був оснащений наступними вимірювальними приладами та пристроями:

а) затискним пристроєм для фіксації зовнішнього важеля управління паливним насосом у необхідному положенні;

б) тахометром КІ-15715, основні параметри та характеристики якого наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Основні параметри і характеристики тахолічильника КІ-15715

Назва показника, одиниці виміру	Норма
1	2
1. Діапазон вимірювання частоти обертання, хв^{-1}	25...9999
2. Ємність пристрою рахунку обертів, об	9999
3. Дискретність задання числа обертів, об	1
4. Межа похибки вимірювання частот обертання 25...3000 хв^{-1}	$\pm 0,6$
5. Межа похибки підрахунку числа обертів, об	$\pm 0,02$

Вимірювання частоти обертання здійснюється шляхом підрахунку імпульсів, що подаються фотоелектричним датчиком протягом певного інтервалу часу. Схема вимірювання частоти обертання наведена на рис. 2.4. Імпульсний сигнал датчика (144 імпульси на оберт) після формування та електронного перемикання проходить через частотний дільник, який зменшує частоту імпульсів датчика вдвічі. В результаті утворюється вихідний сигнал з кількістю імпульсів на оберт.

Електронний ключ надсилає сигнал до лічильника протягом базового інтервалу часу. Лічильник підраховує отримані імпульси та зберігає їх номер для моменту, коли надійде наступна група імпульсів. Збережений код відображається на декодері, а потім на дисплеї.

в) Стандартний мірний стакан для об'ємного вимірювання подачі палива через форсунки. Поділка стакана становить $0,2 \text{ см}^3$ в діапазоні від 1 до 40 см^3 і 1 см^3 в діапазоні від 10 до 130 см^3 .

Для вимірювання пройденого шляху МТА використовувався магнітний імпульсний датчик шляху (рис. 2.5). Датчик був встановлений на передній осі трактора. При обертанні колеса постійні магніти на ободі по черзі замикають контакти магнітного імпульсного датчика шляху (рис. 2.6). Замикання контактів створює електричний імпульс.

Рисунок 2.5 – Датчик визначення шляху МТА

Рисунок 2.6 – Датчик, розташований на передньому мості трактора

Рисунок 2.7 – Двопоршневий витратомір палива

Для вимірювання витрати палива двигуном трактора використовувався двопоршневий витратомір палива ДРТ-ЛСХИ (рис. 2.7). Витратомір був встановлений на спеціальній платформі, закріпленій на правому поздовжньому несучому елементі трактора. Вхідний патрубок витратоміра був з'єднаний з вихідним патрубком фільтра грубої очистки, а вихідний патрубок — з вихідним патрубком насоса підвищення тиску.

Рисунок 2.8 – Лічильник електроімпульсів

Рисунок 2.9 – Загальна схема лічильника

Для вимірювання пройденої відстані та витрати палива використовувалися два електричні імпульсні лічильники типу СБ-1М/100 (рис. 2.8). Схема підключення лічильника СБ-1М/100 зображена на рис. 2.9. Як тільки електричний імпульс надходить у обмотку електромагніту 5, якор 4, закріплений на пружині 3, за допомогою фіксатора 2 обертає фіксатор 1, стрілка якого зафіксована зубцем на своїй осі. Прилад обнуляється обертанням ручки.

Температура навколишнього повітря вимірювалася ртутним термометром з діапазоном вимірювання від 0 °С до 100 °С і поділкою 1 °С.

Вологість повітря вимірювалася психрометром з діапазоном вимірювання від 0 % до 100 % і поділкою 1,0 %.

Тиск повітря вимірювали за допомогою анероїдного барометра з діапазоном шкали від 80 000 до 106 000 Па і поділкою 100 Па.

2.3.4 Методика лабораторних досліджень

Характеристики частоти обертання паливних насосів УТН-5 з серійним ВР та комбінованим регулятором визначались відповідно до вимог ГОСТ 8670-82 та рекомендацій, наведених у [13]. Паливні насоси регулювалися відповідно до вимог паспорта насоса для отримання параметрів регулювання, наведених у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Регульовальні параметри ПНВТ УТН-5

Назва 1	Значення 2
1. Середня циклова подача палива по лініям високого тиску при частоті обертання пуску (100±5) хв ⁻¹ , мм ³ /цикл	180
2. Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	1100±5
3. Середня циклова подача палива по лініям високого тиску при номінальній частоті обертання, мм ³ /цикл	74,4...76,2

Продовж. табл. 2.2

1	2
4. Частота обертання, яка відповідає початку дії регулятора частоти обертання при частоті обертання, хв^{-1}	1115...1125
5. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання при частоті обертання, хв^{-1}	1210
6. Коефіцієнт коректування подачі палива при частоті обертання (850), хв^{-1}	1,13...1,18

2.3.5 Методика експлуатаційних досліджень

Були проведені експлуатаційні дослідження з метою визначення витрати палива трактора ПМЗ-6 з дизельним двигуном Д-65. Трактор був оснащений комбінованим регулятором з перемикачними режимів роботи. Дослідження проводилися відповідно до ГОСТ 20306-90, ГОСТ 7057-81 та рекомендаціями, наведеними в роботах [11-13].

Трактор ПМЗ-6 був з'єднаний з розкидачем-причепом РОУ-6.

Тиск у шинах відповідав вимогам виробника: передні шини трактора – 0,14 МПа, задні шини – 0,18 МПа; розкидача – 0,4 МПа.

В якості вантажу використовувалися органічні добрива. Маса вантажу становила 4510 кг і залишалася постійною протягом усього періоду дослідження.

Атмосферні умови відповідали вимогам ГОСТ 20306-90.

В рамках дослідження були визначені наступні показники та характеристики паливної ефективності та швидкісних характеристик МТА:

1. Паливно-швидкісна характеристика при сталій їзді;
2. Паливно-швидкісна характеристика на дорозі зі змінним поздовжнім профілем.

Для визначення характеристичної кривої «паливо-швидкість» в сталому русі використовувався пряма горизонтальна ділянка асфальтобетону довжиною 1968 м з сухою і чистою поверхнею. Під'їзні ділянки мали подібну поверхню і були достатньо довгими, щоб досягти і стабілізувати задану швидкість.

Випробувальні їздки проводилися в протилежних напрямках руху. Під час руху на ділянці випробувальної траси швидкість підтримувалася на постійному рівні. Вона варіювалася від 10 до 24 км/год з кроком 2-3 км/год і регулювалася за допомогою каліброваного тахометра. У кожному напрямку реєструвалися час руху та витрата палива.

Для визначення характеристичної кривої «паливо-швидкість» на дорозі зі змінним профілем проїжджої частини використовувалася ділянка вимірювальної траси довжиною 2103 м. Швидкості встановлювалися в діапазоні від 10 до 22 км/год з кроком 2–3 км/год і контролювалися за допомогою тахометра.

Під час руху дотримувалися таких вимог:

- швидкість підтримувалася на максимально можливій передачі;
- збільшення швидкості під час руху вгору та вниз не допускалося;
- під час руху вниз для підтримки заданої швидкості гальмували за допомогою двигуна, відпустивши педаль газу та включивши передачу. За необхідності використовували робочі гальма.

Результати дослідження були оцінені відповідно до формул:

$$V_{cp} = 3,6 \frac{S}{t}; \quad (2.21)$$

$$Q_s = 100 \frac{Q}{S}, \quad (2.22)$$

де V_{cp} – середня швидкість руху МТА, км/год; S – довжина дослідної ділянки, м; t – середній час проїзду дослідної ділянки, м; Q_s – середня витрата палива, л/100 км; Q – абсолютна витрата палива, отримана при дослідженнях, мл.

2.3.6 Обробіток результатів досліджень

При статичній оцінці результатів експериментальних досліджень були враховані наступні показники:

1. Арифметичне середнє

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i, \quad (2.1)$$

де X_i – окремий результат вимірювання; n – кількість вимірювань.

3. Стандартне відхилення

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \quad (2.2)$$

2. Середнє квадратичне відхилення

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 \quad (2.3)$$

4. Коефіцієнт варіації

$$V_X = \frac{\sigma}{\bar{X}} \cdot 100\% \quad (2.4)$$

5. Гранична похибка

$$\Delta_1 = \frac{3 \cdot \sigma}{\sqrt{n}}; \quad \Delta_2 = \frac{\Delta_1}{\bar{X}} \quad (2.5)$$

3 РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Розрахунок регулятора

Розрахунок статички відцентрового регулятора паливного насоса УТН-5 здійснюється на основі заданих базових параметрів дизельного двигуна: потужність при номінальній частоті обертання колінчастого вала, максимальний крутний момент, а також забезпечення запуску і роботи дизельного двигуна на холостому ході [14-17].

Залежно від робочого стану дизельного двигуна регулятор змінює циклічну подачу палива $g_u = f(n)$. На умовній характеристиці $g_u = f(n)$ паливного насоса УТН-5 проміжок $n_n - n_{п.о.}$ (рис. 3.1) зображує хід циклічної подачі при запуску дизельного двигуна. Цей хід реалізується за допомогою пружини збагачення. Проміжок $n_k - n_{к.о.}$ відповідає зміні подачі при перевантаженні дизельного двигуна і зниженні номінальної частоти обертання колінчастого вала. У регуляторі паливного насоса УТН-5 цей проміжок реалізується за допомогою коригувальної пружини. Проміжок $n_n - n_o$ показує характеристику зміни циклічної подачі при зменшенні навантаження дизельного двигуна і збільшенні частоти обертання колінчастого вала понад номінальне значення. Цей проміжок характеристики забезпечується головною пружиною регулятора.

Умовні точки 1–6 та умовна характеристична крива $g_u = f(n)$ є характерними для розрахунку статички регулятора та регулювання вихідних параметрів паливного насоса. Для статичного розрахунку регулятора використовуються такі вихідні дані: частота обертання розподільного валу насоса n , при якій регулюється подача палива під час запуску (зазвичай 50 хв^{-1}); частота обертання насоса, при якій відключається подача палива при запуску, $n_{п.о.} = 200 \text{ хв}^{-1}$ (мінімальна стабільна частота обертання колінчастого

вала двигуна становить $400\text{--}500 \text{ хв}^{-1}$); частота обертання максимальної корекції n_k становить $70\text{--}75 \%$ від номінальної частоти обертання n_H ; частота обертання максимального холостого ходу n_x встановлюється таким чином, щоб ступінь нерівномірності регулювання був $\delta = 6\text{--}8\%$.

Рисунок 3.1 – Бажана характеристика паливного насоса.
Частота обертання кулачкового валу кулачкового валу паливного насоса: n_H – на режимі пуску; $n_{к.о.}$ – при відключенні збагачувача; n_k – при максимальній корекції; n_H – на номінальному режимі; n_x – на режимі холостого ходу; n_o – повне виключення подачі.

Ступінь нерівномірності регулятора (в %) розраховують за формулою:

$$\delta = \frac{2(n_x - n_H)}{(n_x + n_H)} \cdot 100. \quad (3.1)$$

Основною вимогою для статичного розрахунку регулятора (рис. 3.2) є рівновага сил між пружинами регулятора (опорна сила) і відцентровою силою ваг (крутний момент), що діють на муфту регулятора.

При зміні навантаження дизельного двигуна регулятор переміщує паливну магістраль і змінює циклічну подачу палива на Δg_c . В результаті цього змінюється відкриття ваг, і муфта регулятора переміщається на Δx . При

продуктивності $\eta_v = 1$ взаємозв'язок між Δx і Δg можна представити наступним чином:

$$\Delta g_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (h_1 - h_2); \quad (3.2)$$

$$\Delta x = \frac{h_1 - h_2}{\text{tg}\gamma} \cdot \frac{d_2}{d_i} \cdot \frac{AM}{AD}. \quad (3.3)$$

Рисунок 3.2 – Схема регулятора паливного насоса УТН-5

Використовуючи в ці формулі значення відомих величин і врахувавши вплив коефіцієнта подачі η_v , отримаємо залежність циклової подачі $\Delta g_{\text{ц}}$ від переміщення муфти регулятора для заданого режиму відносно номінального режиму роботи паливного насоса:

$$\Delta x = \left(\frac{g_H}{\eta_H} - \frac{g_i}{\eta_i} \right) \cdot 0,002032, \quad (3.4)$$

де 0,002032 – відповідає передавальному числу механізму зміни циклової подачі в залежності від переміщення муфти регулятора паливного насоса УТН-5.

Основні координати кінематичної схеми (рис. 3.2) регулятора паливного насоса УТН-5 наступні: $s = 1,8$ мм; $m = 57,2$ мм; $b = 70$ мм; $x_M = 1,8$ мм; $x_0 = 4$ мм; $R_H = 41$ мм; $a = 19,2$ мм; $d = 8,8$ мм; $c = 14$ мм; $r = 17,42$ мм; $AM = 30$ мм; $AK = 87$ мм; $AE = 94$ мм; $l = 50$ мм; $f = 134,5$ мм; $r_0 = 29$ мм; $AB = 106$ мм; $DF = 52$ мм; $d_1 = d_{II} = 8,5$ мм; $a_2 = 23,2$ мм; $AD = 108$ мм; $\gamma = 33^\circ 20'$.

Зміна коефіцієнта подачі палива η_v в залежності від показників циклової подачі g_{II} і частоти обертання кулачкового валу n наведена на графіках (рис. 3.3), побудованих на основі дослідних даних.

Рисунок 3.3 – Зміна коефіцієнта подачі η_v залежно від показників циклової подачі палива g_{II} і частоти обертання кулачкового валу ПНВТ УТН-5

При початковому розкритті тягарців координата центру кола радіусом r ,

яка залежить від лапки тягарця (рис. 3.4, а) регулятора УТН-5, розраховуватиметься з рівняння

$$x_o = s - r. \quad (3.5)$$

Пускова робота регулятора при $n_{\text{п}}$ обумовлюється зусиллям натягу пружини збагачувача. Вона не утримує тягарці при нульовому розкритими. Тому вони незначно розкриваються. Положення муфти при роботі регулятора на пуску приймають наступною

$$x_{\text{п}} = (x_o + 0,2). \quad (3.6)$$

Решта значень координат муфти регулятора визначається відносно $x_{\text{п}}$ за формулою

$$\Delta x = \left(\frac{g_i}{\eta_i} - \frac{g_i}{\eta_i} \right) \cdot 0,002032. \quad (3.7)$$

Пускову циклову подача $g_{\text{п}}$ як правило приймають рівною $g_{\text{п}} = 2g_{\text{н}}$, водночас при номінальному режимі роботи визначають за формулою

а) б)

Рисунок 3.4 – Схема тягарця регулятора ПНВТ УТН-5:

а – поперечний переріз; б - поділ на ділянки; I-IV – умовні ділянки тягарця

$$g_H = \frac{G_H \cdot 10^6}{n_H \cdot i_c \cdot \gamma_T \cdot 60}. \quad (3.8)$$

Для 4-ох секційного насоса ця формула матиме наступний вигляд

$$g_H = \frac{G_H \cdot 10^3}{0,204 \cdot n_H}. \quad (3.9)$$

На режимі холостого ходу циклову подачу насоса визначають за формулою

$$g_X = \frac{0,75 \cdot G_X \cdot 10^3}{0,204 \cdot n_X}. \quad (3.10)$$

На режимі корекції g_k циклову подачу розраховують за формулою:

$$g_k = \left(1 + \frac{k}{100}\right) \cdot g_H, \quad (3.11)$$

де k – степінь корекції подачі палива при частоті обертанні пк (в %) до подачі палива при номінальній частоті обертання. Значення k встановлюється заводом-виробником.

Під час роботи регулятора кожен режим рівноважної частоти обертання відповідає певному положенню компонентів регулятора (ваги, муфта, важіль регулятора та розподільник паливного насоса). Це положення визначається статичною рівновагою сил, що діють на муфту регулятора: відцентровою силою ваг регулятора на муфту та силою повернення робочих пружин регулятора. Сила повернення регулятора залежить від натягу пружини регулятора (положення важеля управління). Відцентрова сила ваг регулятора УТН-5 залежить від частоти обертання n розподільного вала насоса та координатного положення x муфти регулятора (кут відкриття ваг). Точка перетину O_1 осі обертання маховика з прямою, що проходить через осі маховиків, служить вихідною точкою для положення муфти регулятора насоса УТН (рис. 3.4, б).

3.2 Результати лабораторних досліджень

У цілях експериментальних досліджень було виготовлено прототип комбінованого регулятора з перемикаючими режимами регулювання для

ПНВТ УТН-5.

Працездатність ПНВТ, оснащеного комбінованим регулятором з перемикаючими режимами регулювання.

Рисунок 3.5 – Експериментальні швидкісні характеристики ПНВТ УТН-5 із серійним ВР регулятором

Рисунок 3.6 – Експериментальні швидкісні характеристики ПНВТ УТН-5 із дослідним ВР регулятором

Рисунок 3.7 – Експериментальні швидкісні характеристики ПНВТ УТН-5 із дослідним ОР регулятором

характеристики холостого ходу паливного насоса з експериментальним регулятором були визначені в лабораторних дослідженнях.

Характеристики частоти обертання були записані за допомогою серійного регулятора для всіх режимів роботи, а також за допомогою експериментального регулятора з загальним і окремим регулюванням. Під характеристиками частоти обертання розуміється залежність циклічної подачі палива від частоти обертання розподільного вала ПНВТ.

Перед дослідженням паливного насоса були встановлені основні розрахункові характеристики подачі палива відповідно до технічних вимог для серійних насосів типу УТН, що встановлені в дизельному двигуні Д-65 (табл. 2.3). Були визначені характеристики оборотів серійного регулятора для всіх режимів роботи, а також характеристики оборотів паливного насоса.

На рис. 3.5 зовнішні та часткові характеристики частоти обертання з серійним регулятором для всіх режимів роботи, визначені за допомогою фіксованого зовнішнього важеля управління подачею палива, представлені у вигляді суцільних кривих. Аналіз характеристик свідчить, що найважливіші оцінені показники зовнішньої характеристики оборотів відповідають технічним параметрам паливних насосів УТН-5, встановлених у дизельному двигуні Д-65.

На рисунку 3.6 показані експериментально визначені характеристики зовнішньої та часткової частоти обертання з комбінованим регулятором в режимі ВР регулювання.

В ОР регулювання (рис. 3.7) характеристика зовнішньої швидкості обертання формується аналогічно до режиму регулювання в усіх режимах. Циклічний потік в часткових режимах змінюється відповідно до закону режиму регулювання в ОР режимі.

Таблиця 3.1 – Порівняльні показники комбінованого та серійного ВР регуляторів паливного насоса УТН-5

Назва показника	Серійний всережимний регулятор	Комбінований регулятор	
		Всережимне регулювання	Однорежимне регулювання
1	2	3	4
1. Середня подача палива на пускових обертах $\xi_{\text{пп}}$ (100 хв^{-1}), $\text{мм}^3/\text{цикл}$	135,7	139,3	137,0
2. Номінальна частота обертання кулачкового вала паливного насоса $n_{\text{ном}}$, хв^{-1}	1100	1100	1100
3. Середня подача палива при номінальній частоті обертання $\xi_{\text{ном}}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	75,4	75,0	79,0
4. Нерівномірність подачі палива при $n_{\text{ном}}$, %	7,9	7,1	5,7
5. Частота обертання кулачкового вала насоса при режимі максимального крутного моменту $n_{\text{тmax}}$, хв^{-1}	850	850	850
6. Середня подача палива при $n_{\text{тmax}}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	80,1	78,5	79
7. Максимальна частота обертання холостого ходу $n_{\text{тmax,х.х.}}$, хв^{-1}	1160	1147	1150

Продовж. табл. 3.1

1	2	3	4
8. Циклова подача при $n_{\text{ном.т.т.}}$: мм ³ /цикл	27,7	30,8	31,9
9. Частота обертання початку дії регулятора, хв ⁻¹	1120	1115	1120
10. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання, хв ⁻¹	1210	1220	1260
11. Ступінь нерівномірності регулятора, % $\delta = \frac{2 \cdot (n_{\text{макс.т.т.}} - n_{\text{ном}})}{n_{\text{макс.т.т.}} + n_{\text{ном}}} \cdot 100\%$	9,09	6,18	9,09
12. Коефіцієнт збагачення подачі палива на пускових частотах, % $\xi = \frac{\xi_{\text{пст}} - \xi_{\text{ном}}}{\xi_{\text{ном}}} \cdot 100\%$	226,9	215,9	211,1
13. Коефіцієнт позитивного коректування подачі палива при режимі максимального крутного моменту	1,31	1,29	1,27

В таблиці 3.1 приведені порівняльні показники комбінованого та серійного всережимного регуляторів. Як видно з цієї таблиці вони відповідають технічним вимогам на регулювання паливних насосів високого тиску.

3.3 Паливно-швидкісні характеристики трактора ПМЗ-6

З метою визначення ефективності комбінованого регулятора з перемиканням режимів регулювання на дизельному двигуні Д-65 колісного

трактора ПМЗ-6 були проведені дорожні та польові випробування. При цьому були визначені показники палива при сталій їзді по рівній горизонтальній дорозі та при несталій їзді по дорозі зі змінним профілем.

Так як стандартів по визначенню паливної економічності сільськогосподарських колісних тракторів немає, дослідження проводились відповідно до стандарту по визначенню паливної економічності автотранспортних засобів.

Рисунок 3.8 – Паливні характеристики трактора ПМЗ-6 із всережимним дослідним і серійним регулятором
1 - при усталеному рухові; 2 - при неусталеному рухові;
х – всережимний серійний регулятор; Δ – всережимний дослідний регулятор

Паливні характеристики, отримані при ВР і ДР регулюванні комбінованого регулятора та ВР регулюванні серійного регулятора, наведені на рис.3.8., 3.9., 3.10.

Паливні показники серійного ВР регулятора не відрізняються від показників дослідного регулятора при ВР регулюванні (рис.3.8).

При усталеному рухові паливні характеристики (рис.3.9., характеристика 1) при ВР та ДР регулюванні комбінованого регулятора співпадають. Вид регулятора на роботу дизельного двигуна в таких умовах експлуатації на впливає.

На дорозі із змінним профілем, порівняно із рівною, паливна характеристика переміщується вгору (рис.3.9., характеристика 2). Величина переміщення залежить від типу регулятора, інтенсивності дії водія на органи керування ПНВТ, нерівності рельєфу.

Така залежність зберігається також при порівнянні паливних показників комбінованого регулятора при ДР регулюванні та серійного ВР регулятора (рис.3.10).

Рисунок 3.9 – Паливні характеристики трактора ПМЗ-6 з дослідним універсальним регулятором ПНВТ УТН-5

1 - при усталеному рухові; 2 - при неусталеному рухові;
○ – дворежимний регулятор; Δ – всережимний регулятор

Рисунок 3.10 – Паливні характеристики трактора ПМЗ-6 з дослідним дворезимним і серійним регулятором
 1 - при усталеному рухові; 2 - при неусталеному рухові;
 О – дворезимний регулятор; х – всережимний серійний регулятор

Для отримання загального значення паливної економічності застосовується усереднений показник по ГОСТ 20306-85, який підраховується за формулою:

$$Q_{s(уср)} = \frac{1}{i} \left(\frac{Q_{s(0)} - Q_{s(i)}}{2} + Q_{s(1)} + Q_{s(2)} + \dots + Q_{s(i-1)} \right), \quad (3.1)$$

де i – кількість рівних проміжків в заданому діапазоні середніх швидкостей;
 $Q_{s(0)}, Q_{s(i)}$ – початкове і кінцеве значення витрат палива по характеристиці, л/100 км;
 $Q_{s(1)}, Q_{s(2)}, \dots, Q_{s(i-1)}$ – проміжні значення витрат палива по характеристиці, л/100 км.

В таблиці 3.2 наведені дослідні дані паливних характеристик, зображених на рис.3.8. – 3.10., та розрахунок усередненого показника паливної

економічності трактора ПМЗ-6 з причепом РОУ-6 на дорогах із рівним та змінним профілем.

Таблиця 3.2 – Значення дослідних даних паливних характеристик трактора ПМЗ-82 із причепом РОУ-6

Швидкість руху, км/год	Витрата палива, л/100 км			Економія палива ДР регулятора відносно ВР, %
	Серійний ВР регулятор	Дослідний ВР регулятор	Дослідний ДР регулятор	
Дорога з рівним горизонтальним профілем				
10	41,30	41,30	41,30	–
13	36,05	35,84	36,89	–
16	37,73	38,15	38,57	–
18	40,46	38,55	38,99	–
21	41,51	41,51	41,08	–
24	47,79	48,84	48,63	–
Усередн. показник	40,06	39,82	40,10	–
Дорога з перемінним профілем				
10	51,20	51,20	48,84	4,60
13	49,63	47,66	46,88	5,53
16	47,08	45,90	44,33	5,85
18	49,04	49,04	46,10	6,01
21	52,37	51,98	49,63	5,24
Усередн. показник	49,38	48,55	46,64	5,50

Як видно із таблиці 3.2, що усереднений показник витрати палива при сталому руху по рівній дорозі із ВР і ДР регулятором приблизно рівні.

При рухові на дорозі із змінним профілем усереднений показник з ДР регулятором відрізняється від ВР на 5,50%.

Така відмінність у витратах палива полягає в тому, що при ВР регулюванні під час перехідних процесів дозатори паливного насоса піднімаються на зовнішню швидкісну характеристику. Це зумовлює до подачі в циліндри дизельного двигуна надмірної кількості палива.

4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

4.1 Екологічна експертиза

Охорона довкілля, забезпечення екологічної безпеки та життя людини, раціональне використання ресурсів – це невід'ємна складова суспільного розвитку України. З цією метою Україна проводить на своїй території екологічну політику, спрямовану на збереження безпечного навколишнього середовища для живої та неживої природи, захист життя і здоров'я населення від небезпек, пов'язаних із забрудненням навколишнього середовища, та забезпечення раціонального використання природних ресурсів.

25 червня 1991 року Верховна Рада України прийняла Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». Цим законом передбачає обов'язкове проведення екологічної експертизи (ЕЕ) в рамках законодавчої, адміністративної, економічної та інших видів діяльності, що впливає на стан довкілля, а також документацію при розробці нових установок, технологій, матеріалів тощо.

Закон України «Про екологічну експертизу» був прийнятий Верховною Радою 9 лютого 1995 року.

В Україні ЕЕ – це наукова та практична діяльність спеціально уповноважених державних органів, громадських об'єднань та екологічних експертних організацій. Вона базується на міждисциплінарних екологічних дослідженнях, аналізі та оцінці попередніх проєктів, планів та інших матеріалів і об'єктів, реалізація та експлуатація яких можуть вплинути на довкілля та здоров'я людини [18].

Законодавство про ЕЕ регулює діяльність у цій сфері з метою забезпечення екологічної безпеки, охорони довкілля, раціонального використання та збереження природних ресурсів, а також захисту екологічних прав та інтересів громадян і держави.

Метою ЕЕ є запобігання негативному впливу людської діяльності на довкілля та здоров'я, а також оцінка екологічної сумісності економічної діяльності та екологічної ситуації окремих територій та об'єктів.

В основні завдання ЕЕ входить [19]:

- 1) визначення екологічного ризику та екологічної безпеки запланованої або поточної діяльності;
- 2) оцінка впливу діяльності об'єктів, що підлягають дослідженню, на навколишнє середовище, здоров'я та якість природних ресурсів;
- 3) проведення комплексної, науково обґрунтованої оцінки об'єктів, що підлягають дослідженню;
- 4) оцінка ефективності, повноти, дійсності та адекватності заходів щодо захисту навколишнього середовища та здоров'я;
- 5) встановлення відповідності об'єктів, що підлягають дослідженню, вимогам екологічного законодавства, санітарних норм, будівельних норм та відповідних постанов;
- 6) формування об'єктивних, всебічно обґрунтованих висновків екологічної експертизи.

Основними принципами ЕЕ є:

- 1) забезпечення безпечного для людини та здоров'я довкілля;
- 2) раціональна збалансованість екологічних, економічних, медико-біологічних та соціальних інтересів, а також врахування громадської думки;
- 3) наукова обґрунтованість, об'єктивність, незалежність, варіативність та прозорість;
- 4) екологічна безпека, а також територіальна, галузева та економічна доцільність реалізації заходів, що досліджуються, плануються або здійснюються в екологічній експертизі;
- 5) державне регулювання;
- 6) законність.

В Україні проводяться державні, громадські та інші ЕЕ.

Результати державних ЕЕ є обов'язковими для виконання. При прийнятті відповідних рішень щодо подальшого впровадження заходів, що досліджуються в екологічній експертизі, результати державних ЕЕ враховуються нарівні з іншими державними експертизами.

Результати громадських та інших ЕЕ мають рекомендаційний характер. Вони можуть враховуватися як при проведенні державних ЕЕ, так і при прийнятті рішень щодо подальшого впровадження заходів, що досліджуються в ЕЕ.

Для поліпшення якості повітря необхідні заходи, які дозволять зменшити загальний обсяг викидів тракторів і автомобілів більш ніж на 40 % і зменшити викиди свинцю та його сполук. Для цього заплановано такі заходи [20-21]:

- вдосконалення законодавчих документів щодо сприяння заходам з охорони довкілля;

- збільшення частки легкових автомобілів та автобусів з газовим приводом; припинення виробництва та використання етилбензину; виробництво палива та мастильних матеріалів з меншим впливом на навколишнє середовище від ДВЗ;

- оснащення нових транспортних засобів ефективними системами та пристроями для зменшення викидів (каталізатори, автоматичні системи запуску та попереднього прогрівання, системи рекуперації паливних парів);

- розробка та використання нових, більш економічних двигунів внутрішнього згоряння; розробка нових, екологічно чистих транспортних засобів з альтернативними приводами.

Для вирішення екологічних проблем у сфері транспорту необхідно:

- надати пріоритет розбудові системи громадського транспорту з електричною тягою у великих містах України, одночасно скорочуючи автобусний транспорт;

- розробка технологій, методів і технічних засобів оцінки екологічної

безпеки легкових автомобілів в експлуатації;

- розробка та впровадження системи сертифікації двигунів на екологічну безпеку та контроль дотримання сертифікатів;

- посилити екологічні стандарти для конструювання нових моделей транспортних засобів та двигунів;

- розробка технологій і технічних засобів оцінки та захисту навколишнього середовища від забруднення у виробничих зонах підприємств.

4.2 Охорона праці

4.2.1 Значення охорони праці

Не існує повністю безпечних і нешкідливих галузей, особливо в сільському господарстві. Там працівники можуть бути піддані небезпекам і шкідливим факторам, таким як рухомі машини і механізми, незахищені рухомі частини стаціонарних установок, підвищений рівень забруднення повітря на робочому місці, а також контакт з хворими тваринами і забрудненою сировиною. Тому завдання охорони праці на сільськогосподарських підприємствах полягає в мінімізації ймовірності нещасних випадків і професійних захворювань, забезпечуючи при цьому комфортні умови праці при максимальній продуктивності праці [44]. Законодавство з охорони праці включає Закон України «Про охорону праці», Трудовий кодекс України та інші нормативні акти [22].

Український закон «Про охорону праці» від 14 жовтня 1992 року встановлює основні положення щодо реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя та здоров'я під час прийняття на роботу. Він регулює за участю відповідних державних органів відносини між власниками підприємства, установи чи організації або уповноваженим ними органом та працівниками з питань безпеки, гігієни праці та умов праці, а також

встановлює єдину процедуру організації охорони праці в Україні.

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних та медико-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності людини під час прийняття на роботу. Поняття охорони праці також охоплює всі заходи, спеціально спрямовані на створення особливих умов праці для жінок і неповнолітніх, а також для працівників з обмеженою працездатністю [23].

Правова база також включає українські закони «Про обов'язкове державне соціальне страхування від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань з втратою працездатності», «Про охорону здоров'я», «Про охорону від пожеж», «Про забезпечення санітарно-епідеміологічного благополуччя населення», «Про використання ядерної енергії та радіаційний захист», «Про дорожній рух» та «Про обов'язкове соціальне страхування на випадок тимчасової непрацездатності та витрат, пов'язаних з народженням та похованням». Вони доповнюються державними міжгалузевими та галузевими правовими актами – стандартами, інструкціями, правилами, нормами, регламентами, статутами та іншими документами, що мають юридичну силу та є обов'язковими для всіх установ та працівників в Україні.

Відповідно до Закону «Про охорону праці», власник підприємства зобов'язаний у кожній організаційній одиниці та на кожному робочому місці створити умови праці відповідно до вимог правових актів та забезпечити дотримання гарантованих трудовим законодавством прав працівників. Охорона праці як одна з найважливіших виробничих і технічних служб є складовою частиною структури підприємства.

Захист працівників та забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях у сільськогосподарському виробництві мають велике значення. Їх вирішення забезпечує нормальні умови праці для сільськогосподарських працівників. Сюди входять заходи щодо подальшого поліпшення умов праці, повсюдне

впровадження сучасних засобів захисту, усунення причин нещасних випадків та створення необхідних гігієнічних і санітарних умов на робочому місці. Захист працівників у нашій країні включає заходи щодо подальшого полегшення умов праці шляхом механізації складних і небезпечних виробничих процесів, повсюдного впровадження сучасних засобів індивідуального захисту та усунення причин травм і професійних захворювань. Вона тісно пов'язана з умовами праці. Вони характеризуються різними факторами: мікрокліматичними показниками, наявністю шкідливих і небезпечних виробничих факторів на робочому місці, а також психофізичними та естетичними аспектами діяльності сільських робітників [24].

Умови праці на виробництві диференціюються залежно від фактично визначених значень факторів виробничого середовища у порівнянні з гігієнічними нормами, правилами та стандартами, з урахуванням їх можливого шкідливого впливу на здоров'я працівників.

4.2.2 Аналіз формування травмонебезпечних ситуацій

Аналіз небезпечних ситуацій, що існують або безпосередньо виникають у процесі виробництва, показав, що їх можна розділити на такі групи:

- небезпеки, що характеризують стан або рівень небезпеки виробничих об'єктів або конкретного робочого місця, а також конструктивні недоліки конкретного агрегату або верстата;

- сприяють помилкам у робочому процесі, низькій кваліфікації працівників та недостатнім знанням у сфері охорони праці;

- створюють можливість потрапляння працівників у небезпечну зону через недостатній контроль дотримання правил охорони праці. Будь-яке порушення аналітичної цілісності організму або його функцій внаслідок впливу небезпечного фактора на людину вважається травмою.

Якщо внаслідок технічної аварії системи люди отримують травми, сама травма вважається наслідком аварії. Це стосується систем, підсистеми яких включають як машини, так і людей. Якщо під час експлуатації таких систем машина виходить з ладу і раптово припиняє свою роботу внаслідок руйнування окремих деталей або самої машини, що призводить до значної матеріальної шкоди, така випадкова подія вважається аварією [24].

Важливу роль у запобіганні нещасним випадкам відіграє аналіз і, перш за все, своєчасне доведення його результатів до відома всіх організаційних підрозділів та всіх співробітників.

При проведенні аналізу нещасних випадків ставляться такі завдання:

- визначення причин нещасних випадків;
- визначення характеру та частоти нещасних випадків;
- визначення найнебезпечніших видів робіт та процесів;
- визначення факторів, характерних для травм на певному робочому місці, в цеху або відділі;
- визначення загальних тенденцій, характерних для травм на певному робочому місці, в цеху або відділі.

Оскільки в процесі функціонування систем «людина-машина» такі явища, як травми та нещасні випадки, мають дуже схожі механізми виникнення та прояву, ці явища описані нижче паралельно (рис. 4.1).

НВФ – небезпечний виробничий фактор; НУ – небезпечні умови; НД – небезпечні дії; НО – небезпечні обставини; НС – небезпечна ситуація; А – аварія; Т – травма.

Рисунок 4.1 – Блок-схема формування та виникнення травмонезбезпечних аварійних ситуацій

Усі явища, що створюють небезпечну ситуацію, мають повну ймовірність настання. Це означає, що небезпечні умови (НУ), небезпечні дії (НД), небезпечні ситуації (НС) та їхні наслідки – нещасний випадок (А), травма (Т) і сприятлива подія – належать до випадкових явищ.

Найважливіші безпеки на робочому місці наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Аналіз процесів формування травмонебезпечних ситуацій при внесенні органічних добрив

Вид робіт, виробничий підрозділ, робоче місце, виробниче обладнання, склад	Виробнича безпека			Можливі наслідки	Заходи запобігання небезпечним ситуаціям
	Небезпечна умова (НУ)	Небезпечна дія (НД)	Небезпечна ситуація (НС)		
Обслуговування верхньої частини обладнання за допомогою драбин	Робота на висоті (НУ)	Можливість проковзування драбин внаслідок слизької підлоги (НД)	Падіння працівника (НС)	Травма (Т)	Користуватися надійною драбиною, кінці якої повинні бути оббиті матеріалом, що не дає проковзування
Модель процесу: НУ → НД → НС → Т					
Вивантаження добрив з кузова розкидача внаслідок злежання добрив	Робота в кузові без захисної решітки (НУ)	Падіння працівника в кузов розкидача (НД)	Потрапляння працівника на транспортер(НС)	Смерть (С)	Працювати в кузові розкидача при наявності захисної решітки
Модель процесу: НУ → НД → НС → С					
Ремонт електропроводки	Виконання ремонту некваліфікованою особою (НУ)	Працівник доторкнувся до корпусу (НД)	Ураження електричним струмом (НС)	Травма (Т)	Заборонити працівнику самостійно проводити ремонт електро-проводки, роботу повинен майстер
Модель процесу: НУ → НД → НС → Т					

Схема сценарію виникнення й розвитку аварій показаний на рисунку 4.2.

Рисунок 4.2 – Схема побудови сценарію виникнення й розвитку аварії.

Постадійний аналіз умов виникнення і розвитку аварій, основні принципи аналізу, способи та засоби попередження і локалізації аварій

показний в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Схема постадійного аналізу умов виникнення і розвитку аварій

Найменування стадії розвитку аварійної ситуації (аварії)	Основні принципи аналізу умов виникнення (переходу на іншу стадію) аварійної ситуації (аварії та її наслідків)	Способи і засоби попередження, локалізації аварії
1	2	3
Вихід параметрів за критичні значення	Виявлення особливо небезпечних речовин; виявлення параметрів, які визначають небезпечність технологічних процесів і їх критичні значення; оцінка достатності оснащення засобами, які включають вихід параметрів за припустимі межі, їх ефективність, надійність	Дооснащення технологічних процесів засобами контролю, управління й протиаварійного захисту, підвищення їх надійності й ефективності; удосконалення технологічних процесів
Знос, утомленість матеріалу апарата	Перевірка вивченості корозійних властивостей застосовуваних речовин; наявність даних щодо швидкості корозії і зносу; відповідність матеріалу устаткування (трубопроводів), захисного покриття, ущільнювальних матеріалів. Наявність умов для механічного ушкодження устаткування	Застосування обладнання підвищеної надійності, ефективного захисного покриття і захисних пристроїв
Підвищена вібрація	Перевірка надійності й вірності кріплення апаратів, машин, трубопроводів, співосності з'єднань пристроїв, що обертаються	Своєчасне проведення планово-запобіжних ремонтів
Зруйнування апаратури	Аналіз кількісних енергетичних характеристик вибуху (надлишковий тиск, швидкість наростання тиску) й порівняння їх із характеристиками міцності апаратури. Наявність засобів захисту устаткування від зруйнування при вибуху (запобіжні клапани).	Оснащення запобіжними пристроями, підвищення характеристик міцності апаратури

Продовж. табл. 4.2

1	2	3
Розгерметизація апаратури	Перевірка відповідності устаткування, трубопроводів, запірної арматури, запобіжних і ущільнюючих пристроїв вимогам нормативів; оцінка технічного стану апаратури	Розвиток бази діагностування і дефектоскопії устаткування; вдосконалення системи планово-запобіжного ремонту.

4.2.3 Технічний регламент та вимоги безпеки при використанні тракторів

Одним із факторів, що впливають на організм людини під час роботи з транспортними засобами, є вібрація та шум. Рівень шуму колісних тракторів не повинен перевищувати 80 дБА. Крім того, необхідно переконатися, що кабіна трактора та її обладнання відповідають технічним характеристикам і вимогам виробника.

Для безпечного виконання механізованих робіт машини повинні бути повністю обладнані та мати необхідні пристосування та захисні огорожі.

Технічний стан машини перевіряється відповідно до вимог чинних норм і правил (НАОП 2.0.00-2.01.-83, ОСТ 46.0.141-83 тощо).

Навісне обладнання, інструменти та причепа з'єднуються з трактором за допомогою жорстких зчіпних пристроїв, щоб запобігти зіткненню з трактором. Навісне обладнання, наприклад, пні дерев, необхідно закріплювати в місцях з'єднання за допомогою шплінтів.

Для роботи з тракторно-машинним комплексом необхідно підготувати поле: траншеї та ями повинні бути засипані, а непереборні перешкоди позначені маркерними знаками.

Трактористи, які працюють на схилах, можуть керувати тракторами класу II або вище, якщо вони мають менше трьох років досвіду роботи в цій галузі та пройшли спеціальне навчання та інструктаж з техніки безпеки для

виконання таких робіт. Бригадир або інша відповідальна особа повинна надати трактористу робочу інструкцію, в якій описано маршрут руху та заходи безпеки для роботи в таких умовах. Особи, які пройшли інструктаж з вимог безпеки та мають дійсне відповідне посвідчення водія, можуть працювати трактористами. Сідельні тягачі повинні бути обладнані гальмами, які керуються з кабіни водія. Вони повинні забезпечувати надійне гальмування причепа під час руху, автоматично активуватися при від'єднанні від тягача, фіксувати причіп на схилі в стані спокою та запобігати ковзанню тягача. Гальмівні системи причепів з'єднані з гусеничними транспортними засобами. Кузов самоскида оснащений фіксованим упором, який фіксує піднятий кузов.

Пожежі та запалення можуть виникати внаслідок нагрівання від тертя, іскор механічного або електричного характеру, а також від масла на гарячих поверхнях. Щоб запобігти пожежам, необхідно суворо дотримуватися правил пожежної безпеки. Дотримання цих правил контролюється безпосереднім керівником та інспектором з охорони праці.

Цех, що підпадає під вибухо- та пожежонебезпеку відповідно до СНіП П-90-81, належить до категорії D і має клас вогнестійкості II. Лабораторія має два евакуаційні виходи шириною 0,8 м. Відстань від найвіддаленішого робочого місця до вихідних дверей становить 5 м, що відповідає вимогам СНіП. У приміщенні є протипожежний щит, бочка з водою та пісочниця.

Назовні встановлено гідрант. Є два вогнегасники. Встановлено знаки безпеки та вивішено інструкції з пожежної безпеки. Куріння в майстерні суворо заборонено. Особи, які не пройшли навчання, інструктаж та перевірку з пожежної безпеки, не мають права працювати в лабораторії.

Щоб уникнути пожеж, слід пам'ятати, що відходи, які утворюються під час переробки, є самозаймистими. Тому заборонено:

- ущільнювати відходи відразу після виходу з гранулятора;
- зберігати відходи в легкозаймистих контейнерах (мішках, дерев'яних ящиках, картонних коробках);

- курити в цеху;
- використовувати відкритий вогонь.

Цех повинен бути обладнаний такими засобами пожежогасіння: захисні екрани з вогнегасниками та вогнегасник.

Пропозиції щодо поліпшення охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях:

- оновити засоби пожежогасіння;
- забезпечити співробітників засобами індивідуального захисту;
- привести колективні засоби захисту у належний стан;
- перевірити стан електричних проводів та приладів;
- посилити контроль за дотриманням правил безпеки;
- розробити план локалізації та ліквідації надзвичайних ситуацій та аварій;
- провести навчання персоналу на місці щодо дій у разі аварій.

Таким чином, охорона праці займає важливе місце в житті кожного співробітника. Тому необхідно дотримуватися законодавчих положень та правил охорони праці на сільськогосподарському підприємстві.

4.3 Економічна ефективність впровадження результатів роботи у виробництво

Експлуатаційні витрати можна визначити, розрахувавши економічні показники комбінованого регулятора: витрати на переобладнання, капітальний та поточний ремонт, технічне обслуговування, оплату праці, паливно-мастильні матеріали, а також якість та кількість продукції, що досягається з порівнюваними машинами [25-26].

Розрахунок економічних показників враховував додатковий економічний ефект від підвищення паливної ефективності дизельного двигуна трактора та підвищення продуктивності тракторно-машинного агрегату в

транспортному режимі.

Початкові дані для розрахунку економічної ефективності комбінованого регулятора на тракторі ПМЗ-6 наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Початкові дані для розрахунку економічної ефективності МТА (ПМЗ-6+РОУ-6)

Назва показника	Одиниця виміру	Модернізована модель	Базова модель
Продуктивність за 1 год. часу, зміни	т·км/год	166	166
Річне планове завантаження	год	675	675
Усереднений показник		48,55	46,64

Економічний ефект від зменшення витрати палива визначається за формулою

$$E_k = W_z T_p V a c, \quad (4.1)$$

де W_z - продуктивність МТА, т·км/год; V - усереднений показник витрати палива, т/т·км; T_p - річне планове завантаження МТА, год; a - питома зменшення витрати палива завдяки зміні режимів регулювання у дослідному варіанті в порівнянні з серійним

$$a = \frac{65,38 - 61,46}{65,38} = 0,059$$

c – ціна дизельного палива, грн/т ($c=58160$ грн/т; закупівельна ціна станом на 15.12.2025 р.)

Отримуємо:

$$E_k = 166 \times 675 \times 0,0000568 \times 0,059 \times 58160 = 24064 \text{ грн.}$$

Розраховуємо економічний ефект від зниження часу пробігу 1 кілометра

$$E'_d = \Pi_{\text{ит.б}} - \Pi_{\text{ит.м}}, \quad (4.2)$$

де $\Pi_{\text{ит.б}}$, $\Pi_{\text{ит.м}}$ – приведені витрати на 1 км відповідно з дослідним і серійним регулятором.

$$P_{nut} = e \cdot K_n + B_n, \quad (4.3)$$

де e – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ($e = 0,15$); K_n – питомі капіталовкладення; B_n – прямі експлуатаційні видатки.

Питомі капіталовкладення розраховуються згідно рівняння:

$$K_n = \frac{B}{W_{zv} T_{pm}}, \quad (4.4)$$

де B – балансова вартість транспортного засобу (ПМЗ-6 + причеп РОУ-6), грн ($B = 124500$ грн); W_{zv} – продуктивність при транспортуванні органічних добрив, т/год; T_{pm} – річне планове завантаження трактора, год (675 год).

Продуктивність при транспортуванні органічних добрив визначається за формулою:

$$W_u = \frac{B}{T_u}, \quad (4.5)$$

де B – вантажопідйомність причепа, т (6 т); T_u – час одного циклу при транспортуванні, год.

Приймаємо, що перевезення здійснюється трактором ПМЗ-6 із причепом РОУ-6 на відстань 3 км.

Час одного циклу при відвезенні органічних добрив розраховується за формулою:

$$T_u = t_{нав} + t_{пер} + t_{вив} + t_{х.пер}, \quad (4.6)$$

де $t_{пер.б} = 0,125$, $t_{пер.м} = 0,123$ – час транспортування органічних добрив, год; $t_{х.пер.б} = 0,1$, $t_{х.пер.м} = 0,098$ – час холостого переїзду, год; $t_{вив.б} = t_{вив.м} = 0,042$ – час вивантаження добрив, год; $t_{нав.б} = t_{нав.м} = 0,167$ – час навантаження транспортного засобу, год.

Тоді

$$T_{уб} = 0,125 + 0,1 + 0,042 + 0,167 = 0,434 \text{ год},$$

$$T_{ум} = 0,123 + 0,098 + 0,042 + 0,167 = 0,43 \text{ год}.$$

Звідки

$$W_{ц.б} = \frac{10 \times 3}{0,434} = 69,12 \text{ т} \cdot \text{км} / \text{год} ,$$

$$W_{ц.м} = \frac{10 \times 3}{0,43} = 69,78 \text{ т} \cdot \text{км} / \text{год} ,$$

Прямі експлуатаційні видатки визначаються за формулою

$$B_n = 3 + A + P + \Pi, \quad (4.7)$$

де 3 – заробітна плата працівників, грн.; A – питомі витрати на реновацію трактора, грн.; P – питомі відрахування на капітальний, поточний ремонт та ТО, грн.; Π – питомі затрати на ПММ, грн.

Розраховуємо заробітну плату працівників по транспортуванню органічних добрив на 1 км із рівняння

$$3 = \frac{\sum k r_i}{W_{ц}}, \quad (4.8)$$

де k – кількість механізаторів, які зайняті на перевезенні; r_i – погодинна ставка механізатора.

Питомі витрати на реновацію МТА визначаємо за формулою

$$A = \frac{Ba}{W_{ц} T_{пр}}, \quad (4.9)$$

де a - нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на реновацію ($a = 0,16$); $T_{пр}$ - нормативне річне завантаження трактора, год (675 год).

Визначаємо питомі відрахування на капітальний, поточний ремонт і планове ТО за формулою:

$$P = \frac{B(R_k + R_n)}{W_{зв} T_{ц}}, \quad (4.10)$$

де $(R_k + R_n) = 0,34$ – нормативний коефіцієнт щорічних відрахувань на капітальний і поточний ремонт.

Розраховуємо питомі затрати на ПММ за формулою:

$$\Pi = qc, \quad (4.11)$$

де q – витрата ПММ на одиницю обсягу роботи, т/т·км.

Визначаємо приведені витрати на 1 т·км за формулою:

$$\Pi_{\text{пм}} = e \cdot K + B_n, \quad (4.12)$$

де e – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ($e = 0,15$).

Економічний ефект від підвищення продуктивності МТА визначається з виразу

$$E'_\partial = \Pi_{\text{пм.б}} - \Pi_{\text{пм.м}}$$

Річний економічний ефект визначається за формулою:

$$E_\partial = E'_\partial \times W_3 \times T_p$$

Розраховуємо загальний економічний ефект за рік експлуатації на один трактор за формулою

$$E_p = E_k + E_\partial$$

Визначаємо термін окупності комбінованого регулятора за формулою:

$$T_o = \frac{B_p}{E_p}, \quad (4.13)$$

де B_p – балансова вартість комбінованого регулятора, грн.

ВИСНОВКИ

1. Огляд літературних джерел та аналіз патентних досліджень щодо конструкцій комбінованих регуляторів для дизельних двигунів тракторів показує, що сільськогосподарські трактори до 50 % свого робочого часу проводять у режимі транспортування з широким діапазоном обертів, а решту часу – у польових умовах, де необхідне точне дотримання агротехнічних швидкостей. Використання ВР регуляторів на тракторах під час транспортування призводить до надмірного споживання палива під час перехідних процесів. Тому рекомендується використовувати комбіновані регулятори для дизельних двигунів тракторів.

2. На основі умов експлуатації колісних тракторів з ВР регуляторами для підвищення паливної ефективності, особливо в режимі транспортування, пропонується використовувати комбінований регулятор з перемикаючими режимами регулювання.

3. Проведені випробування на випробувальному стенді підтвердили працездатність експериментального комбінованого регулятора з перемикаючими режимами регулювання.

4. За результатами лабораторних і виробничих випробувань комбінованого регулятора на дизельному двигуні Д-65 трактора ПМЗ-6 встановлено, що запропонований регулятор за рахунок однорежимного регулювання знижує витрату палива на дорозі зі змінним профілем на 4,6-6 %.

5. Очікувана економія від використання комбінованого регулятора з перемиканням режимів регулювання становить 24382 грн на рік на один трактор.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Догланов К.Є., Лісовал А.А. Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згоряння: навч. посібник Київ : НТУ, 2003. 138 с.
2. Гідравлічна система регулювання автомобільних и тракторних двигунів: Звіт про НДР/ Київський авт. дор. ін-т /КАДІ/. Керівник Долганов К.Є. – 2к – 67/68, №ГР 69032050, Інв. №Б 119699. Київ, 1967. 73 с.
3. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння: а.с. 859662, МКИ 02Д 1/04 ;опубл. 07.01.88. Бюл. №1. 3 с.
4. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння: а.с. 108297 СССР, МКИ F 02 Д 1/04. №3553671/2606; заявл. 17.02.83; опубл. 30.03.84, Бюл. №12. 5 с.
5. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння: патент на винахід UA 22923 А, кл F02 D 1/10. Україна. №94063256; заявл. 28.06.94; опубл. 30.06.98. Бюл. №3.
6. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння: патент № 69757А України, МКИ F 02 D 1/04. № 2003119884; заявл. 04.11.03; опубл. 15.09.04. Бюл. № 9. 4 С.
7. Головчук А.Ф., Харак Р.М. Автоматизація переключення всережимного і дворезимного регулювання універсального регулятора колісних тракторів. *Вісник ХДТУСГ. Збірник наукових праць «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин»*. Випуск 8, том 2. Харків, 2001.С. 178–182.
8. Головчук А.Ф., Харак Р.М., Левчук В.І. Розробка і дослідження універсальних регуляторів паливних насосів НД-22/6 для колісних тракторів ХТЗ. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Тематичний збірник наукових робіт «Двигуни внутрішнього згоряння». Харків, НТУ «ХПІ» 2001. № 2. С. 10–19.
9. Діденко Н.К. Експлуатація машинно-тракторного парка. Київ : Вища

школа, 1977. 392 с.

10. Лясковський В.Г. Розробка і дослідження дворежимного регулятора для дизеля середньої потужності з роторним паливним насосом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ, 2001. 20 с.

11. Долганов К.Є., Гутаревич Ю.Ф. Автомобільні двигуни. Системи живлення та регулювання поршневих двигунів: навч. посібник. Київ : УТУ, 1995. 148 с.

12. Коколев А.А., Самусь Н.І., Долганов К.Є., Лісовал А.А. Паливна апаратура для українських автомобільних дизелів. *Автошляховик України*. 1995. №4. С. 24–26.

13. Головчук А.Ф. Автоматичне регулювання автотракторних і комбайнових двигунів : навч. посібник. Умань.: УДАА, 2001. 64 с.

14. Арендаренко В.М., Лапенко Г.О., Харак Р.М., Назаренко О.О. Дослідження кінематики універсального регулятора швидкості колісного трактора. *Шостий міжнародний симпозіум українських інженерів - механіків у Львові*: тези доповідей. Львів: КІНПАТРИ ЛТД. 2003. 174 с.

15. Головчук А.Ф., Харак Р.М. Кінематичний аналіз універсального регулятора швидкості з автоматичним перемиканням режимів регулювання. *Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету*. Дніпропетровськ, 2007. № 1, С. 75-78.

16. Харак Р.М., Арендаренко В.М. До питання аналізу універсального регулятора швидкості методом векторних контурів. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2007. № 4. С.172-175.

17. Харак Р.М. Статичний розрахунок універсального регулятора з автоматичним переключенням режимності роботи тракторного двигуна. *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Збірник наукових праць «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин»*. Харків, ХДТУСГ, вип.17. 2003. С. 147- 151.

18. Волошина Н.О. Екологічна експертиза: навч. посібник. Київ : НПУ

імені М.П. Драгоманова, 2017. 107 с.

19. Екологічна експертиза : навч. посіб. / М. І. Федючка та ін. 2-ге вид., доп. перероб. Херсон : Олді-плюс, 2019. 144 с.

20. Міхно М. В. Зниження витрати палива та шкідливих викидів рухомих складом автомобільного транспорту раціональним вибором експлуатаційних факторів: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.10 / Український транспортний ун-т. Київ, 1998. 16с.

21. Устименко В. С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу: дис. канд. техн. наук: 05.22.20 / Державне підприємство "Державний автотранспортний науково- дослідний і проектний ін-т". Київ, 2006. 178с

22. Пожарова О. В. Охорона праці : навч. посіб. Одеса, 2022. 86 с.

23. Баличева Н. В. Основи охорони праці та безпеки життєдіяльності : навч. посіб. /Умань : Візаві, 2023. 273 с.

24. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник та ін. ; за заг. ред. В. В. Сокурєнка Харків : ХНУВС, 2021. 308 с.

25. Доберчак Н.І. Економіка виробництва : навч. посібник. Львів: Новий світ-2000, 2020. 230с.

26. Петленко Ю.В. Економіка підприємства : навч. посібник. Київ : Кондор, 2024. 295 с.