

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **«ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
ТРАКТОРІВ ТЯГОВОГО КЛАСУ 3,0 ПІД ЧАС ТРАНСПОРТНИХ
ОПЕРАЦІЙ»**

Виконав: студент 6 курсу групи Аін-63

Спеціальності 208 «АГРОІНЖЕНЕРІЯ»

(шифр і назва)

Кирик Ігор Васильович

(прізвище ім'я та по батькові)

Керівник: к.т.н., доцент Шевчук В.В.

(наук. ст., вчене звання, прізвище та ініціали)

Рецензент: _____

(наук. ст., вчене звання, прізвище ініціали)

ДУБЛЯНИ 2021

Магістерська робота: 67 с. текст. част., 15 рис, 11 табл., 21 джерел. «Підвищення ефективності використання тракторів тягового класу 3,0 під час транспортних операцій» Кирик І.В. – Магістерська робота. Кафедра автомобілів і тракторів. – Дубляни, Львівський НАУ, 2021.

Здійснено аналіз стану питання і завдання досліджень, а також значення та об'єми транспортних робіт у сільськогосподарському виробництві; наведено класифікацію сільськогосподарських вантажів, дорожніх умов, видів і особливостей сільськогосподарських перевезень.

Здійснено аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів тягового класу 3,0.

В результаті проведених експериментальних досліджень регулятора встановлено, що досліджуваний регулятор дозволяє отримання таких же техніко-економічних показників МТА, як і з серійним всережимним регулятором під час роботи дизеля на встановлених режимах; а також зменшення експлуатаційної витрати палива на 4,6...6% під час виконання транспортних робіт завдяки способу дворезимного регулювання; при дворезимному регулюванні, порівняно із все режимним забезпечується підвищення інтенсивності розгонів із місця на 23%, а на ходу – в діапазоні 22...30,6 %.

Результати економічної ефективності доводять доцільність використання універсального дворезимно-всережимного регулятора з автоматичним переключенням, що становить понад 2220 грн. у рік на один трактор.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1.1. Аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів.....	9
1.2. Огляд і аналіз схем і конструкцій універсальних регуляторів....	13
Висновок за розділом.....	22
РОЗДІЛ 2	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА	23
2.1. Схема регулятора паливного насоса розподільчого типу з серійним регулятором.....	23
Висновки за розділом	29
РОЗДІЛ 3	
МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	30
3.1. Мета і програма експериментальних досліджень.....	30
3.2. Установки та обладнання для експериментальних досліджень..	31
3.3. Методика лабораторних досліджень	33
3.4. Методика експлуатаційних досліджень.....	35
3.5. Методика розрахунку тягової характеристики трактора.....	37
РОЗДІЛ 4	
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	43
4.1. Результати досліджень швидкісної характеристики паливного насоса НД–22/6Б4 з серійним і дослідним регулятором.....	43
4.2. Результати дорожніх досліджень паливно-швидкісної характеристики трактора Т-150К.....	47
4.3. Динаміка МТА з дослідним регулятором.....	51
РОЗДІЛ 5	
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ	

СИТУАЦІЯХ.....	54
5.1. Обґрунтування травмонебезпечних ситуацій під час виконання транспортних операцій.....	54
5.2. Розрахунок штучного освітлення ділянки технологічної лінії щоденного обслуговування.....	58
Висновок за розділом.....	59
РОЗДІЛ 6	
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ	
ДОСЛІДЖЕНЬ	
6.1. Розрахунок показників оцінки економічної ефективності	60
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	65
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	66

ВСТУП

Використання всережимних регуляторів швидкості на сільськогосподарських тракторах і комбайнах викликане необхідністю автоматичного підтримування заданої швидкості руху МТА як на номінальному, так і на часткових режимах, незалежно від перемінної величини завантаження агрегату. До таких польових робіт можна віднести оранку, сівбу зернових, технічних і овочевих культур, механізоване висаджування і збирання овочів, міжрядний обробіток і т.д.

Треба зазначити, що з підвищенням робочих швидкостей суттєво збільшилась напруженість роботи механізатора, який керує складним комплексом систем і механізмів машинно-тракторного агрегату. Для ефективного використання МТА водій повинен керувати завантаженням двигуна, напрямком руху, роботою сільськогосподарської машини, яка повинна забезпечувати високу агротехнічну якість роботи, стежити за роботою систем та механізмів трактора і сільськогосподарської машини, а також забезпечувати безпеку руху.

Тому нами на дизель колісних тракторів ХТЗ запропоновано застосовувати універсальний дворезимно-всережимний регулятор, який дозволяє без зупинки дизеля і людського фактору змінювати програму регулювання із всережиної на дворезимну і навпаки.

Мета досліджень. Підвищення ефективності використання тракторів тягового класу 3,0 під час транспортних операцій завдяки дослідженню універсального всережимно-дворезимного регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання

Задачі дослідження:

– проаналізувати значення та об'єми транспортних робіт, а також види і особливості перевезень у сільськогосподарському виробництві;

– провести аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів;

- здійснити дослідження швидкісної характеристики паливного насоса НД–22/6Б4 з серійним і дослідним регулятором;
- провести дослідження паливно-швидкісної характеристики трактора Т-150К;
- провести розрахунок штучного освітлення ділянки технологічної лінії щоденного обслуговування;
- визначити техніко-економічну ефективність проведеного дослідження .

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів

Досвід експлуатації показує, що 70-80% вантажоперевезень в сільському господарстві здійснюється колісними тракторами. Високого рівня досягло застосування тракторних засобів за кордоном. Так, у Франції на долю тракторного транспорту припадає близько 90 %, в Німеччині – понад 75 %, в США – понад 35 % перевезень сільськогосподарських вантажів [5].

Впродовж календарного року колісні трактори ХТЗ-120/121 і ХТЗ-160, ЮМЗ-8280 і ЮМЗ-10280 “Дніпро”, енергонасичені трактори загального призначення ХТЗ-170 з різними моделями двигунів вітчизняного і зарубіжного виробництва застосовуються для виконання різних польових робіт та тракторних перевезень.

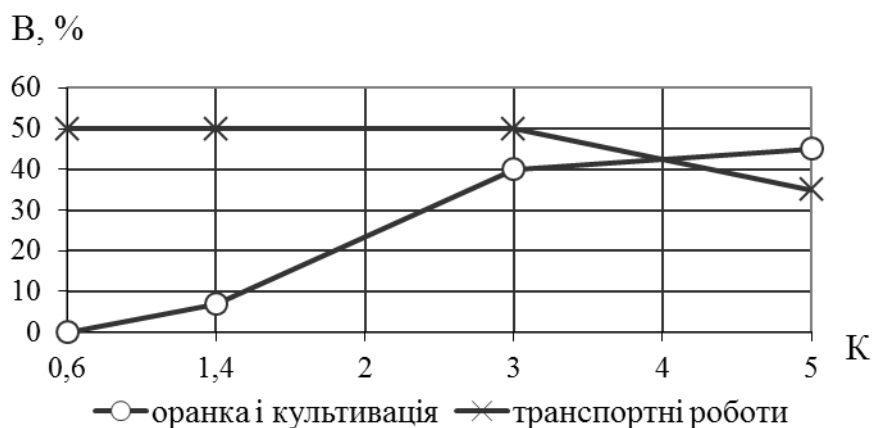


Рисунок 1.1 – Розподіл відносного часу V роботи сільськогосподарських колісних тракторів різних тягових класів K за видами робіт

Аналізуючи рис. 1.1., варто відмітити, що колісні трактори сільськогосподарського призначення до 50% часу використовуються на транспортних роботах [1].

Аналіз спостережень, наведених у роботі [6], показує, що дизелі колісних тракторів працюють тільки 33-55% на регуляторній характеристиці, при цьому до 28% часу експлуатації з навантаженням 80% і більше при номінальній частоті обертання. На рис. 1.2 показано розподіл відносного часу роботи на різних навантаженнях дизелів колісних тракторів класів 5 і 1,4. На рисунку позначені режими (Р) роботи: 1 – без навантаження,

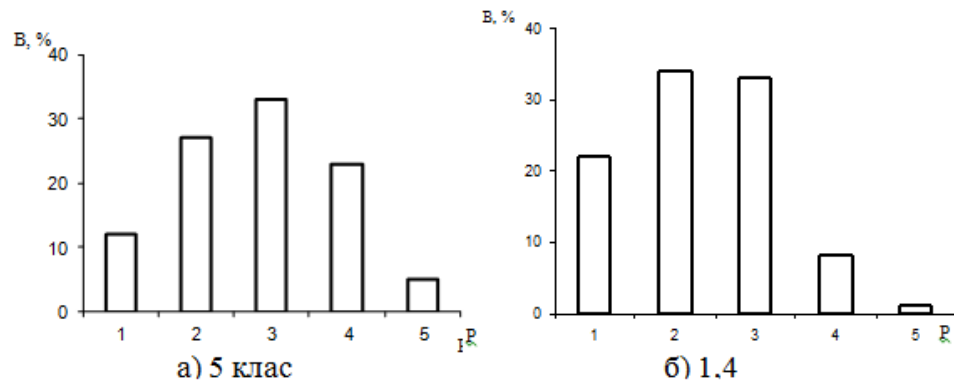


Рисунок 1.2 – Розподіл відносного часу В роботи з різним навантаженням Р дизелів сільськогосподарських колісних тракторів класів 5 і 1,4: 1- холостий хід; 2 – з навантаженням до 50%; 3 – з навантаженням від 50 до 80%; 4 – з навантаженням від 80 до 100%; 5 – з навантаженням понад 100%.

Режими роботи двигунів внутрішнього згоряння діляться на встановлені, при яких основні показники не змінюється протягом часу, і невстановлені, при яких основні показники змінюються з часом. Тракторні агрегати в умовах сільськогосподарського виробництва більшу частину часу працюють на невстановлених режимах, що відображено в рівнянні тягового балансу [7]:

$$\frac{M_K}{r_K} \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP} = \frac{I_\partial}{r_K} \cdot i_{TP} \frac{d\omega_\partial}{dt} \cdot \eta_{TP} + \frac{I_K \cdot z_K}{r_K} \cdot \frac{d\omega_K}{dt} + m \frac{dV}{dt} + R \cdot F \cdot V^2 + m \cdot g \cdot \psi, \quad (1.1)$$

де M_K – крутний момент двигуна; r_K – радіус кочення колеса; i_{TP} – загальне передаточне число трансмісії; η_{TP} – механічний ККД трансмісії; I_∂ – приведений до валу двигуна момент інерції всіх його рухомих мас; ω_∂ і ω_K – кутова швидкість валу двигуна і колеса; I_K – момент інерції колеса; z_K

– кількість колес; m – маса машини; V – швидкість машини; $\frac{dV}{dt}$ – прискорення машини; $R \cdot F$ – фактор обтікання; g – прискорення вільного падіння; ψ – приведений коефіцієнт опору руху.

Рівняння (1.1) показує, що встановлений режим забезпечується тільки при рівномірному русі, постійних кутових швидкостях ω_o і ω_K , приведенного коефіцієнта опору ψ . В умовах експлуатації ці показники змінюються внаслідок нерівності рельєфу, зміною коефіцієнту опору машинно-тракторного агрегату.

На рис. 1.3. показані швидкісні характеристики автотракторних дизелів, які визначаються типом регулятора і положенням важеля керування подачею палива [8].

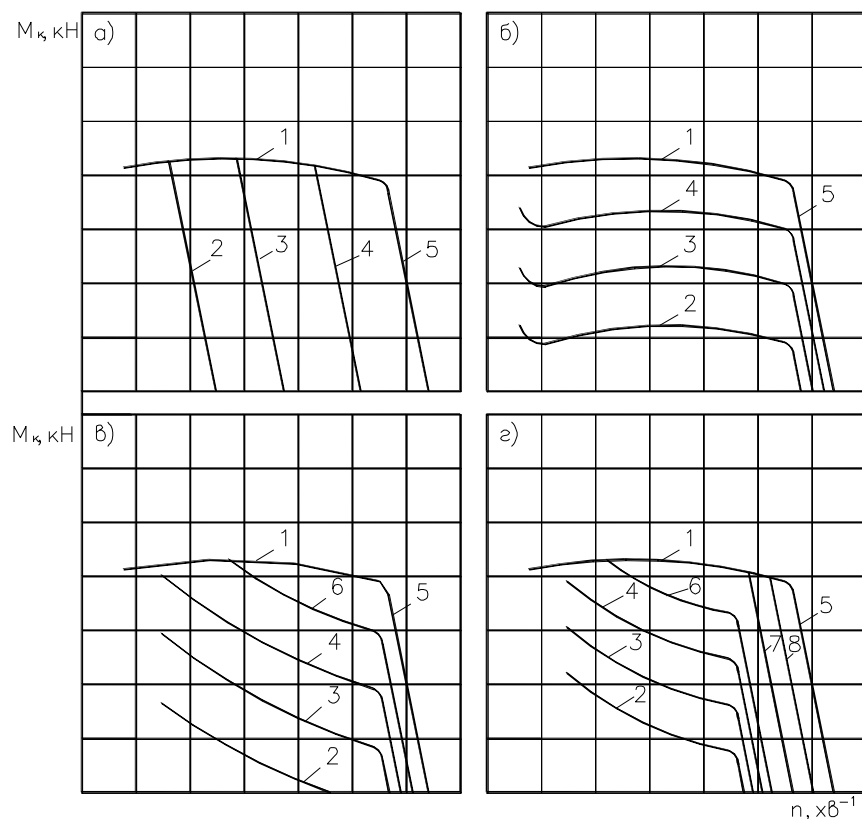


Рисунок 1.3 Способи регулювання автотракторних дизелів [8]: *а* і *б* – всережимне і дворежимне регулювання; *в* – однорежимне регулювання з коректуванням часткових характеристик; *г* – однорежимно-всережимне регулювання з коректуванням часткових характеристик при одно режимному

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

На вітчизняних тракторах і автомобілях використовуються всережимні регулятори частоти обертання колінчастого дизеля [9], [10].

Такі регулятори автоматично підтримують задану швидкість руху машинно-тракторного агрегату як на номінальному, так і на часткових режимах. Але застосування всережимного регулювання на транспортних роботах, як свідчать дослідження П.І. Андрусенка, К.Є. Долганова, Ю.Ф. Гутаревича, А.Г. Говоруна, А.Ф. Головчука, А.С. Жернового, І.Є. Каньковського, В.І. Мельниченка, В.І. Захарчука, В.Г. Лясковського [7]-[10] та інших, веде до підвищення експлуатаційної витрати палива.

При такому виді регулювання під час перехідних процесів рейка або дозатори паливного насосу здійснюють закиди і виходять на максимальну подачу палива, що приводить до подачі в циліндри дизеля надлишкової кількості палива, і тільки потім встановлюються в положення, яке відповідає новому режиму роботи.

Питаннями поведінки органа керування подачею палива в залежності від способу регулювання частоти обертання автомобільного дизеля займався Є.І Блаженнов. Було встановлено, що рейка ПНВТ при всережимному регулюванні в 5...6 разів більше виходить на зовнішню швидкісну характеристику, ніж при дворезимному [11].

Дослідження, проведені Є.І Блаженновим на автомобілі МАЗ – 500А з двигуном ЯМЗ – 236, показали перевагу в 5...7 % застосування дворезимного регулятора, в порівнянні із всережимним [12], [13].

Дослідження, проведені Ю.Ф. Гутаревичем [14] на тракторі МТЗ-50Л з дизелем Д-50, обладнаного гідравлічним одрорежимно-всережимним регулятором, показали, що застосування однорежимного регулювання на транспортних роботах забезпечує економію палива на 5%, порівняно із всережимним.

На 3-7% зниження витрати палива при однорежимному регулюванні отримано в дослідженнях, проведених Говоруном А.Г. [15] на дизелі ЯМЗ-236 (автомобіль МАЗ-503Б), обладнаного гідравлічним регулятором.

Дослідження, проведені Головчуком А.Ф. [16] із паливним насосом НД – 22/6Б4 на базі трактора Т–150К, показали, що експлуатаційна витрата палива при дворезимному регулюванні менша на 6...8% порівняно із всережимним під час виконання транспортних робіт.

В середньому близько 5% економії палива отримав І.Є. Каньковський, який досліджував трактор Т – 150К на транспортних роботах, застосовуючи однорежимно-всережимний регулятор [17].

Дослідження, проведені в НПО НАТИ із всережимно-дворезимним регулятором на базі тракторів МТЗ-82, МТЗ-100, Т-150К, показали переваги застосування дворезимного регулювання на транспортних роботах. Питома витрата палива трактора Т-150К, який агрегувався з причепом 1ПТС-9, склала - 91 г/т·км, що на 5...7% менше, ніж при всережимному регулюванні. При цьому продуктивність зросла на 2..5 т·км/год. Приблизно такі ж показники отримані і для решти тракторів [18].

1.2 Огляд і аналіз схем і конструкцій універсальних регуляторів

Аналіз схем і конструкцій автоматичних регуляторів двигунів внутрішнього згоряння описано Крутовим В.І. в роботі [23]. В ній представлено класифікацію регуляторів частоти обертання колінчастого вала двигуна за слідуючими ознаками:

- за видом чутливого елемента;
- за принципом дії;
- за діапазоном роботи регулятора.

В залежності від діапазону роботи регулятори бувають:

- всережимні, що забезпечують автоматичне регулювання заданої частоти обертання на всьому робочому діапазоні;

– дворежимні, що забезпечують стійку роботу на мінімальній частоті обертання холостого ходу і обмежують максимальну частоту обертання дизеля;

– однорежимні, що працюють тільки на одному швидкісному режимі (обмежують максимальну частоту обертання).

Проте в цій роботі розглядаються регулятори, які забезпечують тільки один вид регулювання швидкісних режимів.

У вітчизняній практиці використовуються регулятори, які забезпечують всережимне, дворежимне або однорежимне регулювання. Але для більш раціонального використання системи автоматичного регулювання необхідно поєднати вищезгадані види регулювань. Однак не всі комбіновані регулятори відповідають вимогам сьогодення. Так, деякі із них переключаються з одного виду регулювання на інше тільки при розбиранні регулятора і заміни його деталей. Такі умови неприйнятні, особливо для колісних тракторів. Тому потрібні регулятори, в яких би переключення режимів регулювання відбувалося без розбирання і зупинки дизеля.

Запропонована нами класифікація регуляторів двигунів внутрішнього згоряння представлена на рис.1.4., яка дає можливість провести аналіз та вибір системи автоматичного регулювання.

Для автотракторних дизелів, П.І. професорами Андрусенко і К.Е. Долгановим запропонований гідравлічний регулятор, який забезпечує протікання кривих крутного моменту дизеля на часткових швидкісних характеристиках за гіперболічним законом при однорежимному регулюванні.

Принципова схема одноплунжерного паливного насоса 1ПГ4 з універсальним гідравлічним регулятором показана на рис. 1.6 [24]. Основними елементами регулятора є: шестерневий насос 16, відцентровий чутливий елемент, який складається із ротора 9 з грузом – золотником 10, виконуючий орган, до складу якого входить робочий циліндр 1 з поршнем 4 і пружиною регулятора 5. Поршень з'єднаний з дозатором 2. Груз – золотник розміщений в отворі ротора так, що центр мас його зміщений відносно осі

обертання ротора. На поверхні груза – золотника є виточка, краї якої частково закривають отвір випускного 14 і випускного 13 каналів у валі ротора.

Отвори 13 і 14 розміщені так, що при переміщенні груза-золотника до осі ротора прохідний переріз впускного отвору зменшується, а випускного – збільшується. Під грузом-золотником встановлена пружина 11. Шестерневий насос подає паливо в впускний канал 14, тиск в якому регулюється клапаном 15. Із каналу 14 паливо поступає в виточку на груз-золотник і далі – по осьовому каналу в корпус 12 чутливого елемента. Частина палива по випускному каналу 13 повертається до насоса. При досягненні номінальної частоти обертання двигуна поршень 4 під дією палива зміщується, стискаючи пружину 5 регулятора і включає подачу палива. Цим і забезпечується однорежимне регулювання при максимальній частоті обертання.

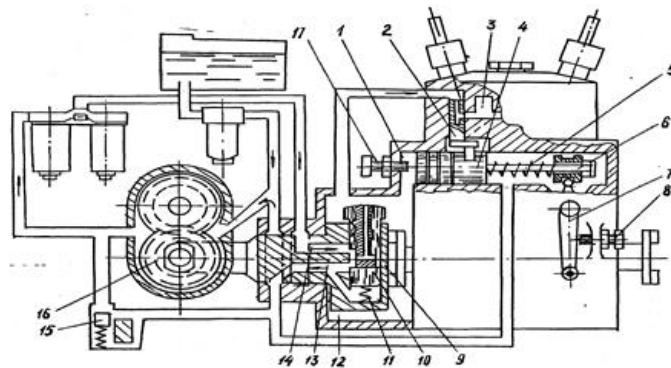


Рисунок 1.4 – Принципова схема універсального гідравлічного регулятора

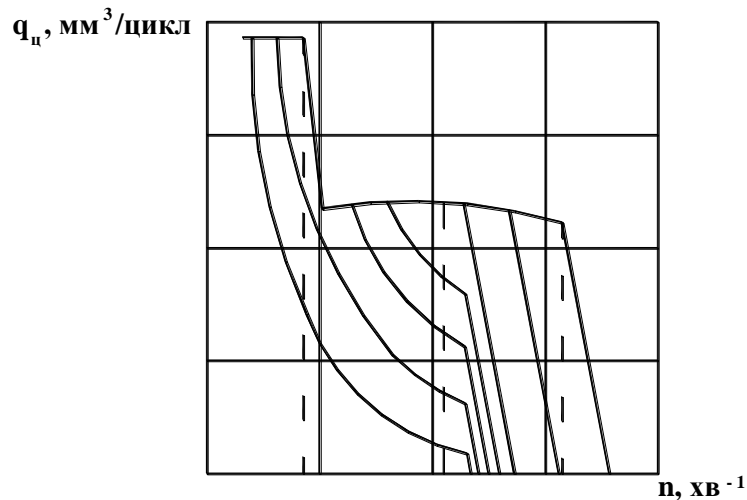


Рисунок 1.5 – Швидкісні характеристики паливоподачі паливного насоса 1ПГ4 з універсальним регулятором

Для забезпечення однорежимно-всережимного регулювання постійне попереднє стискування пружини 5 регулятора вибирається таким, щоб регулятор спрацьовував при частоті обертання максимального крутного моменту двигуна. Коли частота обертання перевищує вказане значення, поршень 4 упреться в гвинт 17. Важелем 7 керування регулятора пружини можна стискувати додатково. Таким чином буде забезпечуватись всережимне регулювання від максимального крутного моменту до номінальної частоти обертання (рис.1.5).

На рис. 1.6 наведена схема регулятора, який був розроблений в КАДІ [25]. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згорання має чутливий елемент 1, двоплечий важіль 2 для передачі імпульсу чутливого елемента до рейки 3 паливного насоса, виконуючий орган 4 з пружиною 5 – 7 регулятора. Зовнішній важіль 8 важіль керування шарнірно зв'язаний через додатковий важіль 9 з кінцевим вимикачем 10. Важіль 11 виключення подачі палива через пружину 12 з'єднаний із сердечником електромагніта 13 і через муфту 15 з важелем 2. Рухомий шток 16 переключення режимів через 17 зв'язаний з кінцевим вимикачем 18 і проміжним важелем 19 важіль керування. Обмотка електромагніта 13 зв'язана з кінцевими вимикачами 10 і 18.

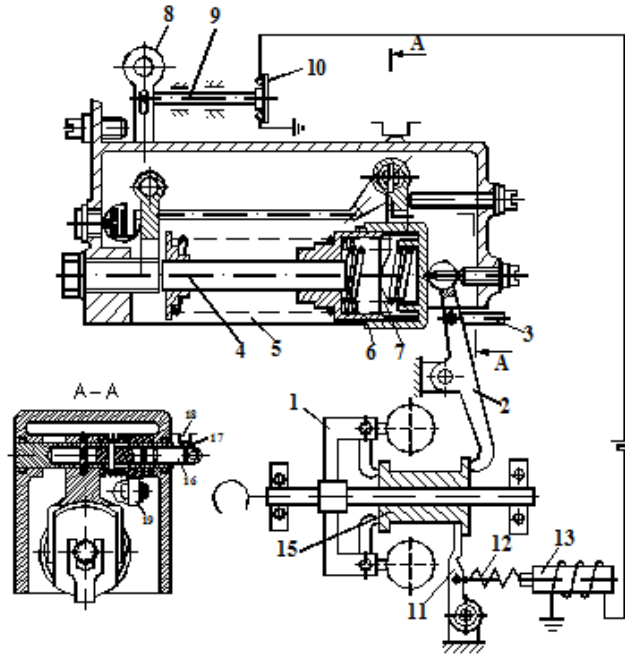


Рисунок 1.6 – Схема універсального регулятора по а.с.№859662 [84]

В режимі примусового холостого ходу водій одпускає педаль акселератора, в результаті важіль 8 керування подачею палива займає крайнє ліве положення, контакти кінцевого вимикача 10 замикаються. Одночасно під дією відцентрової сили грузів чутливого елемента 1 через двоплечий важіль 2 рейки 3 паливного насоса переміститься в сторону виключення подачі палива. Електричний ланцюг електромагніта 13, проходячи через батарею 14 живлення і кінцевий вимикач 10 і 18 замикаються.

По мірі зменшення частоти обертання вала двигуна, під дією зусилля пружини 5 – 7 рейка 3 паливного насоса переміститься вліво пересилюючи через важіль 2 зусилля пружини 12, у результаті двигун перейде на режим роботи, який відповідає мінімальній частоті обертання вала.

Регулятор по патенту на винахід UA 22923 F02 D1/10 [26] (рис.1.7) містить важіль керування 22, відцентрові тягарці 2, які діють на рухому муфту 3 відцентрового чутливого елемента, яка через пружину 5 взаємодіє з втулкою 4, рухому муфту 6, встановлену із зазором X_1 відносно втулки 4. Між втулкою 4 і муфтою 6 встановлено пускову пружину 7. Двоплечий важіль 8 шарнірно встановлений на втулці 4. Проміжний важіль 9 шарнірно встановлений на важелю 8 і кінематично з'єднаний одним кінцем із муфтою

3, а другим кінцем – з рейкою 10 паливного насоса. На стержні 12 розміщений блок пружин, який складається із рухомої гільзи 13, втулок 14 і 15, стаканів 16 і 18, пружини 17 позитивного коректора, дистанційної втулки 20, пружини 21 максимальної частоти обертання. Опорної тарілки 19, пружини 23 мінімальної частоти обертання. Між фланцями втулки 14 і стакана 18 є зазор X_3 .

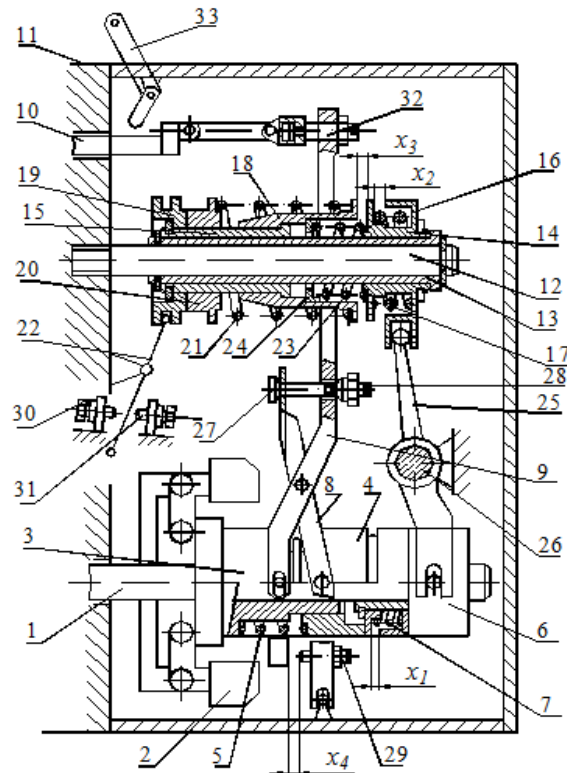


Рисунок 1.7 – Принципова схема регулятора по патенту UA 22923 F02 D1/10 [26]

Регулятор працює наступним чином. При встановленні важеля 22 керування подачею палива до упора в гвинт 30, пружина 23 мінімальної частоти обертання стискується до тих пір, доки зазор X_3 повністю не зникне, а попередня деформація пружини 21 максимальної частоти обертання збільшується до значення, яке відповідає початку формування зовнішньої швидкісної характеристики.

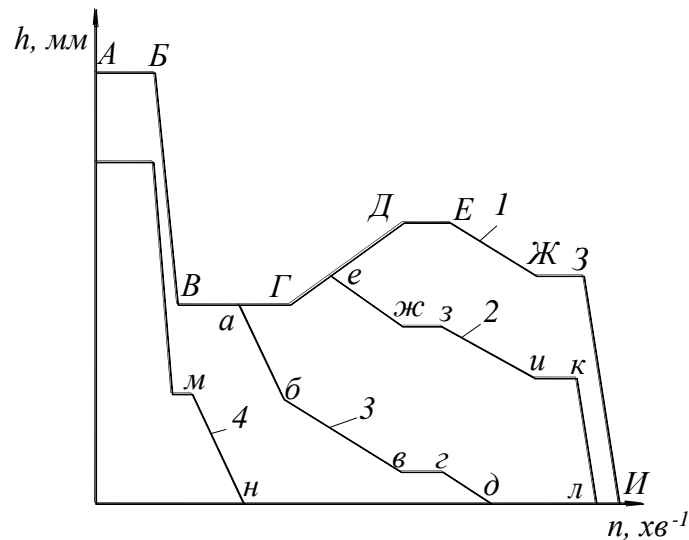


Рисунок 1.8 – Зовнішня і часткові швидкісні характеристики регулятора при дворезимному регулюванні

Із збільшенням частоти обертання зростає відцентрова сила чутливого елемента 2. Під дією цієї сили спочатку стискується пружина 7 до повного ліквідування зазору X_1 (ділянка БВ рис.1.8, рис.1.9), потім стискається пружина 5 до повного ліквідування зазору X_4 (ділянка ГД), потім пружина 17 позитивного коректора до ліквідування зазору X_2 (ділянка ЕЖ) і пружина 21 максимальної частоти обертання, в результаті чого формується зовнішня регуляторна вітка (ділянка ЗИ).

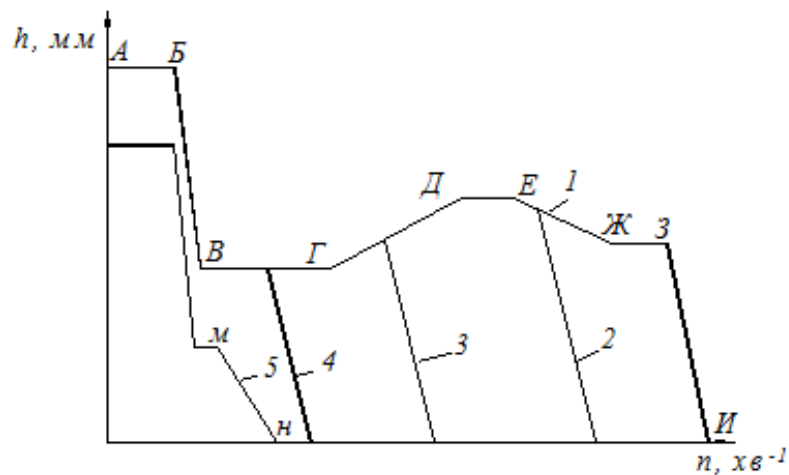


Рисунок 1.9 – Зовнішня і часткові швидкісні характеристики регулятора при всережимному регулюванні

Таким чином зовнішня швидкісна характеристика формується однаково як при всережимному регулюванні так і при дворезимному.

Для отримання часткових швидкісних характеристик важіль керування 22 потрібно встановити в одне із проміжних положень між гвинтами 30 і 31.

В дворезимному регуляторі при проміжних положеннях важеля керування з'являється зазор X_3 і змінюється попередній стиск пружини 23, від якого залежить початок формування часткових швидкісних характеристик: на ділянці ВГ або на ділянці ГД (рис 1.9. характеристика 2).

При всережимному регулюванні при проміжних положеннях важеля керування 22 біля гвинта 30 зазору X_3 немає, пружина 23 стиснена на максимальну величину і участі у формуванні часткових швидкісних характеристик не бере. Часткові регуляторні вітки, які починаються на ділянках ДЕ і ЖЗ формуються в результаті стискання пружини 21, а які починаються на ділянці ЕЖ, – формуються за рахунок стискання двох пружин 21 і 17, які працюють послідовно.

При положеннях важеля керування біля гвинта 31 з'являється зазор X_3 і пружина 23 бере участь у формуванні регуляторних віток. Тому часткові регуляторні вітки, які починаються на ділянці ВГ, формуються за допомогою пружин 21 і 23, а на ділянці ГД – за участю пружин 21, 23 і 5, що сприяє зменшенню нахилу часткових регуляторних віток на цій ділянці.

Недоліком вищеописаного регулятора є те, що перехід із всережимного регулятора на дворезимний можливий лише за умови перестановки дистанційної втулки 20. Тобто, при встановленні дистанційної втулки фланцем в сторону пружини максимальної частоти обертання забезпечується постійна попередня деформація пружини і регулятор працює як дворезимний; при встановленні дистанційної втулки фланцем в сторону опорної тарілки має місце мінімальна попередня деформація пружини максимальної частоти обертання і регулятор працює як всережимний.

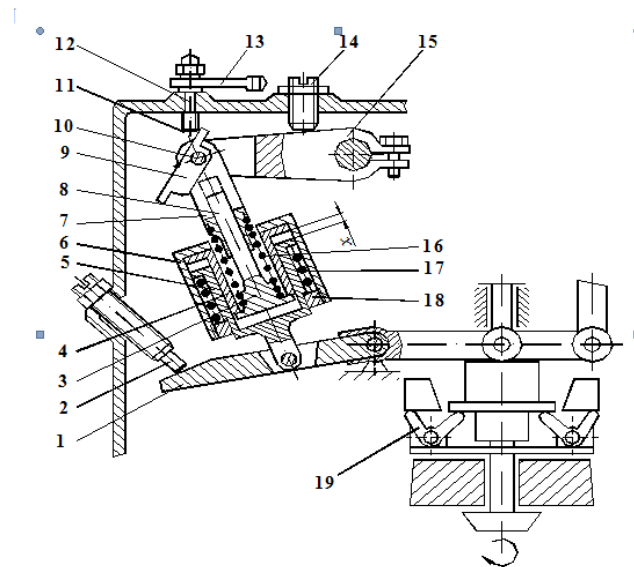


Рисунок 1.10 – Універсальний однорежимно-всережимний регулятор по а.с.№1216397 [27]

На рис. 1.10 показана схема універсального регулятора по а.с. № 1216397 [27].

Регулятор складається із механічного чутливого елемента 19, головної пружини регулятора 16. Пружина встановлена між верхнім 7 і нижнім наконечником пружини. Верхній наконечник пружини має паз, в якому розміщений поворотний упор 9, який кріпиться до нього віссю 10. Отвір в упорі зміщений відносно центра маси. З поворотним упором 9 взаємодіє перемикач режимів регулювань (однорежимне або всережимне), який складається із валика 12 і зовнішнього важеля 13. У нижній частині валика 12 є виступ 11, з яким взаємодіє поворотний упор 9. Нижній наконечник 3 головної пружини має шток 8, який проходить через отвір в верхньому наконечнику 7. Пружина 16 за допомогою нижнього наконечника 3 притискує внутрішній стакан 4 до зовнішнього стакана 6. Між стаканами 4 і 6 розміщений стакан 5 коректора, який взаємодіє з важелем 1 регулятора. Праве плече 1 впирається в муфту чутливого елемента і зв'язане з дозаторами паливного насоса. Стакан 5 коректора впирається на пружину 17 коректора, нижній кінець якого опирається на регульовальну гайку 18. Гайкою 18 регулюється попередній стиск коректуючої пружини 17.

Для керування регулятором є важіль 15, а для переключення режимів регулювання – важіль 13. Гвинтом 2 регулюють номінальну подачу палива, а гвинтом 14 номінальну частоту обертання двигуна.

При всережимному регулюванні, для отримання зовнішньої швидкісної характеристики, внутрішній стакан 5 впирається в гайку 18 і пружина 17 стиснута на максимальну величину, тобто в формуванні зовнішньої швидкісної характеристики вона участі не бере. На часткових регуляторних режимах попередня деформація пружини 16 зменшується і між штоком 5 і гайкою 18 з'являється зазор. Тому в формуванні часткових регуляторних вітках беруть участь пружини 16 і 17. Для того щоб переключити регулятор на однорежимне регулювання, потрібно повернути важіль керування 15 до упора в гвинт 14. Тоді повернути валик 12 за допомогою важеля 13 по часовій стрілці. Виступ 11 поверне упор 9 і пружина 16 розтягнеться.

Висновок за розділом

Тому на основі аналізу запропонованих універсальних регуляторів для колісних тракторів, які під час виконання сільськогосподарських робіт, де необхідно точно підтримувати агротехнічну швидкість МТА, забезпечували всережимне регулювання, а при транспортних роботах, де швидкість змінюється в широкому діапазоні, – одно- або дворежимне регулювання.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА

2.1 Схема регулятора паливного насоса розподільчого типу з серійним регулятором

На дизелях СМД-62, які встановлюються на колісних тракторах Т-150К, застосовуються паливні насоси високого тиску НД-22/6Б4 із всережимним регулятором, принципова схема якого приведена на рис.2.1.

Регулятор містить відцентровий чутливий елемент із тягарцями 7 і муфтою 9, двоплечий важіль 2, з'єднаний з дозаторами 6, пружину регулятора 8, пускову пружину 3, важіль коректора 5. У корпусі регулятора встановлений коректор, який складається із штока 10, пружини 11, регулювального гвинта 14.

При установці важеля керування 1 в положення подачі палива зусилля пружини 8 регулятора через важіль коректора 5 діє на одне плече двоплечого важеля 2, на друге плече важеля діє відцентрова сила тягарців 7. При збільшенні кутової швидкості відцентрова сила тягарців 7 зростає, і муфта 9 рухається вгору. Двоплечий важіль повертається разом із важелем коректора 5, розтягуючи пружину 8. Одночасно дозатори 6 переміщуються в сторону зменшення подачі палива.

При зменшенні кутової швидкості відцентрова сила тягарців 7 зменшується, і муфта 9 під дією пружини переміщується вниз, а дозатори 4 за допомогою системи важелів переміщуються в сторону збільшення подачі палива.

При подальшому зменшенню кутової швидкості важіль коректора 5 тисне на шток коректора 10, переміщуючи його разом із двоплечим важелем 2. Дозатори 4 рухаються в сторону збільшення подачі палива.

струму в обмотці електромагніта 28 пружина 27 утримує якір 26 у нижньому положенні, і він не перешкоджає переміщенню важеля 51. Поворотний упор входить у вилку, виконану на штоку 29, прикріпленого з однієї сторони до якоря 33 електромагніта 30, який має дві незалежні обмотки збудження 31 і 32. З іншої сторони шток 29 взаємодіє з повзуном 40 перемикача 43 електромагнітів (рис.2.6). Треба відмітити, що обидва електромагніти 28 і 30 кріпляться до металевої вставки (рис.2.7), яка розташована між корпусом паливного насоса та кришкою регулятора. Повзун розміщений у корпусі 42 і обладнаний кульковим фіксатором 41 для утримання якоря 33 електромагніта 30 у двох крайніх положеннях. Із другої сторони до повзуна кріпиться контактна пластина 39, що взаємодіє з контактами 34 -38, через які обмотки всіх електромагнітів з'єднуються із двома вимикачами 44 і 45, встановленими на штоку 46 в редукторі 48 коробки передач трактора напроти валика 48 з вилкою 50 для включення понижуючої чи підвищуючої передачі, зв'язаного з органом керування 49, який має два робочих положення: у положенні ПР включена понижуюча передача для виконання трактором польових сільськогосподарських робіт, а в положенні ТР включена підвищуюча передача для використання трактора на транспортних перевезеннях.

На рис.2.2 і 2.3 позначено: *A* – зовнішня швидкісна характеристика; *B* – регуляторна вітка зовнішньої характеристики; *C*, *D* – часткові регуляторні характеристики при всережимному регулюванні; *E*, *F*, *G*, *H*, *I* – часткові швидкісні характеристики при дворегимному регулюванні; *E_v*, *F_v*, *G_v*, *H_v* – регуляторні вітки часткових швидкісних характеристик; *a* – початок дії коректора при частоті обертання n_M ; *b* – закінчення дії коректора; *c* – початок дії регулятора при номінальній частоті обертання n_H .

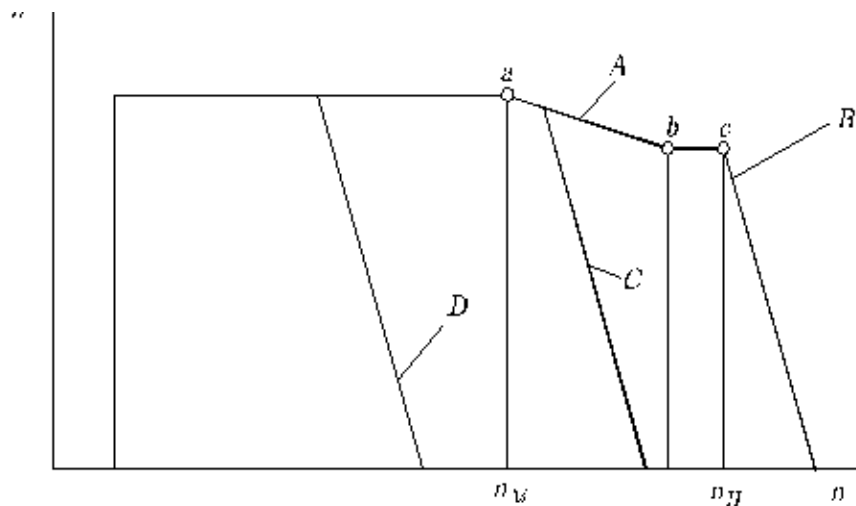


Рисунок 2.2 – Закон переміщення h органа дозування палива в залежності від частоти обертання n вала двигуна при всережимному регулюванні

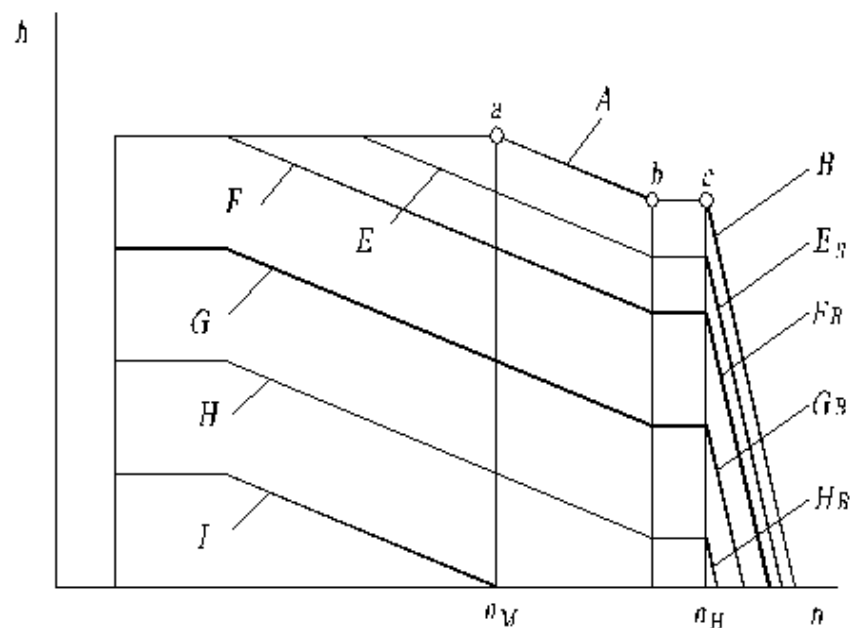


Рисунок 2.3 – Закон переміщення h органа дозування палива в залежності від частоти обертання n вала двигуна при дворегимному регулюванні

Регулятор працює таким чином.

При установці органа керування 49 у положення ПР включена понижуюча передача в редукторі, а регулятор включений на всережимне регулювання. У цьому положенні механізм регулятора зображений на рис. 2.1. Вимикач 44 розімкнутий, а контакти 34, 35 і 38 замкнуті. Одночасно

вимикач 45 замкнутий, а контакти 34 і 35 розімкнуті. Струм в електромагніти не надходить, і вони не заважають вільному переміщенню всіх деталей регулятора. Поворотний упор 13 утримується фіксатором 11 у положенні, яке дозволяє штоку 14 під дією пружини 15 зміщуватися в крайнє верхнє положення. За допомогою зовнішнього важеля 52 і зв'язаного з ним внутрішнього важеля керування 51 створюється попередній натяг пружини 7 і 15 відповідно до заданого швидкісного режиму. Положення важеля 51 на упорі в гвинті 55 відповідає номінальному швидкісному режиму.

При збільшенні частоти обертання вала двигуна відцентрова сила чутливого елемента 1 зростає, і коли вона перевищує силу попереднього натягу коригувальної пружини 7, важіль 4 повертається, стискаючи пружину 7 і переміщає орган дозування палива у бік зменшення подачі палива. При цьому починає формуватися коректорна ділянка (рис.2.8 точка "a") зовнішньої швидкісної характеристики регулятора.

При подальшому збільшенні частоти обертання край стакану 8 впирається в кільце 5 зовнішнього стакану 6, і коректор виключається (рис.2.8 точка "b").

При досягненні номінальної частоти обертання n_H під дією зростаючої відцентрової сили чутливого елемента 1, переданої від важеля 4 через стакан 8 коригувальної пружини, кільце 5, стакану 6, внутрішній стакан 9 і нижній упор 16 на головну пружину 15, остання починає розтягуватися (рис.2.8 точка "c"). У результаті формується зовнішня регуляторна вітка В характеристики.

Якщо важіль 53 не доходить до гвинта 55, то формуються часткові регуляторні характеристики C , D і т.д.

Для використання трактора на транспортних роботах важіль 49 встановлюють у положення ТР. При цьому включається підвищуюча передача в редукторі. Вимикач 45 розімкнеться, а вимикач 44 замкнеться. Електричний струм через замкнуті контакти 34 і 35, діод DV1 надходить в електромагніти 21 і 28 і в праву котушку збудження 32 електромагніта 30,

діод DV2 перешкоджає надходженню струму в ліву котушку 31. Якір 22 електромагніта 21 опускається на хід X_1 , повертаючи важіль 4 в положення, яке відповідає подачі палива, необхідного для роботи двигуна на холостому ході при мінімальній частоті обертання. Шток 14 при цьому займає нижнє положення. Якір 26 електромагніта 28 притискає важіль 51 до гвинта 55. У результаті пружина 15 розтягується на максимальну величину, яка відповідає формуванню зовнішньої регуляторної вітки. Подача палива при цьому не збільшується, тому що цьому перешкоджає упор 20 електромагніта 21. Якір електромагніта 30 зміщується на хід X_3 , повертаючи упор 13. Нижній виступ упора встановлюється напроти штока 14, утримуючим фіксатором 11. При такому положенні якоря 33 контакти 43 і 35 розмикаються, а контакти 36 і 37 замикаються. Оскільки вимикач 45 розімкнений, надходження струму в обмотки всіх трьох електромагнітів припиняється, і якоря 22 і 26 під дією пружин 23 і 27 повертаються у вихідне положення. Якір 33 електромагніта 30 фіксується фіксатором 41. Регулятор переключений на дворегимне регулювання.

При досягненні номінальної частоти обертання, як і при всережимному регулюванні, коректуюча пружина 9 виключається, і починає розтягуватися пружина 15, у результаті чого утворюються регуляторні вітки E_v , F_v , G_v , H_v на часткових швидкісних характеристиках.

Ділянки E , F , G , H , I часткових характеристик мають негативний нахил, за рахунок чого забезпечується стала робота двигуна на всіх часткових швидкісних режимах і поліпшуються його тягові властивості.

Проаналізувавши дані теоретичних досліджень, можна зробити висновок, що для надійного переключення режимів регулювання електромагніт важеля коректора повинен діяти із силою 22,1...23,3 Н, а електромагніт важеля керування – 136,9...142,5 Н.

Висновки за розділом

1. Для дизелів колісних тракторів, на які встановлюються розподільчі паливні насоси високого тиску типу НД, розроблений універсальний регулятор з автоматичним переключенням режимів регулювання. Регулятор забезпечує всережимне регулювання при виконанні польових робіт, де необхідно точно підтримувати агротехнічну швидкість, та дворезимне – на транспортних роботах, де швидкість міняється в широкому діапазоні. При переобладнанні серійного регулятора в універсальний, потрібно внести незначні зміни.

2. У результаті кінематичного і статичного дослідження та розрахунку, отримані аналітичні рівняння, що дозволяють дослідити характер взаємодії електромагнітів на деталі універсального регулятора та визначити конструктивні параметри ланок механізму автоматизованого переключення режимності роботи тракторного двигуна.

3. Теоретичним шляхом встановлено, що величина переміщення становить для електромагніта, що діє на: важіль коректора – 3,4...3,5 мм; внутрішній важіль керування подачі палива – 4,62 мм; поворотний упор – 28,4 мм при силовій взаємодії якоря електромагніта 22,1...23,3 Н; 136,9...142,5 Н; 1,8 Н, відповідно.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є отримання вихідних даних для перевірки параметрів дослідного регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання, порівняння паливної економічності та динаміки при виконанні транспортної роботи трактором Т-150К із серійним і універсальним регулятором.

Таблиця 3.1 – Основні технічні дані паливних насосів розподільчого типу НД22/6Б4

Назва показника	Значення	
	№232498	№3219446
Число ліній високого тиску	6	6
Діаметр плунжера, мм	10	10
Хід плунжера, мм	8	8
Габаритні розміри паливного насоса, мм (довжина x ширина x висота)	336 x 190 x 287	354 x 190 x 383
Маса паливного насоса, кг	15,5	17,8

Під час лабораторних досліджень застосовувались еталонні форсунки ФД – 22 з чорирьохдірковими розпилювачами РД4 x 0,34 із тиском початку впорскування палива $17,5 \pm 0,2$ МПа і серійні нагнітальні трубки високого тиску із зовнішнім діаметром $7,0 \pm 0,3$ мм і внутрішнім діаметром $2,0 \pm 0,15$ мм.

Об'єктом дорожніх досліджень був трактор Т -150К №72870 1975 року випуску, двигун СМД-62 №77146185, 1981 року. На трактор встановлювались ПНВТ № 232498 і №3219446, які попередньо пройшли лабораторні дослідження.

Трактор агрегувався з причепом ПРТ -10 № 3871, 1994 року випуску.

3.2 Установки та обладнання для експериментальних досліджень

Для проведення лабораторних досліджень універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання був використаний стенд КИ - 15711М - 01 – ГОСНИТИ. Малоюрославецького дослідного заводу, який обладнувався наступними вимірювальними пристроями та установками:

а) установкою для вимірювання зусилля та переміщення з якими якоря електромагнітів повинні діяти на деталі універсального регулятора.;

б) натяжним пристроєм для закріплення зовнішнього важеля керування паливним насосом у необхідне положення;

в) тахолічильником КИ-15715, основні параметри і характеристики якого наведені в таблиці 3.2.

Вимірювання частоти обертання полягає в підрахунку кількості імпульсів, які поступають від фотоелектричного датчика за визначений базовий інтервал часу. Структурна схема вимірювання частоти обертання наведена на. Імпульсний сигнал датчика (144 імпульси за оберт), пройшовши через формувач і електронний перемикач, поступає на поділювач частоти, який ділить вдвічі частоту імпульсів датчика. Так формується вихідний сигнал з числом імпульсів на оберт.

Таблиця 3.2 – Основні параметри і характеристики тахолічильника КИ-15715

Назва показника, одиниці виміру	Норма
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	$\pm 0,02$

Електронний ключ пропускає сигнал на лічильник протягом базового інтервалу часу. Лічильник підраховує кількість імпульсів, які поступили, і записує їх число в пам'ять на час, протягом якого поступає наступна порція імпульсів. Із пам'яті записаний код виводиться на дешифратор і далі на індикаторне табло.

г) Штатними мірними мензурками для вимірювання подачі палива через форсунки об'ємним методом. Ціна поділки на мензурках рівна $0,2 \text{ см}^3$ в інтервалі від 1 до 40 см^3 , і 1 см^3 – в інтервалі від 10 до 130 см^3 .

Для вимірювання пройденого МТА шляху використовувався магніто-імпульсний датчик шляху. Датчик закріплювався на передньому мості трактора. При обертанні колеса постійні магніти, закріплені на ободі колеса, по чергово замикають контакти магніто-імпульсного датчика шляху. В результаті такого замикання виникає електричний імпульс.

Для заміру витраченого палива двигуном трактора застосовувався двопоршневий витратомір палива ДРТ–ЛСХИ. Витратомір палива встановлюється на спеціальній платформі, яка прикріплювалась до правого лонжерона трактора. Вхідний штуцер витратоміра підключався до вихідного штуцера фільтра грубої очистки, а вихідний штуцер витратоміра – до вихідного штуцера підкачуючого насоса.

Для збору інформації про пройдений шлях та витрату палива використовувалися два лічильника електроімпульсів СБ-1М/100 (рис.3.9). Схема лічильника СБ-1М/100 показана на рис.3.1. Коли в обмотку електромагніта 5 поступає електричний імпульс, якор 4, закріплений на пружині 3, за допомогою собачки 2 повертає на один зуб храповик 1 із стрілкою, закріпленою на його осі. На нуль пристрій встановлюється обертом циферблата.

Температура навколишнього повітря вимірялась ртутним термометром з діапазоном вимірювань від $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, з ціною поділки $1 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

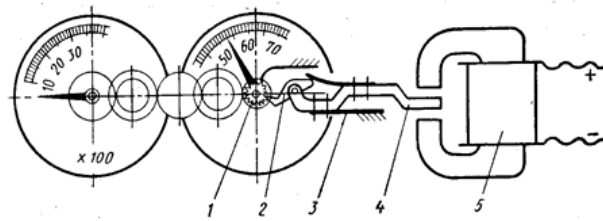


Рисунок 3.1 – Схема лічильника СБ-1М/100

Вологість повітря вимірялась психрометром із шкалою від 0 до 100 %, ціна поділки – 1,0 %.

Атмосферний тиск вимірювався барометром-анероїдом із шкалою 80000 до 106000 Па, ціна поділки – 100 Па.

3.3 Методика лабораторних досліджень

Швидкісні характеристики паливних насосів НД – 22/6Б4 з серійним всережимним та універсальним регулятором при всережимному та дворежимному регулюванні знімалися у відповідності з вимогами ГОСТ 8670-82. Паливні насоси регулювалися відповідно до вимог паспорта на отримання регульовальних параметрів, наведених в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Регульовальні параметри ПНВТ НД – 22/6Б4

Назва	Значення
1. Середня циклова подача палива по лініям високого тиску при частоті обертання пуску (100 ± 5) об/хв., мм ³ /цикл	180
2. Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	1050 \pm 5
3. Середня циклова подача палива по лініям високого тиску при номінальній частоті обертання, мм ³ /цикл	107 \pm 1,6
4. Частота обертання, яка відповідає початку дії регулятора частоти обертання при частоті обертання, хв ⁻¹	1080 \pm 5
5. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання при частоті обертання, хв ⁻¹	1120...1170
6. Коефіцієнт коректування подачі палива при частоті обертання (750_{-20}^{+50}) , хв ⁻¹	1,20...1,25

Перед встановленням вимірювальної апаратури на дослідний трактор Т-150К і після її знімання проводилось тарування витратоміра палива та тахоспідометра в лабораторних умовах. Тарування тахоспідометра проводилося на стенді КИ-15711. Для цього тахоспідометр закріплювався на станині стенда і тросом з'єднувався з приводом тахоспідометра ПНВТ НД-22/6Б4 із серійним та дослідним регулятором. При цьому фіксувалися показники тахолічильника КИ-15715 та тахоспідометра. За результатами тарування побудований графік (рис.3.2).

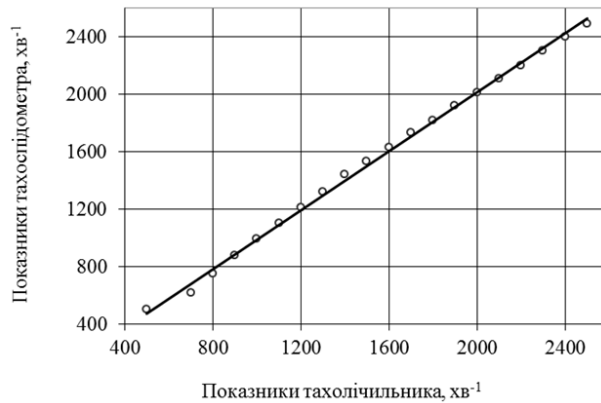


Рисунок 3.2 – Тарувальний графік тахоспідометра

Тарування витратоміра палива проводилось слідуєчим чином. В паливну магістраль “стенд – підкачуючий насос – витратомір палива” підключався мірний циліндр, який з’єднувався з вихідним штуцером витратоміра. Вхідний штуцер витратоміра з’єднувався з вихідним штуцером підкачуючого насоса. Під час проведення тарування фіксувались кількість дизельного палива в мірному циліндрі та кількість імпульсів, зареєстрована лічильником витратоміра палива (рис. 3.3).

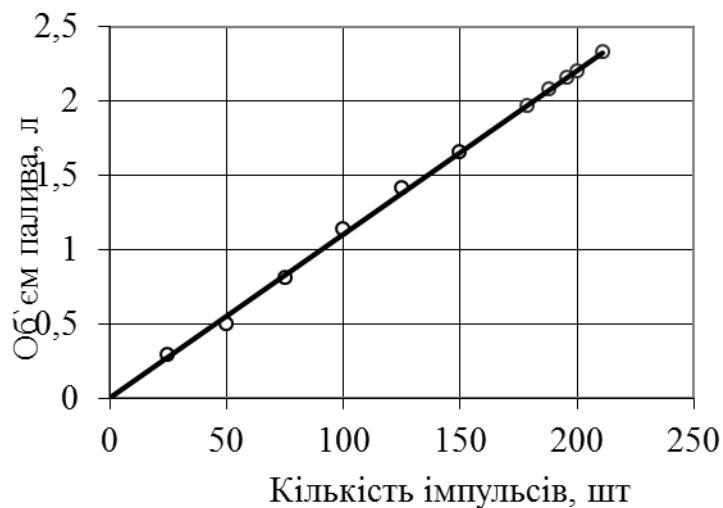


Рисунок 3.3 – Тарувальний графік витратоміра палива

Тарування датчика шляху здійснювалось при рухові трактора по контрольній ділянці довжиною 100 метрів з трьохкратною повторністю.

Масштабний коефіцієнт датчика шляху визначався по наступній залежності:

$$\mu_l = \frac{L_k \cdot K}{\sum n_l},$$

де L_K – довжина контрольної ділянки ($L_K=100$ м), м; K – повторність їздки по контрольній ділянці ($K=3$); $\sum n_i$ – сумарна кількість імпульсів, зареєстрована лічильником під час контрольної їздки.

Швидкісна характеристика паливного насоса знімалась наступним чином. Встановлювалась номінальна частота обертання кулачкового вала 1050 хв^{-1} при максимальній подачі палива. Через отвір, виконаний у кришці повідків дозаторів, нерухомо закріплювались дозатори, після чого стенд відключався. З паливного насоса знімались регулятор і коректор. Визначення швидкісної характеристики проводилось при частоті обертання в межах $100\dots1200 \text{ хв}^{-1}$ з інтервалом $50\dots100 \text{ хв}^{-1}$. При цьому вимірювалась циклова подача палива.

3.4 Методика експлуатаційних досліджень

Методика експлуатаційних досліджень проводилась з метою визначення паливно-економічних і динамічних показників трактора Т-150К з дизелем СМД-62, на який встановлювався універсальний регулятор з системою автоматичного переключення режимів регулювання, відповідно ДСТУ ГОСТ 10578:2003 [22].

Трактор Т-150К агрегувався з причепом-розкидачем ПРТ-10 (рис3.16).

Тиск у шинах відповідав вимогам заводу-виготувача: передніх шинах трактора – $0,14$ МПа, задніх – $0,18$ МПа; розкидача – $0,4$ МПа.

В якості вантажу примінялися органічні добрива. Маса вантажу складала 9510 кг і залишалась незмінною протягом всього часу досліджень.

Перед досліддами передній міст трактора відключався.

Атмосферні умови відповідали вимогам ДСТУ 3868-99 [23].

При дослідженнях встановлювались наступні показники і характеристики паливної економічності і швидкісних якостей МТА:

1. Паливно-швидкісна характеристика при встановленому русі;

2. Паливно-швидкісна характеристика на дорозі з перемінним повздовжнім профілем;
3. Швидкісна характеристика “розгін-вибіг”;
4. Швидкісна характеристика розгону на вищій і попередній передачах.

При визначенні паливно-швидкісної характеристики при встановленому рухові ділянка дороги була прямолінійною, горизонтальною, асфальтобетонною з сухим і чистим покриттям, довжиною 1968 м. Під’їзні ділянки дороги мали аналогічне покриття і достатню довжину для розгону і стабілізації заданої швидкості руху.

Дослідні заїзди проводились в протилежних напрямках руху. При виконанні заїзду по дослідній ділянці дороги швидкість руху підтримувалась постійною. Швидкість руху змінювалась від 10 до 24 км/год через 2...3 км/год і контролювалась відтарированим тахоспідометром. В кожному напрямку фіксувався час проїзду та кількість витраченого при цьому палива.

При встановленні паливно-швидкісної характеристики на дорозі з перемінним профілем дороги використовувалась вимірювальна дорожня ділянка довжиною 2103 м.

Значення швидкостей задавалися від 10 до 22 км/год з інтервалом 2...3 км/год і контролювались по тахоспідометру.

Для визначення характеристики “розгін – вибіг” тракторний агрегат здійснював пробіг по вимірювальній ділянці довжиною 1805 м, шляхом розгону з міста до найбільшої швидкості на шляху 1000 м і вибігу до повної зупинки. Рух починався на V передачі транспортного ряду. Розгін відбувався при повній подачі палива. Переключення передач здійснювалось при досягненні номінальної частоти обертання колінчастого вала (2100 хв^{-1}). При проходженні 1000 м шляху, швидко відключалось зчеплення двигуна і трактор переводився в режим вибігу. Пройдений шлях, швидкість і час реєструвались з допомогою вимірювальної апаратури.

Обробіток результатів досліджень здійснювався за формулами:

$$V_{cp} = 3,6 \frac{S}{t};$$

$$Q_s = 100 \frac{Q}{S},$$

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.

3.5 Методика розрахунку тягової характеристики трактора

Розрахунок тягової характеристики здійснено за стандартною методикою [24], [25], [26]. Вихідними даними для розрахунку є показники технічної характеристики трактора: номінальна потужність двигуна N_n , частота обертання колінчастого вала за номінальної потужності n_n , максимальний крутний момент M_{max} , питома ефективна витрата палива q_{en} , значення передатних чисел трансмісії на передачах $i_{mp1} - i_{mpz}$, розміри шин ведучих коліс $d-b$, конструктивна маса m_k . За кінематичною схемою трансмісії трактора визначено кількість пар циліндричних $n_{\text{ц}}$ та конічних n_k шестерень, які одночасно на тій, чи іншій передачі перебувають у зачепленні.

За довідковою літературою прийнято значення коефіцієнтів опору коченню f та зчеплення φ для заданого агрофону (для стерні нормальної вологості та твердості $f=0,06 \dots 0,08$; $\varphi=0,7 \dots 0,8$).

Тяговому розрахунку трактора передують розрахунок регуляторної характеристики його двигуна – функціональної залежності потужності N_{∂} , крутного моменту M_{∂} , годинної G_m та питомої q_e витрат палива від частоти обертання колінчастого вала n_{∂} у режимах $i=107, 90, 80, 75, 70$ та 60 відсотків від номіналу ($n_n=100\%$). Визначення обертів для вказаних режимів здійснюється за формулами:

$$n_{\partial i} = n_n \cdot i \cdot 10^{-2}. \quad (3.1)$$

Значення потужності у кожному i -му режимі визначались за формулою

$$N_{ei} = N_n \cdot \left[C_1 \cdot \frac{n_i}{n_n} + C_2 \cdot \left(\frac{n_i}{n_n} \right) - \left(\frac{n_i}{n_n} \right)^3 \right], \quad (3.2)$$

де $C_1=0,5$, $C_2=1,5$ – емпіричні коефіцієнти для дизельних двигунів з безпосереднім впорскуванням палива.

Знаючи потужність N_e і частоту обертання колінчастого вала n_δ визначається крутний момент M_δ двигуна:

$$M_{\delta i} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{ei}}{\pi \cdot n_i}. \quad (3.3)$$

Годинну витрату палива у номінальному режимі G_{mn} визначаємо за формулою

$$G_{mn} = \frac{q_{en} \cdot N_{en}}{10^3}. \quad (3.4)$$

Годинна витрата палива на холостому ході G_{mx} приймається у межах 25...30% від номінального значення G_{mn} за формулою:

$$G_{mx} = (0,25...0,30) \cdot G_{mn}. \quad (3.5)$$

На регуляторній вітці характеристики зміну потужності у межах $N_e=0$ до N_n , крутного моменту – $M_\delta=0$ до $M_{\delta n}$ і годинної витрати палива – G_{mx} до G_{mn} приймаємо за законом прямої лінії.

Питому ефективну витрату палива у режимі максимального крутного моменту q_{eo} ($i=75\%$) приймаємо на 15...20% більшою ніж у номінальному режимі q_{en} :

$$q_{eo} = (1,15...1,20) \cdot q_{en}. \quad (3.6)$$

Для цього ж режиму значення годинної витрати палива визначаємо за формулою:

$$G_{mo} = \frac{q_{eo} \cdot N_{eo}}{10^3}. \quad (3.7)$$

Оскільки значення годинної витрати палива G_m у коректорній зоні регулятора змінюється за законом прямої лінії, то її значення для режимів $i=90, 80, 70, 60$ знаходиться з рівняння прямої лінії. У загальному випадку дане рівняння має вигляд:

$$A \cdot x + B \cdot y = C. \quad (3.8)$$

Використовуючи співвідношення значень абсцис і ординат, отримуємо:

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1}. \quad (3.9)$$

Розв'язок виразу (3.9) відносно ординати y має вигляд:

$$\begin{aligned} (x - x_1) \cdot (y_2 - y_1) &= (x_2 - x_1) \cdot (y - y_1); \\ x \cdot y_2 - x \cdot y_1 - x_1 \cdot y_2 + x_1 \cdot y_1 &= (x_2 - x_1) \cdot y - x_2 \cdot y_1 + x_1 \cdot y_1; \\ x \cdot y_2 - x \cdot y_1 - x_1 \cdot y_2 + x_1 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_1 - x_1 \cdot y_1 &= (x_2 - x_1) \cdot y; \\ y &= \frac{x \cdot y_2 - x \cdot y_1 - x_1 \cdot y_2 + x_2 \cdot y_1}{x_2 - x_1}. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Прийнявши значення: абсцис $x = n_{\partial i}$, $x_1 = n_{\partial n}$, $x_2 = n_{\partial o}$; та ординат $y_1 = G_{mn}$, $y_2 = G_{mo}$, $y = G_{mi}$, значення годинної витрати палива G_m у i -у режимі визначатиметься з виразу

$$G_{mi} = \frac{n_{\partial i} \cdot G_{mo} - n_{\partial i} \cdot G_{mn} - n_{\partial n} \cdot G_{mo} + n_{\partial o} \cdot G_{mn}}{n_{\partial o} - n_{\partial n}}, \quad (3.11)$$

де $n_{\partial i}$, G_{mi} – відповідно оберти та годинна витрата палива у режимах 90, 80, 70 і 60%.

Для отриманих значень G_{mi} визначаємо на відповідних режимах питому ефективну витрату палива q_{ei} за формулою:

$$q_{ei} = \frac{10^3 \cdot G_{mi}}{N_{ei}}. \quad (3.12)$$

Розрахунок теоретичної тягової характеристики трактора здійснюємо у наступних режимах:

- холостий хід двигуна – $P_k = 0$;
- холостий хід трактора – $P_k = P_f$;
- номінальний режим роботи двигуна $P_k = P_f + P_{zk\ max}$;
- на проміжних режимах безрегуляторної вітки між $M_{\partial n}$ і $M_{\partial n}$ (режими $i=90, 80$).

Значення дотичної сили тяги на кожній передачі P_{kz} визначається за формулою

$$P_{kzi} = \frac{M_{\partial i} \cdot i_{mpz} \cdot \eta_{mpz}}{r_k} \quad (3.13)$$

де η_{mpz} – ККД трансмісії на z -й передачі; r_k = динамічний радіус ведучого колеса, м.

ККД трансмісії на різних передачах розраховується за формулою

$$\eta_{mpz} = \eta_u^{n_1} \cdot \eta_k^{n_2} \cdot \eta_x \quad (3.14)$$

де η_u , η_k – відповідно ККД циліндричних і конічних пар шестерень, які на z -й передачі перебувають у зачепленні ($\eta_u=0,985\dots0,990$; $\eta_k=0,975\dots0,980$) [27]; η_x – ККД, що враховує втрати потужності в трансмісії на холостому ході ($\eta_x=0,950\dots0,970$) [26]; n_1 , n_2 – показники числа пар, відповідно циліндричних і конічних шестерень, які працюють у трансмісії на z -й передачі.

Динамічний радіус r_k ведучого колеса розраховує за виразом:

$$r_k = 25,4 \cdot 10^{-3} [0,5 \cdot d + (0,8\dots0,85) \cdot b], \quad (3.15)$$

де d і b – відповідно зовнішній діаметр та ширина профілю шини у дюймах; $0,8\dots0,85$ – коефіцієнт деформації шини ведучого колеса.

Сила опору коченню трактора становитиме

$$P_f = f \cdot m_e \cdot g, \quad (3.16)$$

де f – коефіцієнт опору коченню для заданого агрофону (для стерні нормальної вологості і твердості $f=0,06\dots0,08$) [25]; m_e – експлуатаційна маса трактора, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Мінімальна експлуатаційна маса трактора визначається шляхом збільшення конструктивної маси m_k на 7...10%

$$m_{emin} = (1,07\dots1,10) \cdot m_k \quad (3.17)$$

Сила тяги на гаку P_{zk} трактора розраховується

$$P_{zk} = P_{kzi} - P_f \quad (3.18)$$

Теоретична швидкість руху трактора розраховується за формулою

$$V_{mzi} = 0,377 \cdot \frac{n_{\partial i} \cdot r_k}{i_{mpzi}} \quad (3.19)$$

Коефіцієнт буксування визначається з виразу

$$\delta_{zi} = a \cdot \frac{P_{зкzi}}{\varphi \cdot \lambda_{\kappa} \cdot m_e \cdot g} + b \cdot \left(\frac{P_{зкzi}}{\varphi \cdot \lambda_{\kappa} \cdot m_e \cdot g} \right)^c, \quad (3.20)$$

де a , b , c – безрозмірні коефіцієнти, які залежать від типу трактора і ґрунтових умов (для колісних тракторів $a=0,13$, $b=0,013$, $c=8$; для гусеничних тракторів $a=b=0,04$, $c=8$) [34]; λ_{κ} – коефіцієнт навантаження на ведучі колеса (для колісних виконаних за схемою 4К2 $\lambda_{\kappa}=0,75\dots0,8$; 4К4 $\lambda_{\kappa}=1$; гусеничних $\lambda_{\kappa}=1$) [27].

За відомих значень теоретичної швидкості V_m та буксування δ на всіх передачах z та режимах визначаємо робочу (дійсну) швидкість руху V_p за формулою

$$V_{pzi} = V_{mzi} \cdot (1 - \delta_{zi}). \quad (3.21)$$

Гакова потужність $N_{зк}$ трактора розраховується з виразу:

$$N_{зкzi} = \frac{P_{зкzi} \cdot V_{pzi}}{3600}. \quad (3.22)$$

Питома тягова витрата палива $q_{зкzi}$

$$q_{зкzi} = \frac{10^3 \cdot G_{mi}}{N_{зкzi}}. \quad (3.23)$$

Тяговий ККД η_{mzi} визначається за формулою

$$\eta_{mzi} = \frac{N_{зкzi}}{N_{ei}}. \quad (3.24)$$

Перевірку правильності розрахунків виконуємо за формулою (отримані результати за формулою (3.24) не повинні відрізнятись більше як на 5% від значень отриманих за формулою (3.25))

$$\eta_{mzi} = \eta_{mpz} \cdot \eta_{\delta zi} \cdot \eta_{f zi} = \eta_{mpz} \cdot (1 - \delta_{zi}) \cdot \frac{P_{зкzi}}{P_{кzi}}, \quad (3.25)$$

де $\eta_{\delta zi}$, $\eta_{f zi}$ – відповідно коефіцієнти, що враховують втрати на буксування та перекочування трактора.

Під час розрахунку теоретичної тягової характеристики виникає потреба у додатковому розрахунку показників регуляторної характеристики у режимі холостого ходу трактора $P_{\kappa}=P_f$. Перш за все розраховується частота

обертання колінчастого валу двигуна n_{∂} . Враховуючи те, що у межах регуляторної вітки частота обертання колінчастого валу n_{∂} змінюється за законом прямої лінії, то її значення для кожної передачі визначається із рівняння прямої (3.8). На підставі виразу (3.10), після підстановки значень: $x_1=P_{\kappa_{xx\partial}}$; $x_2=P_{\kappa_{H_i}}$; $x=P_f$; $y_1=n_{\partial_{xx\partial}}$; $y_2=n_{\partial_{H_i}}$; $y=n_{\partial_{xxm_i}}$, отримуємо:

$$n_{\partial_{xxm_i}} = \frac{P_f \cdot n_{\partial_{H_i}} - P_f \cdot n_{\partial_{xx\partial}} - P_{\kappa_{xx\partial}} \cdot n_{\partial_{H_i}} + P_{\kappa_{H_i}} \cdot n_{\partial_{xx\partial}}}{P_{\kappa_{H_i}} - P_{\kappa_{xx\partial}}}. \quad (3.26)$$

Аналогічно визначаються значення потужності двигуна N_{∂} та годинної витрати палива G_m у режимі холостого ходу трактора ($P_{\kappa}=P_f$). Для визначення потужності двигуна на різних передачах у режимі холостого ходу трактора у вираз (2.10) підставляємо наступні значення: $x_1=P_{\kappa_{xx\partial}}$; $x_2=P_{\kappa_{H_i}}$; $x=P_f$; $y_1=N_{\partial_{xx\partial}}$; $y_2=N_{\partial_{H_i}}$; $y=N_{\partial_{xxm_i}}$

$$N_{\partial_{xxm_i}} = \frac{P_f \cdot N_{\partial_{H_i}} - P_f \cdot N_{\partial_{xx\partial}} - P_{\kappa_{xx\partial}} \cdot N_{\partial_{H_i}} + P_{\kappa_{H_i}} \cdot N_{\partial_{xx\partial}}}{P_{\kappa_{H_i}} - P_{\kappa_{xx\partial}}}. \quad (3.27)$$

Визначення G_m здійснюється після підстановки у вираз (3.10) значень: $x_1=P_{\kappa_{xx\partial}}$; $x_2=P_{\kappa_{H_i}}$; $x=P_f$; $y_1=G_{m_x}$; $y_2=G_{m_H}$; $y=G_{m_i}$

$$G_{m_i} = \frac{P_f \cdot G_{m_H} - P_f \cdot G_{m_x} - P_{\kappa_{xx\partial}} \cdot G_{m_H} + P_{\kappa_{H_i}} \cdot G_{m_x}}{P_{\kappa_{H_i}} - P_{\kappa_{xx\partial}}}. \quad (3.28)$$

За описаною методикою здійснено розрахунок теоретичної тягової характеристики для тракторів з мінімальною m_{emin} та максимальною експлуатаційною масою m_{emax} , значення якої розраховано за наступною формулою

$$m_{emax} = \frac{\Delta_{lim} \cdot P_H}{(\varphi_{\partial on} \cdot \lambda_{\kappa} - \hat{f}) \cdot g}, \quad (3.29)$$

де Δ_{lim} – коефіцієнт можливого перевантаження трактора (приймався рівним 1); P_H – номінальна сила тяги трактора, Н; $\varphi_{\partial on}$ – допустиме значення коефіцієнта використання зчіпної сили тяжіння трактора (для колісних тракторів $\varphi_{\partial on}=0,5 \dots 0,65$; для гусеничних $\varphi_{\partial on}=0,6 \dots 0,65$) [26]; \hat{f} – коефіцієнт опору коченню трактора по стерні (для колісних тракторів приймається $\hat{f}=0,12$, для гусеничних $\hat{f}=0,08$) [28].

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати досліджень швидкісної характеристики паливного насоса НД–22/6Б4 з серійним і дослідним регулятором

Перевірка працездатності паливного насоса, обладнаного універсальним регулятором з автоматичним переключенням програми регулювання, безмоторні характеристики паливного насоса, правильність розробленої методики кінематичного та статистичного розрахунку системи автоматизованого переключення режимів регулювання універсального регулятора, взаємодія електромагнітів системи переключення з дослідним регулятором визначені лабораторними дослідженнями.

Швидкісні характеристики знімалися із серійним всережимним регулятором та дослідним регулятором при всережимному та дворежимному регулюванні. Під швидкісними характеристиками розуміється залежність циклової подачі палива від частоти обертання кулачкового вала ПНВТ.

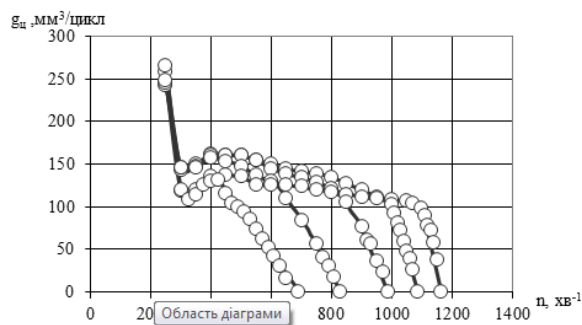


Рисунок 4.1 – Зовнішня і часткові швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4 (№3219446) із серійним всережимним регулятором

На рис. 4.1. у вигляді суцільних кривих ліній показані зовнішня та часткові швидкісні характеристики із серійним всережимним регулятором, визначені при жорстко закріпленому зовнішньому важелі керування подачею палива. Аналіз залежностей $g_d = f(n)$ показує, що основні оціночні показники зовнішньої швидкісної характеристики відповідають паспортним даним паливних насосів НД-22/6Б4, які встановлюються на дизелі СМД-62.

Недоліком часткових характеристик є те, що вони не виходять на зовнішню. При настройці регулятора на $0,8 n_n$ подача палива зменшена на $17 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при частоті обертання кулачкового вала паливного насоса 850 хв^{-1} . Це негативно вплине на роботу дизеля на часткових режимах і пояснюється конструктивними особливостями будови серійного коректора паливоподачі (пружини регулятора і коректора працюють паралельно Підвищена також пускова циклова подача палива. При частоті обертання $n_{\text{пуск}} = 100 \text{ хв}^{-1}$ подача палива склала $345 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Це призводить до підвищення димлення тракторного дизеля на пускових частотах обертання. При зниженні частоти обертання від 750 до 400 хв^{-1} циклова подача палива також збільшується від 139 до $162 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

Основні показники роботи серійного регулятора приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Основні регульовальні показники паливного насоса НД-22/6Б4 №321946 із всережимним регулятором

Назва показника	Значення	
	Технічні вимоги	Серійний регулятор
1	2	3
1. Середня подача палива на пускових обертах $g_{\text{цп}}$ (100 хв^{-1}), $\text{мм}^3/\text{цикл}$	$ne < 180$	348,8
2. Номінальна частота обертання кулачкового вала паливного насоса $n_{\text{ном}}$, хв^{-1}	1050	1050
3. Середня подача палива при номінальній частоті обертання $g_{\text{цн}}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	$107 \pm 1,6$	106,7
4. Нерівномірність подачі палива при $n_{\text{ном}}$, %	$ne > 6$	7,9
5. Частота обертання кулачкового вала насоса при режимі максимального крутного моменту n_{max} , хв^{-1}	730...800	750
6. Середня подача палива при n_{max} , $\text{мм}^3/\text{цикл}$	$131 \pm 2,7$	139,3
7. Максимальна частота обертання холостого ходу $n_{\text{max..x.x.}}$, хв^{-1}	$1110 + 35$	1150
8. Циклова подача при $n_{\text{max..x.x.}}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	37	37,7
9. Частота обертання початку дії регулятора, хв^{-1}	1080 ± 5	1090
10. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання, хв^{-1}	$ne > 1210$	1164

Продовження табл. 4.1

1	2	3
11. Ступінь нерівномірності регулятора, %	7...8	9,09
12. Коефіцієнт збагачення подачі палива на пускових частотах, % $\xi = \frac{g_{цп} - g_{цн}}{g_{цн}} \cdot 100\%$	150...250	226,9
13. Коефіцієнт позитивного коректування подачі палива при режимі максимального крутного моменту	1,2...1,25	1,31

Швидкісні характеристики паливного насоса знімалась слідуючим чином. З паливного насоса знімались регулятор і коректор. Через отвір, виконаний у кришці повідків дозаторів, дозатори за допомогою штангенциркуля з мікрометричним гвинтом встановлювались в необхідне положення та нерухомо закріплювались. Визначення швидкісної характеристики проводилось при частоті обертання в межах $400...1200 \text{ хв}^{-1}$ з інтервалом $50...100 \text{ хв}^{-1}$ та положення дозаторів в межах $0,4...2 \text{ мм}$ з дискретністю $0,4 \text{ мм}$. При цьому вимірювалась циклова подача палива.

На рис.4.2 показані швидкісні характеристики паливного насоса розподільчого типу НД 22/6Б4.

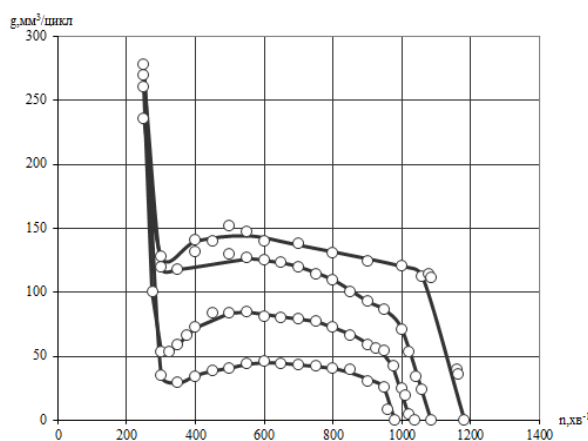


Рисунок 4.2 – Дослідні зовнішня і часткові швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4 (№3219446) із дослідним дворезимним регулятором.

Таблиця 4.3 – Характеристики пружин універсального регулятора

Параметри	Головна пружина	Корегуюча пружина	Пружина фіксатора поворотного упора
Середній діаметр, мм	13	20	2,6
Діаметр проволки, мм	1,8	4	0,4
Число робочих витків	6,5	3,5	3
Повне число витків	10,5	5,5	5
Жорсткість, Н/мм	9,5	100	3

При дворезимному регулюванні (рис. 4.3) зовнішня швидкісна характеристика формується так само як і при всережимному. Циклова подача на часткових режимах змінюється у відповідності закону протікання дворезимного регулювання.

Таблиця 4.4 – Порівняльні показники універсального та серійного всережимного регуляторів паливного насоса НД 22/6Б4 №321946

Назва показника	Серійний всережимний регулятор	Універсальний регулятор	
		Всережимне регулювання	Дворезимне регулювання
1	2	3	4
1. Середня подача палива на пускових обертах $g_{ци}$ (100 хв^{-1}), $\text{мм}^3/\text{цикл}$	348,8	334,9	339,1
2. Номінальна частота обертання кулачкового вала паливного насоса $n_{ном}$, хв^{-1}	1050	1050	1050
3. Середня подача палива при номінальній частоті обертання $g_{ци}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	106,7	106	109
4. Нерівномірність подачі палива при $n_{ном}$, %	7,9	7,1	5,7
5. Частота обертання кулачкового вала насоса при режимі максимального крутного моменту n_{max} , хв^{-1}	750	750	750
6. Середня подача палива при n_{max} , $\text{мм}^3/\text{цикл}$	139,3	136,5	138
7. Максимальна частота обертання холостого ходу $n_{max.x.x.}$, хв^{-1}	1150	1117	1150
8. Циклова подача при $n_{max.x.x.}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	37,7	30,8	41,9
9. Частота обертання початку дії регулятора, хв^{-1}	1090	1075	1090
10. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання, хв^{-1}	1164	1144	1184
11. Ступінь нерівномірності регулятора, %	9,09	6,18	9,09

Продовження табл. 4.4

1	2	3	4
12. Коефіцієнт збагачення подачі палива на пускових частотах, %	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 4.4 приведені порівняльні показники універсального та серійного всережимного регуляторів. Як видно з цієї таблиці вони відповідають технічним вимогам на регулювання паливних насосів високого тиску

4.2 Результати дорожніх досліджень паливно-швидкісної характеристики трактора Т-150К

Для визначення ефективності застосування універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання на дизелі СМД-62 колісного трактора Т-150К були проведені дорожньо-польові випробування. Під час випробувань визначались паливні характеристики при встановленому руху на рівній, горизонтальній дорозі та при невстановленому – на дорозі з перемінним профілем.

Оскільки державних стандартів із визначення паливних характеристик колісних тракторів сільськогосподарського призначення на сьогоднішній день не існує, дослідження проводились згідно з ГОСТ 20306-91 по визначенню паливної економічності автотранспортних засобів [30].

Паливні характеристики, отримані при всережимному і дворезимному регулюванні універсального регулятора та всережимному регулюванні серійного регулятора, показані на рис.4.3 4.4., 4.5.

Паливні показники серійного всережимного регулятора не відрізняються від показників дослідного регулятора при всережимному регулюванні (рис.4.3).

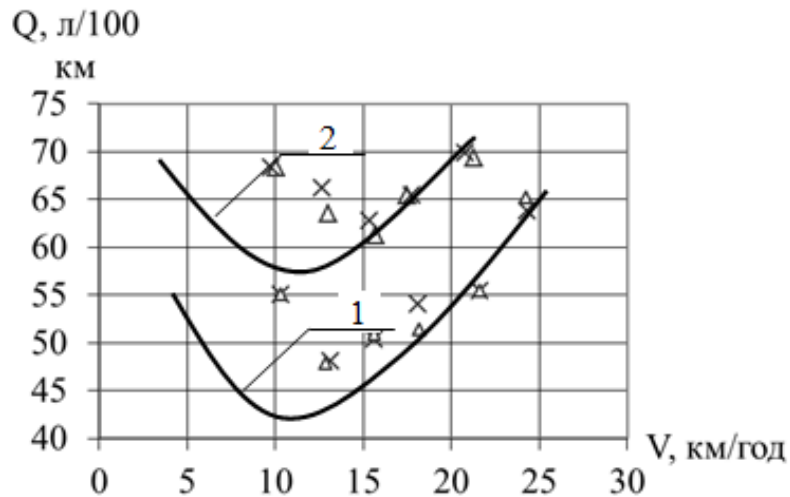


Рисунок 4.3 – Паливні характеристики трактора Т-150К із всережимним дослідним і серійним регулятором: 1 - при встановленому рухові; 2 - при невстановленому рухові; х – всережимний серійний регулятор; Δ – всережимний дослідний регулятор

При встановленому рухові паливні характеристики (рис. 4.4, характеристика 1) при всережимному та дворезимному регулюванні універсального регулятора співпадають. Тип регулятора на роботу дизеля в цих умовах на впливає.

При рухові на дорозі з перемінним профілем, в порівнянні із рівною, паливна характеристика зміщується вгору (рис.4.3., характеристика 2). Величина зміщення залежить від типу регулятора, нерівності рельєфу, інтенсивності дії водія на органи керування паливним насосом.

Така закономірність спостерігається також при порівнянні паливних показників універсального регулятора при дворезимному регулюванні та серійного всережимного регулятора (рис.4.4).

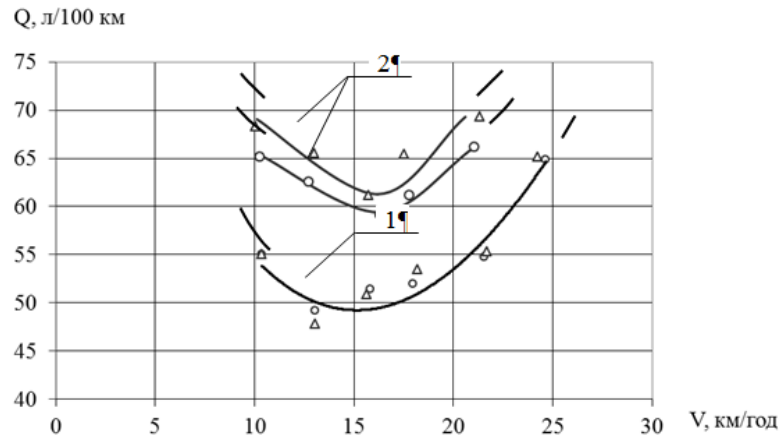


Рисунок 4.4 – Паливні характеристики трактора Т-150К (№72870) з дослідним універсальним регулятором ПНВТ НД-22/6Б4 (№3219446): 1 - при встановленому рухові; 2 - при невстановленому рухові;

Для визначення загального рівня паливної економічності застосовується усереднений показник по [33], який підраховується за формулою:

$$Q_{s(уср)} = \frac{1}{i} \left(\frac{Q_{s(0)} - Q_{s(i)}}{2} + Q_{s(1)} + Q_{s(2)} + \dots + Q_{s(i-1)} \right), \quad (4.1)$$

де i – кількість рівних інтервалів 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.

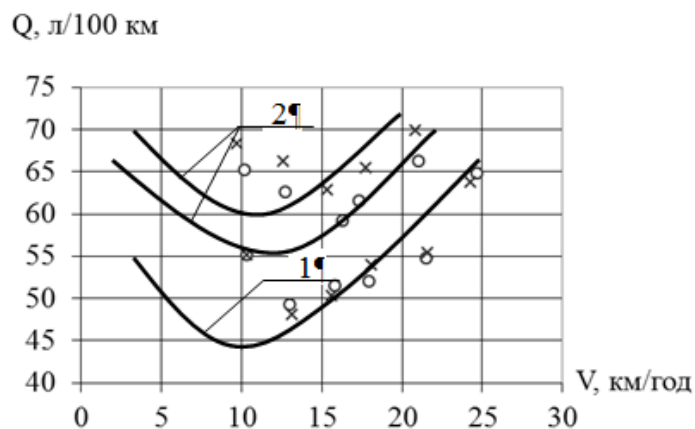


Рисунок 4.5 – Паливні характеристики трактора Т-150К (№72870) з дослідним дворегіжним дослідним і серійним регулятором: 1 - при

встановленому рухові; 2 - при невстановленому рухові; О – дворежимний регулятор; х – всережимний серійний регулятор.

В таблиці 4.5. приведені експериментальні дані паливних характеристик, показаних на рис. 4.3–4.5, та розрахунок усередненого показника паливної економічності трактора Т-150К з причепом ПРТ-10 на дорогах із рівним та перемінним профілем.

Таблиця 4.5 – Експериментальні дані паливних характеристик трактора Т-150К із причепом ПРТ-10

Швидкість руху, км/год	Витрата палива, л/100 км			Економія палива дворежимного регулятора відносно всережимного, %
	Серійний всережимний регулятор	Дослідний всережимний регулятор	Дослідний дворежимний регулятор	
Дорога з рівним горизонтальним профілем				
10	55,06	55,06	55,06	–
13	48,07	47,79	49,19	–
16	50,31	50,86	51,42	–
18	53,94	51,4	51,98	–
21	55,34	55,34	54,77	–
24	63,72	65,12	64,84	–
Усередн. показник	53,41	53,09	53,46	–
Дорога з перемінним профілем				
10	68,26	68,26	65,12	4,60
13	66,17	63,55	62,51	5,53
16	62,77	61,2	59,1	5,85
18	65,39	65,38	61,46	6,01
21	69,83	69,31	66,17	5,24
Усередн. показник	65,84	64,73	62,18	5,50

Із даних таблиці 4.5. видно, що усереднений показник витрати палива при встановленому руху по рівній дорозі із всережимним і дворежимним регулятором приблизно рівні.

При рухові на дорозі з перемінним профілем усереднений показник з дворежимним регулятором відрізняється від всережимного на 5,50%.

Різниця у витратах палива полягає в тому, що при всережимному регулюванні під час перехідних процесів дозатори ПНВТ виходять на

зовнішню швидкісну характеристику, що призводить до подачі в циліндри двигуна надмірної кількості палива.

4.3 Динаміка МТА з дослідним регулятором

Для характеристики динамічних якостей тракторного агрегату при розгоні досліджувалися:

- 1) розгін нерухомого МТА із переключенням передач;
- 2) довжина пробігу по вимірювальній ділянці від місця розгону до швидкості при номінальній частоті обертання тракторного двигуна на вищій передачі;
- 3) тривалість розгону в секундах.

При досліді дотримувалися наступні вимоги:

- трогання з місця відбувалося на V передачі транспортного ряду;
- педаль зчеплення відпускалася швидко до положення, в якому зчеплення починає включатися. Одночасно плавно збільшувалася подача палива, після чого зчеплення повністю виключалось;
- переключення передач здійснювалось при досягненні номінальної частоти обертання двигуна 2100 хв^{-1} . Коробка передач, за допомогою гідропіджимних фрикційних муфт, забезпечувала переключення передач на ходу, без розриву потоку потужності;
- розгін відбувався при повній подачі палива;
- у режим вибігу трактор переводився при швидкому виключенні зчеплення.

При визначенні швидкісної характеристики “розгін-вибіг” фіксувався час проїзду, швидкість, шлях, пройдений МТА. Досліди проводились на рівній горизонтальній асфальтобетонній дорозі довжиною 1805 м. Маса навантаження складала 9510 кг.

Після трогання з місця розгін проводився з переключенням передач у висхідному порядку. Час і шлях розгону на кожній передачі заносився в

протокол досліджень. Експеримент проводився до тих пір, доки тракторний агрегат не досягне швидкості 30 км/год.

На рис.4.11. представлено швидкісну характеристику “розгін-вибіг” при всережимному регулюванні з серійним регулятором та при всережимному та дворежимному регулюванні універсального регулятора з автоматичним переключенням режимності роботи тракторного дизеля в залежності від відстані та часу пробігу.

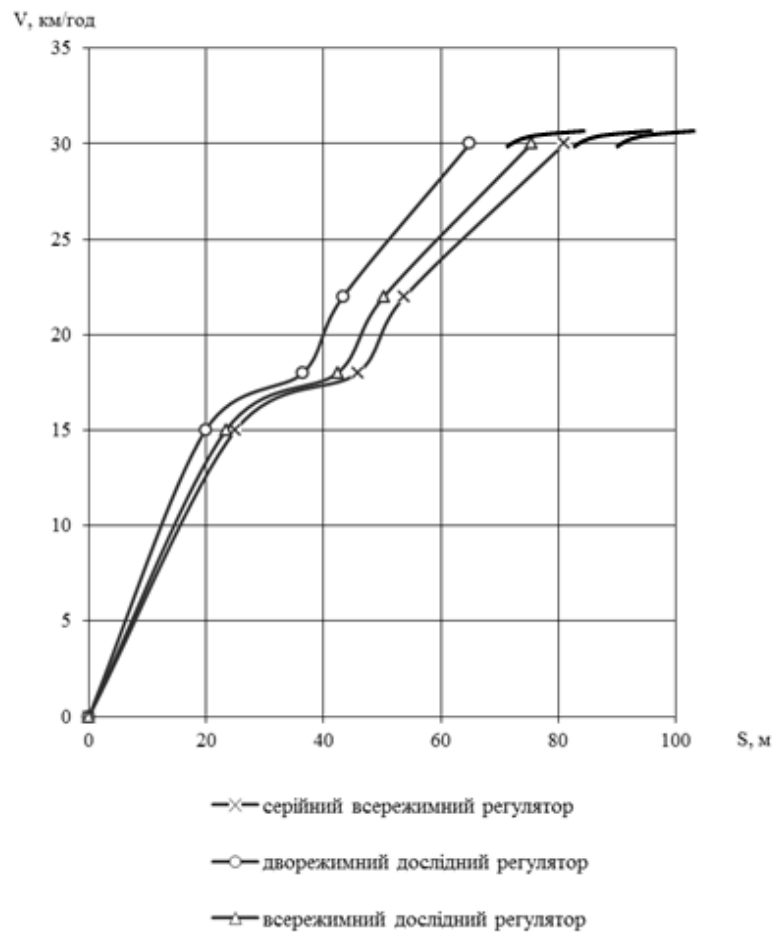


Рисунок 4.6 – Швидкісна характеристика тракторного агрегату Т-150К+ПРТ-10

Під час проведення експериментальних досліджень було встановлено, що з дворежимним регулятором пройдений шлях та час розгону з місця склав відповідно 65 м і 16,4 с, що на 19,7 % і 19,3% менше порівняно з серійним всережимним регулятором, та на 13,3 % і 11,4 %, в порівнянні з дослідним всережимним регулятором.

Під час дослідів також відмічено, що дослідний регулятор при дворезимному регулюванні забезпечує стійку роботу дизеля при мінімальній частоті обертання холостого ходу 700 хв^{-1} , тоді як при всережимному регулюванні за тих же умов частота обертання становила 800 хв^{-1} .

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Обґрунтування травмонебезпечних ситуацій під час виконання транспортних операцій

У зображеннях процесів формування, виникнення аварій та виробничих травм усі випадкові події (явища), що утворюють конкретну аварійну або травмонебезпечну ситуацію, пов'язані між собою причинно-наслідковими зв'язками. В них є початкові, проміжні та кінцеві події [22].

Аналіз процесів формування та виникнення травмонебезпечних і аварійних ситуацій під час виконання операції оранки представлено у табл. 5.1.

Якщо дослідження логічних зв'язків провести у зворотному напрямку, то обов'язково можна знайти ту подію (явище), що є причиною (однією з причин) формування досліджуваного процесу.

Метод логічного моделювання травмонебезпечних, аварійних та інших ситуацій значно полегшує пошук причин аварій, виробничих травм і дорожньо-транспортних пригод при їх розслідуванні [22].

Вивчені, побудовані і систематизовані логічні моделі для окремих виробничих процесів, обладнання та інших об'єктів можна програмувати, а складений з них банк даних, може бути використаний для прогнозування виникнення аварій, травм, катастроф та інших небажаних явищ за допомогою ЕОМ.

Логічні моделі можна застосовувати при прийнятті рішень про відповідальність осіб, винних у виникненні таких пригод, а також ступінь вини самого потерпілого.

У логічній моделі після кожного описання небезпечних умов (НУ), небезпечних дій (НД), небезпечних ситуацій (НС) та можливих наслідків наводиться і логічна модель процесу можливого виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків.

Таблиця 5.1 – Аналіз процесу формування та виникнення травмонебезпечних ситуацій під час виконання транспортних операцій

Вид робіт, технологічна операція, склад агрегату	Виробнича безпека			Можливі наслідки	Заходи запобігання небезпечним ситуаціям
	небезпечна умова (НУ)	небезпечна дія (НД)	небезпечна ситуація (НС)		
1	2	3	4	5	6
Транспортна робота. Т-150К+ПРТ-10	1.1. Причіп експлуатується без гальм НУ	Перевищення швидкості руху автопоїзда РД ₁ Різкий поворот НД ₂	Перекидання автопоїзда НС	Аварія Травма	Організувати постійний контроль за транспортом перед його виходом у рейс Не допускати до роботи причепа без гальм
<p>Модель процесу: НУ → НС → А → Т</p> <p style="margin-left: 100px;"> НД₁ ↓ НС ↑ НД₂ </p>					
	1.2. Фаркоп автомобіля тягача не фіксується НУ ₁ Дорога, по якій рухається автопоїзд має ями та вибоїни НУ ₂	Водій приєднав причіп до автомобіля, не зафіксувавши зів фаркопа НД ₁ Автопоїзд рухається з підвищеною швидкістю	Від вібрації фіксатор зіву піднявся в гору НС ₁ Причіп від'єднався від автомобіля і виїхав на смугу зустрічного руху НС ₂ Зіткнувся із зустрічним транспортом НС ₃	Аварія Аварія	Усі транспортні засоби повинні бути обладнані дублюючим з'єднуючим пристроєм

	<p>1.4. На автопоїзді, що вийшов у рейс, несправні показчики поворотів НУ₁ Причеп завантажений так, що водію не видно дороги за причепом НУ₂ На дорозі ями, розкидане каміння НУ₃</p>	<p>Об'їжджаючи дорожні перешкоди, водій різко повернув на зустрічну смугу руху НД</p>	<p>Транспорт, що рухався за автопоїздом зіткнувся (наїхав) на причеп НС</p>	<p>Аварія</p>	<p>Не допускається робота транспортних засобів без справної сигналізації поворотів і «Стопів»</p>
<p>Модель процесу:</p> <pre> graph LR NU1[НУ₁] --> NS[НС] NU2[НУ₂] --> NS NU3[НУ₃] --> ND[НД] ND --> A[A] NS --> A A --> NS A --> ND </pre>					

5.2 Розрахунок штучного освітлення дільниці технологічної лінії щоденного обслуговування

Розрахунок освітлення здійснюється за методом коефіцієнта використання, необхідного для досягнення заданої освітленості з врахуванням світла, відбитого стінами та вікнами.

Сумарний світловий потік визначається за заданою освітленістю згідно формули:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_n S k z}{\eta}, \quad (5.1)$$

де E_n – нормативна освітленість, лк; S – площа приміщення, м²; k – коефіцієнт запасу ($k=2$); z – відношення середньої освітленості до мінімальної ($z=1,1$); η – коефіцієнт використання світлового потоку.

Показник приміщення становить:

$$i = \frac{a v}{H(a + v)}, \quad (5.2)$$

де a , v – довжина і ширина приміщення, м; H – висота, на якій підвішується світильник над робочою поверхнею ($H=8$ м).

Для дільниці щоденного технічного обслуговування автомобілів ($a=22$ м, $v=12$ м):

$$i = \frac{22 \cdot 12}{8(22 + 12)} = 0,97.$$

Вибираються світильники типу ОД, для яких коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,58$. Нормована освітленість для виконання робіт високої точності $E_n=500$ лк і тому сумарний світловий потік повинен становити:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{500 \cdot 22 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 1,1}{0,58} = 500689,7 \text{ лм.}$$

Необхідна кількість ламп становить

$$n_l = \frac{\Phi_{\Sigma}}{\Phi_l}, \quad (5.3)$$

де Φ_l – світловий потік однієї лампи, лм.

Для лампи ЛБ120, потужністю 120 Вт, $\Phi_l = 8500$ лм, звідки:

$$n_l = \frac{500689,7}{8500} \approx 59 \text{ ламп}$$

Оскільки в одному світильнику знаходиться дві лампи, то у приміщенні слід розмістити тридцять світильників.

Висновок за розділом

Для усунення найбільш імовірних причин нещасних випадків необхідно повести ряд заходів:

- доцільно найближчим часом провести паспортизацію робочих місць ремонтної майстерні з метою виявлення невідповідності вимогам з охорони праці та виробничої санітарії;
- згідно з вимогами забезпечити необхідне освітлення робочих місць у металообробному цеху і дільниці діагностування двигунів та паливної апаратури шляхом встановлення штучних джерел;
- обладнати всі автомобілі – тягачі пристроями, що дублюють з'єднання причепа із автомобілем;
- підвищити якість контролю справності транспортних засобів, які направляються в рейс.

РОЗДІЛ 6

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

6.1 Розрахунок показників оцінки економічної ефективності

На основі розрахунку показників економічної ефективності універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання згідно [37] можна визначити експлуатаційні витрати: відрахування на реновацію, капітальний і поточний ремонт, технічне обслуговування, оплата праці, затрати на паливно-мастильні матеріали, а також якість і кількість продукції, що одержується за допомогою порівнюваних машин.

Розрахунок економічних показників проведено з визначенням додаткового економічного ефекту від покращення паливної економічності тракторного дизеля та збільшення продуктивності машинно-тракторного агрегату на транспортних роботах.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності універсального регулятора з автоматичним переключенням режимності регулювання на тракторі Т – 150К представлені в таблиці 5.1.

Економічний ефект від зниження витрати палива визначається за залежністю:

$$E_k = W_3 T_p U a c, \quad (6.1)$$

де W_3 – продуктивність машинно-тракторного агрегату за годину змінного часу, т·км/год; T_p - річне планове завантаження МТА, год; U - середня витрата палива, т/т·км; a - питома зменшення витрати палива за рахунок автоматичного переключення режимів регулювання у дослідній машини в порівнянні з базовою

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

де c – закупівельна ціна дизельного палива, грн/т ($c=9800$ грн/т; Виходячи з вище вказаного, отримуємо:

$$E_k = 166 \times 675 \times 0,0000568 \times 0,059 \times 9800 = 3679,9 \text{ грн.}$$

Таблиця 6.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності МТА (Т-150К+ПРТ-10)

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		65,38	61,46

Економічний ефект від зниження часу пробігу одного кілометра складає

$$E'_0 = \Pi_{\text{ит.б}} - \Pi_{\text{ит.м}}, \quad (6.2)$$

де $\Pi_{\text{ит.б}}$, $\Pi_{\text{ит.м}}$ – приведені витрати на 1 км відповідно базового і модернізованого МТА.

$$\Pi_{\text{ит}} = e \cdot K_n + B_n, \quad (6.3)$$

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

Питомі капіталовкладення визначаються за формулою:

$$K_n = \frac{B}{W_{36} T_{pm}}, \quad (6.4)$$

де B – балансова вартість транспортного засобу (Т-150К + причеп ПРТ-10), грн ($B = 124500$ грн); W_{36} – продуктивність на відвезенні органічних добрив, т/год;

T_{pm} – річне планове завантаження машини, год (675 год).

Циклова продуктивність на перевезенні органічних добрив визначається за формулою:

$$W_y = \frac{B}{T_y}, \quad (6.5)$$

де B – вантажопідйомність причепа, т (10 т); T_y – час одного циклу при перевезенні, год.

Прийmemo, що відвезення здійснюється трактором Т-150К із причепом

ПРТ-10 на відстань 3 км.

Час одного циклу при відвезенні органічних добрив визначається за формулою:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{нав}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{вив}} + t_{\text{х.пер}}, \quad (6.6)$$

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

Тоді

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

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

Звідки

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

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

Прямі експлуатаційні видатки складуть

$$B_n = 3 + A + P + \Pi, \quad (6.7)$$

де 3 – заробітна плата працівників, грн.; A – питомі витрати на реновацію транспортних засобів, грн.; P – питомі відрахування на капітальний, поточний ремонт і планове технічне обслуговування, грн.; Π – питомі затрати на паливно-мастильні матеріали, грн.

Визначаємо заробітну плату працівників по транспортуванню органічних добрив на 1 км із залежності

$$3 = \frac{\sum k r_i}{W_{\text{ц}}}, \quad (6.8)$$

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

Питомі витрати на реновацію транспортних засобів

$$A = \frac{B a}{W_y T_{pm}}, \quad (6.9)$$

де a - нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на реновацію T_{pm}
- нормативне річне завантаження трактора, год (675 год).

Питомі відрахування на капітальний, поточний ремонт і планове технічне обслуговування визначаються за формулою:

$$P = \frac{B(R_k + R_n)}{W_{зв} T_y}, \quad (6.10)$$

Питомі затрати на паливно-мастильні матеріали визначаються як

$$П = q c, \quad (6.11)$$

де q – витрата паливо-мастильних матеріалів на одиницю наробітку, т/т·км.

Прямі експлуатаційні видатки складуть

$$B_{нб} = 0,029 + 0,427 + 0,907 + 0,1368 = 1,4998 \text{ грн/т·км};$$

$$B_{нм} = 0,028 + 0,423 + 0,898 + 0,1272 = 1,4762 \text{ грн/т·км}$$

$$K_{нб} = 2,67 \text{ грн/т·км}; \quad K_{нм} = 2,64 \text{ грн/т·км}$$

Визначаємо приведені витрати на 1 т·км як

$$П_{нм} = e \cdot K + B_n, \quad (6.12)$$

де e – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

$$П_{нм.б} = 0,15 \times 2,67 + 15,04 = 1,9 \text{ грн/т·км};$$

$$П_{нм.м} = 0,15 \times 2,64 + 14,07 = 1,872 \text{ грн/т·км}.$$

Економічний ефект від підвищення продуктивності тракторного агрегату складає

$$E'_d = П_{нм.б} - П_{нм.м} = 1,9 - 1,872 = 0,028 \text{ грн/т·км}.$$

Річний економічний ефект складає

$$E_d = E'_d \times W_3 \times T_p = 0,028 \times 69,78 \times 675 = 1318,8 \text{ грн}.$$

Загальний економічний ефект за рік експлуатації на один трактор становить

$$E_p = E_k + E_d = 2220 \text{ грн}.$$

Термін окупності дослідного універсального регулятора визначається за формулою:

$$T_o = \frac{B_p}{E_p}, \quad (6.13)$$

де B_p – балансова вартість універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання, грн.

$$T_o = \frac{364}{2220} = 0,17 \text{ роки}$$

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Здійснено аналіз стану питання і завдання досліджень, а також значення та об'єми транспортних робіт у сільськогосподарському виробництві; наведено класифікацію сільськогосподарських вантажів, дорожніх умов, видів і особливостей сільськогосподарських перевезень.

Здійснено аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів тягового класу 3,0.

В результаті проведених експериментальних досліджень регулятора встановлено, що досліджуваний регулятор дозволяє отримання таких же техніко-економічних показників МТА, як і з серійним всережимним регулятором під час роботи дизеля на встановлених режимах; а також зменшення експлуатаційної витрати палива на 4,6...6% під час виконання транспортних робіт завдяки способу дворежимного регулювання; при дворежимному регулюванні, порівняно із все режимним забезпечується підвищення інтенсивності розгонів із місця на 23%, а на ходу – в діапазоні 22...30,6 %.

Результати економічної ефективності доводять доцільність використання універсального дворежимно-всережимного регулятора з автоматичним переключенням, що становить понад 2220 грн. у рік на один трактор.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Надикто В.Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навчальний посібник / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула.– Мелітополь, 2005. – 337 с.
2. Сандомирський М.Г. Трактори та автомобілі. Ч.1. Автотракторні двигуни // Навчальний посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедев– К.: Вища школа, 2000. – 357с.
3. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / А.Ф. Головчука , В.Ф. Орлов, О.П. Строков; – К.: Грамота, 2003 – Кн.1: Трактори. - 336 с.
4. Довідник з експлуатації машинно-тракторного парку / Ільченко В.Ю., Карасьов П.І., Лімонт А.С., Макаров О.В. і ін. – К.: Урожай, 1987. – 367 с.
5. Ільченко В.Ю. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. – К.: Урожай, 1993. – 288 с.
6. Сандомирський М.Г., Бойко М.Ф., Лебедев А.Т. Трактори та автомобілі. Ч.1. Автотракторні двигуни // Навчальний посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедев і інш.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. – К.: Вища школа, 2000. – 357 с.
7. Діденко Н.К. Експлуатація машинно-тракторного парка. – К.: Вища школа, 1977. – 392 с.
8. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторного дизеля с турбонаддувом. – Дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1981. – 300 с.
9. Випробування та регулювання паливної апаратури дизельних двигунів: Методичні рекомендації / Дацюк Р.Ю., Шевчук В.В. – Львів: Видавничий центр ЛДАУ, 2008. – 33 с.
10. Голубов О. С. Підвищення експлуатаційної надійності паливної апаратури автотракторних дизелів застосуванням багатофункціональної

присадки до палива: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.22.20 / О. С. Голубов ; Нац.транспорт. ун-т. – К., 2012. – 19 с.

11. ДСТУ ГОСТ 10578:2003. Насоси паливні дизелів. Загальні технічні умови. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 17 с.

12. Вікович І. А. Теорія руху транспортних засобів: підручник / І. А. Вікович. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 672 с.

13. Водяник І. І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів / І. І. Водяник. – К.: Урожай, 1994. – 224 с.

14. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с.

15. ДСТУ 3868-99. Паливо дизельне технічні умови (33992)
<https://www.google.com.ua/search?q=2.+ДСТУ+ГОСТ>

16. Шевчук Р. С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник / Р. С. Шевчук. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. – 236 с. – Депоновано у Державній науково-технічній бібліотеці України 16.12.2016, №18 - РІД/Ук- 2016

17. Теорія, основи розрахунку і аналіз роботи тракторів та автомобілів: Навчальний посібник / Шувчук Р.С. – Львів: ЛДСГІ, 1993. – 175 с.

18. Теорія, основи розрахунку і аналіз роботи тракторів і автомобілів // Методичні рекомендації до курсової роботи для студентів спеціальності “Механізація сільського господарства”. – Львів: ЛДАУ, 1998. - 84 с.

19. Захарчук В.І. Всережимно-однорежимний регулятор на автомобільному дизелі// Удосконалення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і дорожніх машин: Зб. наук. праць – К.: УТУ.- 1998.- с.160-161.

20. <http://at-its.com/tehnka-transport/7314-suchasni-traktori-zarubizhnih-firm.html>

21. <http://ukrbukva.net/66210-Traktory-i-avtomobili.html>.