

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 коректування паливних характеристик тракторного
дизеля»

КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
*«Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва»*
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
ступеня вищої освіти *магістр*
групи 133ГМмз_21
СКОТАРЕНКО Роман

Керівник: канд. техн. наук, доцент
ХАРАК Руслан

Полтава – 2023 року

ВСТУП

Колісні трактори 50...60% часу використовуються на транспортній роботі для буксирування причепів при русі, як правило, по сільським дорогам. У цих умовах тракторний дизель працює в основному на несталих і змінних режимах.

На колісних тракторах Т-150К і комбайнах застосовуються дизелі базової моделі 6ЧН13/11,5 (СМД-60). Це перші вітчизняні тракторні дизелі масового виробництва з газотурбінним наддувом.

Дослідження В.І.Крутова, В.І.Шестухіна, Е.І.Блаженнова, А.Г.Терещука, Г.С.Корнілова, В.П.Сорокіна, І.Г.Воробйова, А.А.Галочкіна, В.І.Фесенко, К.Е.Долганова, Ю.Ф.Гутаревича, А.Г.Говоруна, А.Ф.Головчука і ін. показали, що на цих режимах питома витрата палива транспортними машинами збільшується, підвищується димність відпрацьованих газів (ВГ). Це пояснюється як порушенням робочого процесу дизеля, так і особливостями роботи системи автоматичного регулювання швидкості дизелів. Тому вдосконалення системи автоматичного регулювання дизелів є важливою задачею. Актуальність цієї задачі особливо зросла останнім часом у зв'язку з необхідністю економного витрачання запасів вуглеводневого палива і захисту навколишнього середовища від забруднення викидами двигунів.

Одним з резервів поліпшення експлуатаційної паливної економічності і зменшення димності ВГ транспортних дизелів, особливо дизелів з турбонадувом, є точніше коректування паливоподачі по межі димлення у всьому діапазоні швидкісних режимів роботи. До теперішнього часу коректування паливоподачі регламентується тільки на ділянці від номінальної швидкісної режиму до режиму максимального крутного моменту, а в реальних умовах, особливо при перехідних процесах дизель часто працює і на ділянці від режиму максимального крутного моменту до мінімальної стійкої кутової швидкості по зовнішній швидкісній характеристиці.

Відсутність коректування паливоподачі на цій ділянці є однією з причин підвищення витрати палива і димності відпрацьованих газів.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Робота присвячена підвищенню економічності і зниженню димності відпрацьованих газів тракторного дизеля з турбонаддувом, особливо при використуванні трактора на транспортній роботі шляхом застосування коректора, що забезпечує хорошу відповідність швидкісної характеристики паливоподачі зовнішній швидкісній характеристиці межі димлення дизеля в діапазоні кутових швидкостей обертання колінчастого валу дизеля від номінальної до мінімальної стійкої.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

1 СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Швидкісні характеристики дизеля: абсолютна, по межі димлення і експлуатаційна

Швидкісна характеристика дизеля є залежністю основних його режимних параметрів від кутової швидкості колінчастого валу. Швидкісні характеристики визначаються безпосередньо експериментально або можуть бути побудовані по серії навантажувальних характеристик, знятих при різних частотах обертання [1], [2], [3], [4], [5]. На навантажувальних характеристиках виділяють три характерні точки, які відповідають (рис.1.1):

А - максимальній потужності;

Б - межі димлення;

В - експлуатаційній потужності.

Відповідно розрізняють 3 види швидкісних характеристик дизеля (рис.1.2): абсолютну – побудовану по точках максимальної потужності, межі димлення – побудовану по точках межі димлення і експлуатаційну – побудовану по точках експлуатаційної потужності.

Межа димлення визначається по навантажувальним характеристиках як точка дотику променя ОБ (рис.1.1), проведеного з початку координат, з кривою питомої витрати палива або шляхом вимірювання за допомогою спеціальних приладів (димомірів) [5].

Експлуатаційна потужність приймається меншою, ніж потужність на межі димлення. Це необхідно для гарантування невиходу експлуатаційної характеристики за межу димлення в умовах експлуатації. У роботі [6] рекомендується приймати експлуатаційну потужність меншу на 5%, ніж потужність на межі димлення. Проте правильніше визначати цю потужність по тепловому напруженню деталей циліндро-поршневої групи і по допустимій димності відпрацьованих газів, як сказано в роботі [3].

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

Рисунок 1.1 – Типова навантажувальна характеристика дизеля ($\omega - const$)

Рисунок 1.2 – Швидкісна характеристика дизеля:

1, 3 – абсолютні зовнішні швидкісні;

2, 4 – межі димлення;

5, 6 – зовнішні експлуатаційні.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Робота дизеля з димленням недопустима, оскільки це приводить не тільки до перевитрати палива і забруднення навколишнього середовища, а і до підвищення термічних напруг деталей циліндро-поршневої групи і клапанів, до закоксовуванню розпилувачів форсунок і поршневих кілець. Крім того, підвищується максимальний тиск згорання, що сприяє прискореному зносу кривошипно-шатунного механізму і прориву відпрацьованих газів в соплові отвори розпилувача форсунки, що прискорює закоксовування цих отворів [7].

Для найбільш повного використання енергетичних можливостей автотракторних дизелів зовнішня експлуатаційна швидкісна характеристика 2 (рис. 1.3) дизеля повинна проходити дещо нижче за характеристику межі димлення і на всьому її протязі [1].

Рис. 1.3. Швидкісні характеристики дизеля:
 1 – по межі димлення;
 2 – бажана експлуатаційна;
 3 – без коректора.

Рис. 1.4. Регуляторні і обмежувальна характеристики транспортного дизеля:
 1, 3, 4 – мінімальна, проміжна і максимальна регуляторні;
 2 – обмежувальна.

Протікання експлуатаційної швидкісної характеристики залежить від форми швидкісної характеристики циклової подачі паливного насоса.

На сучасних вітчизняних автотракторних дизелях застосовуються паливні насоси високого тиску клапанно-золотникового типу з дозуванням подачі відсічкою [1], [3], [8]. Циклова подача палива такими насосами зменшується у міру зниження кутової швидкості кулачкового валу насоса [9], [10]. В результаті швидкісна характеристика 3 дизелі з таким насосом не

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідає бажаній формі експлуатаційної характеристики. Тому паливні насоси високого тиску обладнуються спеціальними пристроями – коректорами паливоподачі. Коректори паливоподачі цих насосів діють в інтервалі кутових швидкостей від номінальної $\omega_{\partial, ном}$ до відповідної максимальному крутному моменту $\omega_{\partial, м}$, збільшуючи циклову подачу палива по міру зниження кутової швидкості. Таке коректування називається позитивним.

У інтервалі від режиму максимального крутного моменту $\omega_{\partial, м}$ до мінімально стійкої кутової швидкості $\omega_{\partial, min}$ паливоподачі як правило не коректується, оскільки передбачається, що на цих швидкісних режимах дизель не повинен завантажуватися настільки, щоб працювати по зовнішній швидкісній характеристиці, А якщо це і трапляється, то дуже рідко.

Проте в даний час, у зв'язку з підвищенням вимог до економного витрачання рідкого палива і захисту навколишнього середовища від забруднення викидами двигунів внутрішнього згорання, цей погляд потребує перегляду. По-перше, при зниженні кутової швидкості дизеля до мінімальної стійкої (а це на транспортних машинах трапляється досить часто) подача палива, як правило виявляється більшою, ніж необхідно для невиходу експлуатаційної швидкісної характеристики за межу димлення. По-друге, і при нормальному навантаженні дозуючий орган паливного насоса може виходити в положення повної подачі палива у області мінімальної стійкої кутової швидкості валу дизеля під дією регулятора швидкості обертання під час розгону дизеля, наприклад при руху машини з місця, при перемиканні передач і т.д.

Сказане вище особливо відноситься до дизелів з турбонадувом, оскільки на знижених швидкісних режимах тиск наддуву і подача повітря в циліндри зменшуються, а подача палива залишається великою.

Для зменшення димлення на цій ділянці швидкісної характеристики необхідно зменшувати циклову подачу палива у міру зниження кутової швидкості (тобто забезпечити негативне коректування паливоподачі).

Про це, зокрема, говориться в роботі [11]. У ній наголошується, що у ряді випадків, особливо на дизелях з турбонадувом, необхідно, щоб при кутових

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

швидкостях, циклова подача палива зменшувалася. Інакше спостерігається сильне димлення дизеля при роботі на цих режимах.

На дизелях великої потужності, наприклад, тепловозів і суднових передбачається негативне коректування паливоподачі на знижених швидкісних режимах, як показано на рис. 1.4 [12].

Ділянка I називається обмежувальною характеристикою. Таке коректування застосовується для обмеження механічних навантажень, що викликаються зростанням максимального тиску згорання при знижених кутових швидкостях і обмеження максимальної температури відпрацьованих газів перед турбіною [13]. Крім того, останнім часом досліджується питання про обмеження димності відпрацьованих газів на цій ділянці.

На вітчизняних автотракторних дизелях обмежувальні характеристики не застосовуються і державними стандартами не передбачаються.

В Національному транспортному університеті було проведене дослідження для перевірки впливу такого коректування паливоподачі на витрату палива, максимальну температуру і димність відпрацьованих газів тракторного дизеля в діапазоні від режиму максимального крутного моменту до мінімально стійкої кутової швидкості обертання під навантаженням. Дослідження проводилися на дизелі 6ЧН13/11,5 (СМД-62) з паливним насосом НД 22/6Б4 [2], [14], [15]. Знімалися навантажувальні і швидкісні характеристики з серійним коректором паливоподачі і з регульованим вручну упором важеля коректора. За допомогою регульованого упору забезпечувалося негативне коректування паливоподачі на знижених швидкісних режимах.

По навантажувальним характеристикам дизеля, знятим при постійних частотах обертання 2100, 2000, 1800, 1600, 1400, 1200 і 1000 хв⁻¹ (220, 209, 183, 163, 147, 126 і 105 рад/с відповідно) методом дотичної визначалися межі димлення і відповідні їм значення циклової подачі [5].

Потім будувалися залежності циклової подачі на межі димлення від кутової швидкості обертання валу дизеля. Ці залежності порівнювалися з фактичними залежностями, одержаними по швидкісних характеристиках

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

дизеля, на який встановлювався паливний насос з серійним коректором і з регульованим вручну упором (антикоректором). За допомогою регульованого упору при знятті швидкісної характеристики штучно здійснювалася зміна циклової подачі палива по залежності $q_u(\omega_\partial)$, яка забезпечувала невихід зовнішньої характеристики за межу димлення.

За результатами дослідження будувалися також залежності коефіцієнта надлишку повітря від кутової швидкості обертання валу дизеля: відповідна межі димлення $\alpha_{пред}(\omega_\partial)$ із перерахованими варіантами коректування паливоподачі.

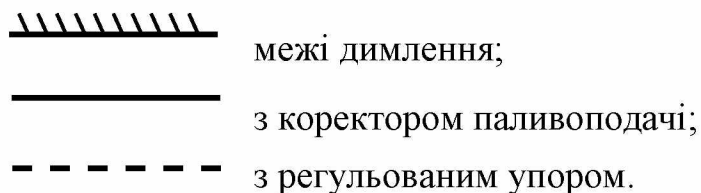
На рис.1.5 показані одержані таким методом характеристики $q_{u,пред}(\omega_\partial)$, $q_u(\omega_\partial)$, $\alpha_{пред}(\omega_\partial)$, $\alpha(\omega_\partial)$ дизеля 6ЧН13/11,5 (СМД-62). З рис.1.5 видно, що дизель з серійним коректором паливоподачі, починаючи від 173 рад/с до мінімальної стійкої кутової швидкості 105...125 рад/с по зовнішній швидкісній характеристиці працює в зоні димлення.

При цьому циклова подача палива зросла від $8,3 \cdot 10^{-5}$ кг/цикл на номінальному режимі до $11,9 \cdot 10^{-5}$ кг/цикл при 126 рад/с. Таке збільшення подачі палива приводить до інтенсивного димлення дизеля. Коефіцієнт надлишку повітря в інтервалі від 220 до 126 рад/с знизився від 1,76 до 1,05. Межі димлення дизеля на номінальному швидкісному режимі відповідає $\alpha_{пред} = 1,61$.

При роботі дизеля з регульованим упором замість коректора (штрих пунктирі лінії на рис. 1.5) крива $q_u(\omega_\partial)$ виходить за межу димлення, а крива $\alpha(\omega_\partial)$ у всьому досліджуваному швидкісному інтервалі від 105 до 220 рад/с проходить вище кривої $\alpha_{пред}(\omega_\partial)$, яка відповідає межі димлення. Отже, зовнішня швидкісна характеристика дизеля не виходить за характеристику межі димлення. З рис.1.5 видно, що на ділянці від 170...175 до 105...126 рад/с необхідно забезпечити негативне коректування паливоподачі.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 1.5 – Швидкісні характеристики дизеля 6ЧН13/11,5 (СМД-62):



З викладеного виходить, що негативне коректування паливоподачі на знижених швидкісних режимах доцільно застосовувати не тільки на суднових і тепловозах дизелях, але і на тракторних.

Необхідність негативного коректування підтверджується також тим, що вже є цілий ряд пропозиції по схемах і конструкціях таких коректорів як в країнах ближнього зарубіжжя, так і дальнього, захищених авторськими свідоцтвами і патентами. Розглянемо найцікавіші з них.

1.2 Коректори паливоподачі паливних насосів дизелів

Докладний аналіз схем і конструкцій існуючих коректуючих пристроїв тракторних, автомобільних і комбайнових двигунів виконаний А.М.Долговим. У своїй дисертаційній роботі [6] він розробив розгорнену класифікацію коректуючих пристроїв за принципом дії, діапазоном роботи, місцем розташування і методом дії на коректуючий елемент (рис.1.6). Залежно від протікання швидкісних характеристик циклової подачі паливних насосів коректування паливоподачі може бути позитивним (коли коректор збільшує циклову подачу у міру зниження кутової швидкості) і негативним (у разі зменшення циклової подачі у міру зниження кутової швидкості) Відповідно в цій роботі коректори підрозділяються на плюс-коректори і мінус-коректори.

В дисертації відмічається, що найбільшого поширення набули коректуючі пристрої механічного типу. Долгов А.М. запропонував внести вдосконалення в коректуючі пристрої паливних насосів дизелів Д-54, Д-75, СМД-7, СМД-14А. Він рекомендує вибирати запас крутного моменту по характеристиці максимальних потужностей, зменшив його значення на 3...4%, але при цьому температура відпрацьованих газів не повинна перевищувати допустиму. Але в його роботі розглядаються коректуючі пристрої, які діють тільки на ділянці зовнішньої швидкісної характеристики від номінальної кутової швидкості до режиму максимального крутного моменту. Не дивлячись на це, розроблену класифікацію можна застосовувати і для коректуючих пристроїв, які забезпечують більш складне коректування паливоподачі в інтервалі кутових швидкостей від номінальної до мінімально стійкої.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Рисунок 1.6 – Класифікація коректуючих пристроїв
автотракторних і комбайнових дизелів

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Розглянемо приклади схем і конструкцій пристроїв, які забезпечують коректування паливоподачі у вказаному широкому діапазоні кутових швидкостей обертання колінчатого вала дизеля.

В роботі професора Вищого технічного училища Брно, Чехія Я.Індра [16] розглядаються вимоги до паливної апаратури транспортних дизелів і описуються пристрої для реалізації цих вимог. В цій роботі приводяться типові зовнішні характеристики циклової подачі палива, які повинні забезпечуватися коректуючими пристроями паливного насоса (рис. 1.7). Із характеристики видно, що в інтервалі кутових швидкостей від номінальної до швидкості максимального крутного моменту циклова подача повинна зростати, а при подальшому зниженню кутової швидкості вона повинна різко зменшуватися.

Рисунок 1.7 – Бажана зовнішня швидкісна характеристика циклової подачі для автотракторних дизелів [16]

На режимі пуску двигуна циклова подача повинна збільшуватися. В роботах [16], [17] описані коректуючі пристрої з гідравлічними і пневматичними приводами для здійснення такої програми змінення циклової подачі палива. Коректуючі пристрої з гідравлічним приводом (рис. 1.8) складається із профільної шайби 2, яка з'єднана двоплечим важелем 9 із штоком

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 поршня 3 гідравлічного циліндра 4. Поршень опирається на пружину 6. В гідравлічний циліндр передається тиск робочої рідини, який створює насос 7, вал якого обертається синхронно з колінчастим валом дизеля. Тиск регулюється клапаном 8 і збільшується з підвищенням кутової швидкості колінчастого вала двигуна. Під дією цього тиску поршень переміщується, стискаючи пружину. В результаті повертається профільна шайба і переміщується рейка 1 паливного насоса. Профіль шайби вибирається так, щоб отримати бажану форму зовнішньої швидкісної характеристики циклової подачі (рис. 1.8). З протилежної сторони рейка з'єднана з регулятором кутової швидкості дизеля.

Рисунок 1.8 – Коректор швидкісної характеристики паливного насоса з гідравлічним приводом [17]

В пристрої з пневматичним приводом профільна шайба з'єднана з пневматичним циліндром, в який подається тиск із системи наддува дизеля [17].

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 1.9 – Відцентровий регулятор з механічним анти коректором паливоподачі а) і його швидкісна характеристика б) [18]

Професором Я.Індрой запатентовані також коректуючі пристрої механічного типу [18], [19]. Регулятор з пристроєм по авторському свідоцтву [18] показані на рис. 1.9 а. В регуляторі є двоплечий важіль б, ексцентрично

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

розміщений на валу 7, на зовнішньому кінці якого встановлений важіль 5 керування регулятором. Важіль 6 з'єднаний з чутливим елементом 9. При зменшенні кутової швидкості і незмінному положенні важеля 5 муфта 8 чутливого елемента 9 регулятора переміщується вправо, діючи на мале плече важеля 6, повертає його переміщуючи рейку 2 паливного насоса вліво, чим забезпечує збільшення кутової швидкості, коли ріст подачі палива може викликати збільшення димності, важіль 6 при переміщенні вліво повертає зв'язаний з ним важіль 3 навколо його вісі I настільки, що верхнє плече цього важеля, долаючи зусилля пружини 4, відводить рейку 2 вправо, в сторону зменшення подачі палива. На рис 1.9 б. показана швидкісна характеристика циклової подачі ПНВТ з регулятором (лінія 1-2-3) і з анти коректором (лінія 1-2-4).

Коректуючий пристрій по а.с [19] відрізняється тим, що працює при настройці регулятора на отримання як зовнішньої, так і часткових швидкісних характеристик циклової подачі.

1.3 Результати досліджень коректорів з розширеним інтервалом коректування паливоподачі

В опублікованих матеріалах є мало відомостей про дослідження коректорів паливоподачі автотракторних дизелів з розширенням швидкісних інтервалів коректування. Із наявних публікацій видно, що питання негативного коректування паливоподачі на дизелях автотракторного типу в нашій країні вперше виникло у зв'язку з розробкою ТНВД з дозуванням подачі дроселюванням на впуску. Такі ПНВТ розроблялися в 1950-1960 р.р. на Ногінському заводі паливної апаратури (НЗПА) і на Харківському тракторному заводі (ХТЗ). Специфічною особливістю таких насосів є гіперболічна залежність циклової подачі від кутової швидкості кулачкового валу насоса. В результаті на понижених швидкісних режимах циклова подача палива такими насосами є надмірною, у тому числі і на дизелях без наддуву. Для усунення

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цього недоліку був запропонований коректуючий пристрій [20]. Цей пристрій досліджували в КАДІ Андрусенко П.І., Долганов К.Є, Гутаревич Ю.Ф [21], [22], [23]. Дослідження було проведено на роторному паливному насосі 4РТНГ-4М, виготовленому на НЗПА [24]. Дослідження підтвердило працездатність цього пристрою і показало, що з його допомогою можна забезпечити бездимну роботу тракторного дизеля (дослідження проводилося на трактором дизелі Д-50) по зовнішній швидкісній характеристиці в інтервалі від мінімальної стійкої до номінальної кутової швидкості. Але питання паливної економічності і максимальної температури ВГ у той час не досліджувалися, та і димність ВГ приладами не вимірювалася.

Надалі у зв'язку з розширенням застосування на автомобілях і тракторах дизелів з турбонадувом стала очевидною необхідність застосування негативного коректування паливоподачі і на паливних насосах з дозуванням відсіченням, які на таких дизелях мають переважне застосування. Тому нові публікації торкаються перш за все дизелів з турбонадувом. Це природно, оскільки невідповідність між подачею палива і повітря на знижених швидкісних режимах особливо сильно виявляється в цих дизелях. На таких дизелях, як наголошується в роботах Ю.Ф.Хайшина [25], В.І.Крутова , А.В.Леоновой [26], стали застосовувати по два коректуючі пристрої: коректор по швидкості обертання колінчастого валу, призначений для збільшення крутного моменту при зниженні кутової швидкості від номінальної до режиму максимального моменту, і коректор по тиску наддуву, зменшуючий паливоподачу у разі недостатнього тиску наддуву. У вказаних роботах наголошується, що крім зменшення димлення коректори по тиску наддуву сприяють підвищенню паливної економічності дизеля, знижують теплонапруженість і запобігають його від аварії при зменшенні або повній відсутності тиску наддуву. Коректори по швидкості обертання колінчастого валу мають таку ж конструкцію, як і на дизелях без турбонадува, тобто тільки збільшують циклову подачу по мірі зниження частоти обертання. На коректор по тиску наддуву, крім основної задачі, можна покласти функцію негативного

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коректора, що зменшує подачу палива при зниженні швидкісного режиму дизеля по зовнішній характеристиці нижче за кутову швидкість, яка відповідає максимальному крутному моменту. Таке коректування і запропоновано в роботі [25]. Досліджень показали, що при відповідній настройці коректор по тиску наддуву здійснює задане негативне коректування швидкісної характеристики дизеля і забезпечує зменшення його теплонапруження [27]. Цікаво відзначити, що застосування коректора по тиску наддуву не робить негативного впливу на динаміку розгону дизеля. У роботі [27] це пояснюється тим, що момент опору при розгоні наростає поступово. В цілому в цій роботі наголошується, що застосування двох коректорів сприяє поліпшенню економічних характеристик дизеля, зниженню експлуатаційної витрати палива і підвищенню ресурсу дизеля. Проте в роботах [25] і [27] не виділяється окремо питання впливу негативного коректування паливоподачі.

Докладне дослідження пневматичних коректорів виконане А.М.Карташевичем [28]. Але він також не розглядає питання про негативне коректування паливоподачі, приділяючи багато уваги обмеженню паливоподачі по всій зовнішній швидкісній характеристиці при розгонах дизеля. Необхідність в цьому викликається запізнюванням зростання тиску наддуву в порівнянні із зростанням кутової швидкості валу дизеля, що викликано інерційністю ротора турбокомпресора. Але обмеження подачі палива приводить до деякого погіршення динамічних якостей двигуна – час виходу показників дизеля на новий режим збільшується. В той же час збільшується коефіцієнт надлишку повітря під час перехідного процесу, що сприяє підвищенню паливної економічності і зниженню димності ВГ. Останнє має істотне значення.

Слід зазначити, що можливість забезпечення стабільної роботи коректора по наддуву на знижених швидкісних режимах викликає сумнів у зв'язку з невисокою стабільністю тиску наддуву на цих режимах. До того ж коректори по тиску наддуву поки не набули широкого поширення, тому задача розробки коректорів з сигналом від кутової швидкості колінчастого валу з розширеним

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інтервалом коректування залишається актуальною.

А.Ф.Головчук, досліджуючи в своїй дисертаційній роботі [2] вплив однорежимно-всережимного регулятора з пневматичним обмежувачем димності на паливну економічність дизеля, димність і максимальну температуру ВГ, торкнувся також і питання негативного коректування паливоподачі. Він показав, що застосування негативного коректування сприяє поліпшенню перерахованих вище показників роботи тракторного дизеля 6ЧН13/11,5 (СМД-62) по статичних характеристиках. Проте глибше дослідження в рамках цієї роботи не проводилося.

Про використання коректуючих пристроїв в механічних регуляторах, що забезпечують зниження димності при перехідних процесах, мовиться в роботі [29]. Проте негативне коректування в цій роботі не розглядається.

Питанню негативного коректування паливоподачі на тепловозних, суднових і інших великих дизелях надавалося більше уваги і, відповідно, є більше публікацій. Це до останнього часу було пов'язано перш за все з проблемою оберігання дизеля від перевантажень. Але останнім часом питання зниження токсичності і підвищення паливної економічності придбали і для цих дизелів гостру актуальність, тому вимоги до коректування паливоподачі на таких дизелях почали розглядати і з цих позицій [13]. Але на цих дизелях застосовуються складніші системи автоматичного регулювання швидкості обертання з регуляторами непрямої дії порівняно з САРЧ автотракторних дизелів, в яких набули поширення регулятори прямої дії. Тому результати досліджень таких САРЧ великих дизелів не можуть бути повною мірою поширені на дизелі автотракторного типу.

З виконаного огляду і аналізу літературних джерел видно, що розширення інтервалу коректування паливоподачі по зовнішній швидкісній характеристиці доцільно застосовувати в першу чергу на дизелях з турбонаддувом. Це відноситься до ділянки негативного коректування на знижених швидкісних режимах. В даний час турбонаддув застосовується на тракторних і комбайнових дизелях. До числа цих дизелів відноситься сімейство V-подібних

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

шестициліндрових дизелів СМД-60, СМД-62, СМД-64, на яких встановлюється одноплунжерний двохсекційний паливний насос розподільного типу НД 22/6Б4. Ці дизелі застосовуються на колісних тракторах Т-150К, бурякозбиральних комбайнах КС-6, кукурудзозбиральних комбайнах КСКУ-6 і на інших машинах [30]. Поліпшення системи коректування паливоподачі на цих дизелях, що забезпечує зменшення експлуатаційної витрати палива і зниження димності ВГ, є актуальною задачею. Це особливо важливо для колісних тракторів, які, як наголошувалося вище, значну частину часу використовуються на транспортній роботі при несталих режимах. Для цього необхідно розробити принципову схему і конструкцію коректора для паливного насоса НД22/6Б4, провести дослідження для визначення оптимальних параметрів коректора з умови мінімізації експлуатаційного рас ходу палива при допустимій димності ВГ, розробити методику розрахунку коректора, дати науково обгрунтовані рекомендації по застосуванню цього коректора.

1.4 Мета і задачі дослідження

Метою роботи є підвищення економічності і зниження димності відпрацьованих газів транспортного дизеля з турбонаддувом при роботі на понижених швидкісних і перехідних режимах роботи. Поставлена мета досягається шляхом розширення інтервалу коректування паливоподачі по зовнішній швидкісній характеристиці від номінальної до мінімально стійкої частоти обертання. Для досягнення цієї мети поставлена наступна задача дослідження: розробка коректора паливоподачі, що забезпечує коректування паливоподачі по зовнішній швидкісній характеристиці у всьому робочому діапазоні швидкісних режимів дизеля.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1 Схеми регуляторів паливних насосів типу НД з серійним і дослідним коректором паливоподачі

На 6-цилиндрових дизелях 6ЧН13/11,5 (СМД-62) з газотурбінним наддувом, встановлюваних на колісних тракторах Т-150К, застосовуються паливні насоси високого тиску НД 22/6Б4 в комплекті з форсунками ФД-22.

Насос одноплунжерний, двохсекційний відноситься до типу розподільчих насосів з перепуском надлишку палива в кінці впорскування (насос має постійний початок і змінний кінець подачі). Дозування здійснюється переведенням вздовж плунжерів насоса відсічних муфт, надітих на них, завдяки чому змінюється момент початку відсічення, а отже, і кількість впорскуваного через форсунки палива. Форсунки ФД-22 закритого типу з чотирьохотвірним розпилувачем.

Розроблений коректор забезпечує протікання експлуатаційної швидкісної характеристики дизеля без виходу за межу димлення у всьому діапазоні кутових швидкостей від мінімальної стійкої до номінальної. Принципова схема регулятора паливних насосів типа НД з серійним коректором паливоподачі показана на рис.2.1. [30].

Регулятор містить відцентрового вимірювача кутової швидкості з тягарцями 1 і муфтою 2, основний двоплечий важіль 5, зв'язаний з дозаторами 4, важіль коректора 12, пружину регулятора 7, пружину 3 для збільшення подачі палива при пуску дизеля. У кришці регулятора 8 встановлений коректор паливоподачі. Він складається з штока 11, пружини коректора 10, регулювального гвинта-обмежувача 9.

При установці важеля управління 6 в положення подачі палива зусилля пружини регулятора 7 через важіль 12 коректора діє на двоплечий важіль 5, на який через муфту 2 передається відцентрова сила тягарців 1. При збільшенні кутової швидкості відцентрова сила тягарців 1 зростає, муфта 2 переміщається

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вгору і, повертаючи двоплечий важіль 5 і важіль коректора 12 навколо осі 13, розтягує пружину 7. Переміщення двоплечого важеля 5 викликає зміну положення дозаторів 4 у бік зменшення подачі палива.

Рисунок 2.1 – Принципова схема регулятора ПНВТ НД22/6Б4 з серійним коректором паливоподачі

При зменшенні кутової швидкості відцентрова сила тягарців 1 зменшується, муфта 2 під дією пружини переміщається вниз, а система важелів переміщає дозатори 4 у бік збільшення подачі.

При подальшому зменшенні кутової швидкості важіль 12 коректора стикається з штоком 11 коректора, переміщає його і разом з основним важелем 5 повертається, зміщуючи дозатори 4 у бік збільшення подачі палива. Важіль коректора з'єднується з двоплечим важелем через вісь серезки пружини, яка встановлена в проушинах вилкового важеля з великим зазором. Таке з'єднання дає можливість двоплечому важелю переміщатися під дією пружини пуску 3, встановлюючи дозатори в положення додаткової подачі палива у момент пуску двигуна.

Коректор паливоподачі цього регулятора забезпечує тільки позитивне коректування в інтервалі кутових швидкостей від номінальної до швидкості, яка відповідає максимальному крутному моменту. Принципова схема

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

регулятора паливних насосів типу НД з дослідним коректором паливоподачі показана на рис.2.2.

Рисунок 2.2 – Принципова схема регулятора ПНВТ НД22/6Б4 з дослідним коректором паливоподачі

Регулятор містить відцентровий чутливий елемент з тягарцями 1 і муфтою 2, головний двоплечий важіль 9, важіль 15, до якого приєднана головна пружина 14, проміжний двоплечий важіль 3, пружини 7 і 17, регулювальні гвинти 6, 8, 10, 11. Одно плече проміжного важеля 3 сполучене з дозаторами подачі палива 5, а друге спирається на муфту 2 чутливого елемента і на пружину 17.

Пружина 14 зв'язана з важелем 13 управління регулятором. Поворот важеля керування 13 обмежується регулювальним гвинтом 12.

Головний двоплечий важіль встановлений на шарнірній опорі 16.

Гвинтами 6 і 11 регулюється початкове положення пружин 7 і 17 так, щоб при дії на важіль 3 зростаючої по величині сили з боку муфти 2 спочатку стискалася пружина 17 до упору важеля 3 в гвинт 10, а потім почала стискатися пружина 7 до упору важеля 3 в гвинт 8.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Попередній натяг пружини 14 здійснюється за допомогою важеля керування 13. Положення важеля 13 на упорі в гвинт 12 відповідає номінальному швидкісному режиму ω_{iii} . По мірі збільшення кутової швидкості валу двигуна відцентрова сила тягарців 1 чутливого елемента зростає. Під дією цієї сили важіль 3 повертається, стискаючи пружину 17. При цьому дозатори 5 переміщуються у бік збільшення подачі.

При кутовій швидкості ω_i , яка відповідає режиму максимального крутного моменту, важіль 3 впирається в гвинт 10. При подальшому збільшенні кутової швидкості від ω_i до ω_{iii} важіль 3 повертається відносно точки упору в гвинт 10, стискаючи пружину 7. При цьому дозатори 5 переміщуються у бік зменшення подачі палива.

При кутовій швидкості ω_{iii} важіль 3 упирається в гвинт 8.

В інтервалі кутових швидкостей від ω_{iii} до $\omega_{\delta,ма\delta}$ важелі 3 і 9 повертаються як одне ціле відносно опори 16, розтягуючи головну пружину 14. При цьому дозатори 5 переміщуються у бік зменшення подачі на регуляторній ділянці характеристики від ω_{iii} до $\omega_{\delta,ма\delta}$.

Гвинтом 10 регулюється хід важеля 3 на ділянці кутових швидкостей від ω_{min} до ω_i , а гвинтом 8 – на ділянці від ω_{iii} до $\omega_{\delta,ма\delta}$.

На рис.2.3 показана швидкісна характеристика регулятора, яка є залежністю осьової координати h_n положення дозаторів подачі палива від кутової швидкості ω_a валу дизеля. На швидкісній характеристиці виділені три ділянки:

1 – від мінімальної стійкої кутової швидкості дизеля під навантаженням ω_{min} до кутової швидкості ω_i , яка відповідає максимальному крутному моменту;

2 – від кутової швидкості ω_i до номінальної кутової швидкості ω_{iii} ;

3 – від кутової швидкості ω_{iii} до максимальної кутової швидкості холостого ходу $\omega_{\delta, \text{ма} \delta}$.

Суцільною лінією показана характеристика, забезпечена серійним

Рисунок 2.3 – Швидкісна характеристика регулятора:

————— з серійним коректором;
- - - - - з дослідним регулятором.

коректором, а штриховою – ділянка 1, на якій завдяки застосуванню дослідного коректора забезпечується негативне корегування паливоподачі. На ділянках 2 і 3 характеристики регуляторів з серійним і дослідним коректорами співпадають. На ділянці 1 при негативному корегуванні дозатори переміщуються на величину h_{n1} , а на ділянці 2 при позитивному коректуванні на величину h_{n2} .

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Рівняння математичної моделі системи автоматичного регулювання кутової швидкості обертання кулачкового вала паливного насоса

2.2.1 Паливний насос високого тиску.

Паливним насосом високого тиску (ПНВТ) називатимемо систему, що складається з нагнітальної секції високого тиску, нагнітального трубопроводу і форсунки. Відомо, що ця система інерційна [1]. Проте в паливних системах невеликих дизелів автотракторного типу вплив цієї інерційності на динамічні характеристики системи незначне і ним можна знехтувати, тобто рахувати систему безінерційною. Тоді циклова подача палива насосом з дозуванням відсічної виразиться рівнянням:

$$q_u = \frac{\pi \cdot d_{\text{П}}^2}{4} \cdot S_{\text{ПА}}(h_{\text{Н}}) \cdot \eta_{\text{П}}(\omega_{\text{Н}}), \quad (2.1)$$

де $d_{\text{П}}$ – діаметр плунжера;

$S_{\text{ПА}}$ – геометричний активний хід плунжера;

$h_{\text{Н}}$ – координата осьового положення дозаторів;

$\eta_{\text{П}}(\omega_{\text{Н}})$ – коефіцієнт подачі насоса, який враховує різницю між геометричним і активним ходом плунжера.

З рівняння (2.1) видно, що циклова подача є функцією двох режимних параметрів – координати $h_{\text{н}}$ дозаторів і кутової швидкості $\omega_{\text{Н}}$ кулачкового валу насоса. Ця залежність визначена по дослідних характеристиках паливного насоса і апроксимована поліномом

$$q_u = b_{\text{Н1}} + b_{\text{Н2}} \cdot \omega_{\text{Н}} + b_{\text{Н3}} \cdot h_{\text{Н}} + b_{\text{Н4}} \cdot \omega_{\text{Н}}^2 + b_{\text{Н5}} \cdot h_{\text{Н}}^2 + b_{\text{Н6}} \cdot \omega_{\text{Н}} \cdot h_{\text{Н}}, \quad (2.2)$$

де $b_{\text{Н1}}, b_{\text{Н2}} \dots b_{\text{Н6}}$ – коефіцієнти апроксимації.

Характеристики ПНВТ визначаються на безмоторних випробувальних стендах. Під час випробувань на таких стендах умови роботи ПНВТ не цілком відповідають умовам його роботи на дизелі: впорскування палива відбувається

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в середовище з вищим тиском, температура насоса вище. Тому подача палива на дизелі стає меншою, ніж було на безмоторному стенді. Це враховується коефіцієнтом K_{II} зменшення подачі, який визначається дослідним шляхом. Тому для умов роботи на дизелі рівняння паливного насоса (2.2) приймає вид

$$q_u = K_{II} \cdot (b_{H1} + b_{H2} \cdot \omega_H + b_{H3} \cdot h_H + b_{H4} \cdot \omega_H^2 + b_{H5} \cdot h_H^2 + b_{H6} \cdot \omega_H \cdot h_H). \quad (2.3)$$

2.2.2 Механічний регулятор швидкості обертання

Рівняння динамічної рівноваги муфти чутливого елемента регулятора можна записати в наступному вигляді [1]

$$m_p \frac{d^2 Z}{dt^2} + \nu_p (\omega_H) \frac{dZ}{dt} + E(Z_{зв,p}, Z) = P_u(Z, \omega_H), \quad (2.4)$$

де Z – осьова координата муфти регулятора;

m_p, ν_p – приведені до муфти регулятора маса і коефіцієнт в'язкого тертя регулятора;

E – приведена до муфти відновлювана сила регулятора;

$Z_{зв,p}$ – попередня деформація пружини регулятора, приведена до його муфти (задаюча дія);

$P_u(Z, \omega_H)$ – підтримуюча сила регулятора.

Відновлювана сила регулятора рівна

$$E = c_p \cdot (Z_{зв,p} + \Delta Z) = c_p \cdot (Z_{зв,p} + Z - Z_{ном}), \quad (2.5)$$

де c_p – приведена до муфти жорсткість пружини регулятора;

$Z_{зв,p}$ – приведена до муфти попередня деформація пружини регулятора, яка задається важелем керування;

$\Delta Z = Z - Z_{ном}$ – поточний приріст осьової координати муфти;

$Z_{ном}$ – координата муфти регулятора на номінальному режимі;

Z – поточна координати муфти регулятора.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина $Z_{зв,p}$ пов'язана з попереднім натягом пружини h_{iD} регулятора співвідношенням

$$h_{iD} = {}^3_{iD} \cdot Z_{\zeta a, \delta} \quad (2.6)$$

де ${}^3_{iD}$ – передавальне відношення між муфтою регулятора і пружиною.

Приведена жорсткість пружина регулятора пов'язана з дійсною жорсткістю пружини співвідношенням

$$\tilde{n}_\delta = \frac{\tilde{n}_{iD}}{{}^3_{iD}} \quad (2.7)$$

Залежність підтримуючої сили $P_\delta = P_\delta(Z, \omega_i)$ апроксимована поліномом

$$P_\delta = \dot{a}_{\delta 1} + \dot{a}_{\delta 2} \cdot \omega_i + \dot{a}_{\delta 3} \cdot Z + \dot{a}_{\delta 4} \cdot \omega_i^2 + \dot{a}_{\delta 5} \cdot Z^2 + \dot{a}_{\delta 6} \cdot \omega_i \cdot Z, \quad (2.8)$$

де $\dot{a}_{\delta 1}, \dot{a}_{\delta 2} \dots \dot{a}_{\delta 6}$ – коефіцієнти апроксимації.

2.2.3 Коректор паливоподачі.

Коректор паливоподачі діє при роботі дизеля по зовнішній швидкісній характеристиці і на часткових регуляторних характеристиках паралельно з дією регулятора.

Аналогічно рівнянню регулятора (2.4) рівняння динамічної рівноваги муфти регулятора на коректорних ділянках зовнішньої швидкісної характеристики має вигляд

$$m_p \frac{d^2 Z}{dt^2} + v_p(\omega_i) \frac{dZ}{dt} + E_\delta(Z_{\zeta a, \delta}, Z) = P_\delta(Z, \omega_i), \quad (2.9)$$

де E_δ – приведена до муфти поновлювана сила коректора;

$Z_{\zeta a, \delta}$ – попередня деформація пружини коректора, приведена до муфти.

Поновлювана сила коректора рівна:

– на ділянці позитивного коректування

$$\hat{A}_{\delta 1} = \tilde{n}_{\hat{E}1} \cdot (Z_{\zeta a, 1} + \Delta Z_1) = \tilde{n}_{\hat{E}1} \cdot (Z_{\zeta a, 1} + Z - Z_i); \quad (2.10)$$

– на ділянці негативного коректування

$$A_{e2} = \tilde{n}_{\hat{E}2} \cdot (Z_{\hat{c}\hat{a},2} + \Delta Z_2) = \tilde{n}_{\hat{E}2} \cdot (Z_{\hat{c}\hat{a},2} + Z - Z_{\min}), \quad (2.10)$$

де $\tilde{n}_{\hat{E}1}$ і $\tilde{n}_{\hat{E}2}$, $Z_{\hat{c}\hat{a},1}$ і $Z_{\hat{c}\hat{a},2}$ – приведені до муфти регулятора жорсткості і попередні натяги пружин коректора і антикоректора;

$\Delta Z_1 = Z - Z_i$ – поточний приріст координати муфти на ділянці позитивного коректування;

Z_i – координата муфти регулятора на режимі, який відповідає максимальному крутному моменту

$\Delta Z_2 = Z - Z_{\min}$ – поточний приріст координати муфти на ділянці негативного коректування;

Z_{\min} – координата муфти регулятора на режимі, який відповідає мінімальній стійкій кутовій швидкості під навантаженням.

При настройці регулятора на часткові швидкісні режими на ділянці часткової регуляторної характеристики працюють одночасно пружини регулятора і одна з пружин коректора. При цьому пружини коректора і регулятора працюють послідовно, оскільки відцентрова сила від муфти передається на пружину регулятора через пружину коректора [31].

При розрахунку часткових регуляторних характеристик на ділянці позитивного коректування в рівняння (2.4) і (2.5) треба підставляти сумарну жорсткість пружин регулятора і коректора

$$\tilde{n}_{\hat{n}\hat{o}i1} = \frac{\tilde{n}_{\delta} \cdot \tilde{n}_{e1}}{\tilde{n}_{e1} + \tilde{n}_{\delta}}. \quad (2.11)$$

Одночасно з цим слід підставити і сумарну попередню деформацію пружин $Z_{\hat{c}\hat{a},\hat{n}\hat{o}i1}$, яку можна визначити із умови

$$\tilde{n}_{\delta} \cdot Z_{\hat{c}\hat{a},\delta} = \tilde{n}_{\hat{n}\hat{o}i1} \cdot Z_{\hat{c}\hat{a},\hat{n}\hat{o}i1},$$

Звідки

$$Z_{\hat{c}\hat{a},\hat{n}\hat{o}i1} = \frac{\tilde{n}_{\delta} \cdot Z_{\hat{c}\hat{a},\delta}}{\tilde{n}_{\hat{n}\hat{o}i1}}. \quad (2.12)$$

При розрахунку часткових регуляторних характеристик на ділянці негативного коректування потрібно врахувати, що коректор збільшує подачу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

палива із зростанням кутової швидкості, а регулятор зменшує її. Тому сумарну жорсткість пружини необхідно розраховувати по формулі

$$\tilde{n}_{\text{noi } 1} = \frac{\tilde{n}_{\delta} \cdot \tilde{n}_{e2}}{\tilde{n}_{e2} - \tilde{n}_{\delta}}. \quad (2.13)$$

Відповідно

$$Z_{\text{ca}, \tilde{n}_{\text{oi } 2}} = \frac{\tilde{n}_{\delta} \cdot Z_{\text{ca}, \delta}}{\tilde{n}_{\text{oi } 2}}. \quad (2.14)$$

2.2.4 Зв'язки в паливному насосі

Зв'язок 1 між кулачковим валом ПНВТ і колінчастим валом дизеля

$$\omega_f = {}^3_i \cdot \omega_a, \quad (2.15)$$

де 3_i – передавальне відношення між кулачковим валом ПНВТ і колінчастим валом дизеля,

Зв'язок 2 між муфтою регулятора і дозаторами ПНВТ

$$h_H = i_p \cdot Z, \quad (2.16)$$

де i_p – передавальне відношення між муфтою регулятора і дозаторами ПНВТ.

У зв'язку з тим, що зв'язок між муфтою регулятора і дозаторами ПНВТ негативний, можна записати: на регуляторній ділянці швидкісної характеристики (від $\omega_{i \hat{i} i}$ до кутової швидкості $\omega_{\text{АЕЕЕЕ}}$ відповідної повному виключенню подачі палива під дією регулятора)

$$h_H = h_{H, \text{НОМ}} - i_p \cdot (Z_{\text{НОМ}} - Z). \quad (2.17)$$

На ділянці позитивного коректування характеристики (від ω_f до $\omega_{i \hat{i} i}$)

$$h_H = h_{H, \text{М}} - i_p \cdot (Z_{\text{М}} - Z). \quad (2.18)$$

на ділянці негативного коректування (від ω_{min} до ω_f)

$$h_H = h_{H, \text{min}} - i_p \cdot (Z_{\text{min}} - Z). \quad (2.19)$$

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З рівняннях (2.17), (2.18), (2.19) $h_{H,НОМ}$, $h_{H,М}$, $h_{H,min}$ – координати положення дозаторів на режимах: номінальному, а також який відповідає максимальному крутному моменту і мінімальній стійкій кутовій швидкості під навантаженням відповідно.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є отримання початкових даних, необхідних для визначення коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь, що описують дослідні характеристики ланок САРЧ, перевірка адекватності математичної моделі, перевірка правильності вибору параметрів коректора, виконаного за допомогою математичної моделі,

Дослідження проводилися на безмоторній установці.

Програма експериментальних досліджень:

- а) зняття характеристик паливного насоса і регулятора, необхідних для визначення коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь цих ланок;
- в) зняття швидкісних характеристик ПНВТ з регулятором і різними варіантами коректорів (серійний і дослідний);

Під час безмоторних досліджень визначалися:

- а) швидкісні характеристики паливного насосу при зафіксованих дозаторах (з відключеним регулятором);
- б) залежність подачі палива від положення дозаторів і кутової швидкості кулачкового вала насоса за планом двофакторного експерименту;
- в) залежність відцентрової сили тягарців регулятора від кутової швидкості обертання кулачкового вала ПНВТ і положення муфти регулятора за планом двофакторного експерименту;
- г) швидкісні характеристики паливного насоса з регулятором і серійним та дослідним коректорами.

Експериментальні дослідження проводилися в лабораторії паливної апаратури кафедри механічної та електричної інженерії Полтавського державного аграрного університету.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

3.2 Об'єкти дослідження

Для досліджень використовувався одноплунжерний паливний насос розподільчого типу НД 22/6Б4 (221.1111004-10) № 223113, виробництва Вільнюського заводу паливної апаратури. Діаметр плунжера 9 мм, хід плунжера - 8 мм, напрям обертання кулачкового валу (із сторони привода) - праве, паливопідкачуючий насос - поршневий, муфта автоматичної зміни кута випередження впорскування відцентрового типу.

При дослідженнях застосовувалися серійні форсунки ФД-22 з чотирьохдірчастими розпилювачами РД4х034 і серійні нагнітальні трубки із зовнішнім діаметром $7\pm 0,3$ мм і внутрішнім діаметром $2\pm 0,15$ мм.

3.3 Установки і обладнання для експериментальних досліджень.

Вимірювальна апаратура

Для безмоторних досліджень регуляторів з серійним і дослідним коректорами був використаний випробувальний КИ- 15711М- 01- ГОСНИТИ Малоярославецького дослідного заводу, який обладнувався слідуючими вимірювальними пристроями та установками::

а) пристроєм з мікрометричним гвинтом для вимірювання координати дозаторів ПНВТ;

б) пристроєм для вимірювання відцентрової сили вантажів регулятора, прикладеної до муфти регулятора, принципова схема якого показана на рис. 3.1.

Установка складається із двоплечого важеля 6, пружини 2, шкали 3, регулювального гвинта 5, вказівних стрілок 1 і 4. Двоплечий важіль діє на муфту 7 відцентрового чутливого елемента 8.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 3.1 – Установка для визначення осьової складової відцентрової сили регулятора ПНВТ НД22/6Б4

в) тахолічильником КИ – 15715;

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 .

Температура навколишнього повітря вимірювалася ртутним термометром з діапазоном вимірювань від 0°C до 100°C , з ціною поділки 1°C , що відповідає вимогам ГОСТ 2045-71.

Вогкість повітря вимірювалася психрометром з шкалою від 0 до 100%, ціна поділки 1,0%.

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

3.4 Методика досліджень на безмоторному стенді

Стандартні швидкісні характеристики паливного насоса з регулятором знімалися відповідно до вимог ГОСТ 8670-82 [79]. ПНВТ НД 22/6Б4 регулювався згідно вказівок паспорта [14] на отримання регулювальних

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

параметрів, приведених в табл.3.1. Решта характеристик знімалася по спеціально розроблених методиках.

Таблиця 3.1 – Регулювальні 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±5
3. Середня циклова подача палива по лініям високого тиску при номінальній частоті обертання, мм ³ /цикл	107±1,6
4. Частота обертання, яка відповідає початку дії регулятора частоти обертання при частоті обертання, хв ⁻¹	1080±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

При знятті швидкісних характеристик паливного насоса з відключеним регулятором дозатори закріплювалися в п'яти положеннях з координатами $0,4 \cdot 10^{-3}$; $0,8 \cdot 10^{-3}$; $1,2 \cdot 10^{-3}$; $1,6 \cdot 10^{-3}$ і $2,0 \cdot 10^{-3}$ м, відліченими від положення дозатора у момент виключення подачі палива на номінальній швидкісному режимі. Частота обертання кулачкового вала ПНВТ змінювалась з інтервалом 100 хв⁻¹.

При вимірюваннях відцентрової сили вантажів регулятора за допомогою пристрою, показаного на рис.3.1, частота обертання валу ПНВТ змінювалась з тими ж інтервалами. При кожній частоті обертання підтримувалося постійне осьове положення муфти в регуляторі.

Для цього за допомогою гвинта 5 змінювався натяг пружини 2 так, щоб стрілка 1 знаходилась напроти однієї і тієї ж поділки. По відстані між стрілками 1 і 4 за допомогою шкали 3 визначаємо величину осьової складової $P_{ц}$

відцентрової сили тягарців, які діють на муфту 8. Характеристики знімалися при шести осьових положеннях муфти з інтервалом $1 \cdot 10^{-3}$ м.

При проведенні двофакторних експериментів для визначення коефіцієнтів апроксимуючих поліномів (2.2) і (2.8) значення частоти обертання кулачкового валу насоса, координати дозаторів і муфти регулятора задавалися відповідно до планів експериментів.

2.2.5 Визначення коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь, які описують характеристики ланок САРЧ методами математичного планування експерименту

Для отримання коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь, які описують характеристики ланок САРЧ, застосовувався метод планування двофакторного експерименту.

Для отримання характеристик, які є функціями двох аргументів і які важко отримати безпосередньо, знімалися 5 швидкісних характеристик. По ним будувались ці залежності і описувались апроксимуючим поліномом.

Попередній аналіз характеристик ланок САРЧ показав, що всі вони є кривими параболічного типу і можуть бути описані поліномами другої ступені з двома аргументами. Метою багатофакторних експериментів є визначення постійних коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь, які описують характеристики ланок. Для розрахунку коефіцієнтів використовуємо методику, описану в роботі [32], також допоміжні таблиці, приведені в додатках до неї. Для зменшення кількості дослідів використано композиційне ортогональне планування експерименту.

Розглянемо суть цієї методики на прикладі функції двох змінних

$$y = f(x, z). \quad (3.1)$$

Вона апроксимується поліномом виду

$$y = a_0 + a_1x + a_2z + a_{11}x^2 + a_{22}z^2 + a_{12}x \cdot z, \quad (3.2)$$

де a_0, a_1, \dots, a_{12} – постійні коефіцієнти апроксимації.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для спрощення розрахунків переходять до нормованих параметрів. Приймаються межі досліджуваної області по кожній змінній: (x_{\min}, x_{\max}) , (z_{\min}, z_{\max}) . Визначаються початкові значення перемінних параметрів, виходячи з того, що вся дослідна область представляє однакову зацікавленість

$$x_{\text{поч}} = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{2}; \quad z_{\text{поч}} = \frac{z_{\max} + z_{\min}}{2} \quad (3.3)$$

Визначаються крок нормування Δx і Δz , для чого дослідна область ділиться на k ділянок

$$\Delta x = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{k}; \quad \Delta z = \frac{z_{\max} - z_{\min}}{k} \quad (3.4)$$

Експерименти показали, що достатня точність апроксимації характеристик ланок регулятора забезпечується при $k = 4$. Вводяться відносні величини (нормовані відхилення)

$$X = \frac{x - x_{\text{поч}}}{\Delta x}; \quad Z = \frac{z - z_{\text{поч}}}{\Delta z}. \quad (3.5)$$

Таким чином замість дійсних величин x і z вводяться нормовані відхилення X і Z і функція (2.20) замінюється виразом

$$y = f(X, Z), \quad (3.6)$$

а поліном (3.1) поліномом

$$y = b_0 + b_1 X + b_2 Z + b_{11} X^2 + b_{22} Z^2 + b_{12} X \cdot Z, \quad (3.7)$$

де b_0, b_1, \dots, b_{12} – коефіцієнти апроксимуючого полінома з нормованими аргументами.

Потім застосовуємо план експерименту.

В магістерській роботі використовувались рівномірні варіанти плану на 9 точок.

На рис. 3.2 показаний рівномірний план експерименту на 9 точок.

Рисунок 3.2 – План двофакторного експерименту

Складається робоча таблиця по формі

№ досліджу	X	Z	x	z	Удосл	Утеор	$\delta = У_{досл} - У_{теор}$
1	2	3	4	5	6	7	8

В колонки 2 і 3 записуються нормовані відхилення (3.4), які беруться із допоміжних таблиць роботи [32]. В колонки 4 і 5 записуємо дійсні параметри, які визначаються по формулам

$$x = x_{поч} + X \cdot \Delta x; \quad z = z_{поч} + Z \cdot \Delta z \quad (3.8)$$

Проводять експерименти з метою визначення дослідних значень функції (3.1) в точках, передбачених планом експерименту, і заповнюється колонка 6.

Після цього визначаються коефіцієнти полінома (3.7) по формулі

$$b_j = \frac{y_{досл} \cdot \alpha_j}{c_j}, \quad (3.9)$$

де α_j, c_j – коефіцієнти, приведені в додатках роботи [32].

Потім по рівнянню (3.7) визначаються розрахункові значення $u_{\text{теор}}$ функції (3.6) і записуються в колонку 7 робочої таблиці. Далі визначаються величини відхилень δ дослідних значень $u_{\text{досл}}$ від розрахункових $u_{\text{теор}}$ і заповнюється колонка 8. Сума цих відхилень повинна приблизно дорівнювати нулю, тоді можна зробити висновок про правильність розрахунків, а апроксимацію можна рахувати прийнятною, якщо величина окремих відхилень δ не перевищує похибки вимірювань.

Якщо перевірка дає позитивний результат, по формулам (3.5) проводять перехід до дійсних коефіцієнтів рівнянь (3.2).

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1 Визначення коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь характеристик паливного насоса і регулятора

4.1.1 Паливний насос високого тиску

Швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4, зняті при $h_n = var$ мають параболічний характер, типовий для паливних насосів з дозуванням подачі відсичкою [2], [11], [33]. Тому їх можна апроксимувати поліномом другого ступеня від двох змінних (2.3). Коефіцієнти цього полінома визначені шляхом проведення двофакторного експерименту по рівномірному плану на 9 точок. Межі досліджуваної області приймаємо з умови обхвату всього поля можливих швидкісних і навантажень режимів дизеля. Цим умовам відповідають: $\omega_{n,min} = 20$ рад/с, $\omega_{n,max} = 100$ рад/с, $h_{n,min} = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м, $h_{n,max} = 2,0 \cdot 10^{-3}$ м. По рівняннях (3.3) і (3.4) розраховуємо: початкові параметри $\omega_{n,поч} = 60$ рад/с, $h_{n,поч} = 1,4 \cdot 10^{-3}$ м і кроки нормування $\Delta\omega_n = 20$ рад/с, $\Delta h_n = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м.

В таблиці 4.1. приведені безрозмірні і розмірні значення кутової швидкості і координат дозаторів в дослідних точках і відповідні їм експериментальні і розрахункові значення циклової подачі. За цими даними по методиці, описаній в розділі 3, одержане апроксимуюче рівняння

$$q_n = -0,313 \cdot 10^{-4} + 6,388 \cdot 10^{-7} \cdot \omega_H + 6,86 \cdot 10^{-2} \cdot h_H - 3,493 \cdot 10^{-9} \cdot \omega_H^2 + 2,86 \cdot 10^{-1} \cdot h_H^2 - 1,805 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_H \cdot h_H \quad (4.1)$$

З таблиці 4.1. видно, що сума відхилень розрахункових значень від дослідних $\sum_{i=1}^9 \delta_i$ в два-три рази менша ніж окремі відхилення, що дозволяє зробити висновок про правильність розрахунків.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 – Безрозмірні і розмірні значення параметрів ПНВТ НД 22/6Б4 в дослідних точках і відповідні їм експериментальні і розрахункові значення циклової подачі палива

№ досліду	X	Z	ω_n , рад/с	h_n , м	$q_{ц,досл}$, кг/цикл	$q_{ц,розн}$, кг/цикл	$\delta = q_{ц,досл} - q_{ц,розн}$, кг/цикл
1	1	1	80	1,6	$8,55 \cdot 10^{-3}$	$8,5161 \cdot 10^{-5}$	$3,39 \cdot 10^{-7}$
2	1	-1	80	0,8	$4,08 \cdot 10^{-3}$	$4,0978 \cdot 10^{-5}$	$-1,78 \cdot 10^{-7}$
3	-1	1	40	1,6	$8,52 \cdot 10^{-3}$	$8,70445 \cdot 10^{-5}$	$1,8445 \cdot 10^{-6}$
4	-1	-1	40	0,8	$3,56 \cdot 10^{-3}$	$3,80111 \cdot 10^{-5}$	$2,4111 \cdot 10^{-6}$
5	0	0	60	1,2	$6,65 \cdot 10^{-3}$	$6,44778 \cdot 10^{-5}$	$2,0222 \cdot 10^{-6}$
6	2	0	100	1,2	$5,81 \cdot 10^{-3}$	$5,8711 \cdot 10^{-5}$	$6,1100 \cdot 10^{-7}$
7	-2	0	20	1,2	$5,98 \cdot 10^{-3}$	$5,81778 \cdot 10^{-5}$	$1,6222 \cdot 10^{-6}$
8	0	2	60	2,0	$11,13 \cdot 10^{-3}$	$11,1079 \cdot 10^{-5}$	$2,2100 \cdot 10^{-7}$
9	0	-2	60	0,4	$1,83 \cdot 10^{-3}$	$1,75111 \cdot 10^{-5}$	$7,889 \cdot 10^{-7}$
							$\sum_{i=1}^9 \delta_i = 1,1 \cdot 10^{-9}$

Найбільша похибка вимірювання подачі палива мензурками стенду КИ-15711М рівна $0,1 \text{ см}^3$ або $8,5 \cdot 10^{-5} \text{ кг}$. Оскільки при дослідженнях вимірюється кількість палива, яке поступило в мензурки за 100 впорскувань, то приведені в таблиці 4.1 величини δ^3 слід відповідно збільшити в 100 разів, тоді їх можна порівняти з похибками вимірювань мензурками стенду КИ-15711М. З таблиці 4.1 видно, що якщо з урахуванням сказаного відхилення δ_i помножити на 100, то вони будуть того ж порядку, що і похибка вимірювання. Отже, апроксимацію можна рахувати прийнятною.

На рис.4.1. нанесені криві $q_{ц}(\omega_n, h_n)$, розраховані за допомогою апроксимуючого рівняння (4.1) і позначені точками, які одержані під час

Рисунок 4.1 – Швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4

О – точки по плану експерименту;

Δ – контрольні точки.

двофакторного експерименту, а також контрольні точки. Дослідні точки добре співпадають з розрахунковими кривими.

4.2.2 Механічний регулятор швидкості обертання

Аналогічно одержано апроксимуюче рівняння (2.8) підтримуючої сили регулятора. Межі дослідної області: $\omega_{n,\min} = 20$ рад/с, $\omega_{n,\max} = 120$ рад/с, $Z_{\min} = 0$, $Z_{\max} = 4,0 \cdot 10^{-3}$ м. Початкові параметри $\omega_{n,\text{поч}} = 70$ рад/с, $Z_{\text{поч}} =$

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$2,0 \cdot 10^{-3}$ м і кроки нормування $\Delta\omega_n = 25$ рад/с, $\Delta Z = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м.

В таблиці 4.2 приведені розмірні і безрозмірні значення параметрів в дослідних точках і відповідні їм експериментальні і розрахункові значення підтримуючої сили регулятора. За допомогою цієї таблиці отримані чисельні значення коефіцієнтів апроксимуючого рівняння підтримуючої сили регулятора

$$P_{\text{ц}} = 3,960 - 1,748 \cdot 10^{-1} \cdot \omega_n - 908 \cdot Z + 5,252 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_n^2 - 2,40 \cdot 10^{-4} \cdot Z^2 + 30,653 \cdot \omega_n \cdot Z \quad (4.2)$$

Таблиця 4.2 – Безрозмірні і розмірні значення параметрів ПНВТ НД 22/6Б4 в дослідних точках і відповідні їм експериментальні і розрахункові значення підтримуючої сили

№ досліду	X	Z	ω_n , рад/с	Z, м	$P_{\text{ц,досл}}$, Н	$P_{\text{ц,розн}}$, Н	$\delta = P_{\text{ц,досл}} - P_{\text{ц,розн}}$, Н
1	1	1	95	$3,0 \cdot 10^{-5}$	40,25	40,554	-0,304
2	1	-1	95	$1,0 \cdot 10^{-5}$	36,5	36,738	-0,230
3	-1	1	45	$3,0 \cdot 10^{-5}$	8,0	7,930	0,070
4	-1	-1	45	$1,0 \cdot 10^{-5}$	7,0	7,179	-0,179
5	0	0	70	$2,0 \cdot 10^{-5}$	20,0	19,84	0,160
6	2	0	120	$2,0 \cdot 10^{-5}$	64,0	64,064	-0,064
7	-2	0	20	$2,0 \cdot 10^{-5}$	2,0	1,88	0,120
8	0	2	70	$4,0 \cdot 10^{-5}$	22,25	22,029	0,221
9	0	-2	70	0	17,75	17,46	0,290
$\sum_{i=1}^9 \delta_i = 0,084$							

Сума відхилень розрахункових значень від дослідних незначна (див. табл. 4.2), отже, розрахунки виконані правильно. Величина цих відхилень менше похибки вимірювань, яка рівна $2,5 \cdot 10^{-2}$ Н, тобто апроксимацію можна вважати прийнятною.

Рисунок 4.2 – Характеристики підтримуючої сили регулятора $P_u = P_u(Z, \omega_H)$

О – точки по плану експерименту;
Δ – контрольні точки.

На рис.4.2 по рівнянню (4.2) побудовані розрахункові залежності $P_u = P_u(Z, \omega_H)$ регулятора паливного насоса НД22/6Б4. На цьому ж графіку

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

нанесені дослідні точки, отримані за планом експерименту і контрольний точки, які добре співпадають з розрахунковими кривими

Таким чином отримані апроксимуючі рівняння (4.1) і (4.2), які використовуються в математичній моделі системи автоматичного регулювання кутової швидкості обертання колінчастого вала дизеля.

4.2 Швидкісні характеристики паливного насоса з серійним і дослідним коректорами

Для перевірки роботи дослідного коректора зняті всережимні швидкісні характеристики паливного насоса НД 22/6Б4 з серійним і дослідним коректорами паливоподачі, а також з нерухомим упором замість серійного коректора.

Перед зняттям характеристик ПНВТ регулювався відповідно до інструкції для установки на дизель 6ЧН13/11,5 (СМД-62) [34]. Параметри дослідного коректора були підібрані так, щоб одержати бажану зовнішню швидкісну характеристику (максимальна димність ВГ не більше 45...50%). По розрахунках на математичній моделі приведена до муфти регулятора жорсткість пружини антикоректора $C_{K2} = 4,25 \cdot 10^4$ Н/м, а робочий хід рухомого упору коректора

$$\Delta Z = Z_M - Z_{\min} = 2,00 \cdot 10^{-3} - 1,369 \cdot 10^{-3} = 0,631 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Відстань від осі рухомого упору до шарнірної опори на головному важелі регулятора 17,5 мм, а від осі муфти до цієї ж опори 12 мм, тоді передавальне відношення від муфти до рухомого упору рівне 1,46. З врахуванням цього жорсткість пружини C_{K2}^* і робочий хід рухомого упору ΔZ_{K2}^* коректора рівні

$$C_{K2}^* = \frac{4,35 \cdot 10^4}{1,46^2} = 2,04 \cdot 10^4 \text{ Н/м,}$$

$$\Delta Z_{K2}^* = 0,631 \cdot 10^{-3} \cdot 1,46 = 0,921 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Фактична жорсткість пружини при експериментах складала $C_{K2}^* = 1,95 \cdot 10^4$ Н/м, робочий хід $\Delta Z_{K2}^* = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м. Замість позитивного коректора був встановлений нерухомий упор.

На рис.4.3 показані зовнішні і часткові швидкісні характеристики з

Рисунок 4.3 – Дослідні зовнішня і часткові характеристики ПНВТ НД22/6Б4 із серійним коректором

серійним коректором паливоподачі. Вони мають типову для ПНВТ типа НД форму. Часткові характеристики не виходять на зовнішню. Це пояснюється особливістю конструкції серійного коректора паливоподачі. Коефіцієнт корекції циклової подачі при зниженні кутової швидкості від $\omega_{н,ном} = 110$ рад/с до $\omega_{н,м} = 80$ рад/с складає 1,26, що відповідає технічним умовам на регулювання

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

ПНВТ НД 22/6Б4 (по ТУ повинно бути 1,2...1,25, див.табл.3.2). При подальшому зниженні кутової швидкості циклова подача продовжує зростати.

На рис.4.4 показані аналогічні характеристики, але зняті на ПНВТ з нерухомим упором замість коректора паливоподачі. В цьому випадку часткові

Рисунок 4.4 – Дослідні зовнішня і часткові характеристики ПНВТ НД22/6Б4 з нерухомим упором замість коректора

регуляторні вітки виходять на зовнішню швидкісну характеристику. Не дивлячись на відсутність коректора зовнішня швидкісна характеристика протікає так, що забезпечується достатньо великий коефіцієнт корекції паливоподачі $K_{\delta} = 1,14$. Це пояснюється особливістю протікання швидкісних характеристик ПНВТ НД 22/6Б4 (див.рис.4.1).

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Рисунок 4.5 – Зовнішні швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4:

Δ – дослідна з серійним коректором;

○ – дослідна з дослідним коректором;

— · — · – розрахункова з серійним коректором;

— — — · – розрахункова з дослідним регулятором.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Проте ні та, ні інша характеристика не відповідають характеристиці по межі димлення, що не перевищує 45...50%. Це показано на рис.4.5, на якому побудовані дослідні і розрахункові зовнішні швидкісні характеристики ПНВТ НД 22/6Б4 з серійним і дослідним коректорами паливоподачі. Розрахункова характеристика з дослідним коректором є характеристикою по межі димлення при $K < 45...50\%$.

На рис.4.5 видно, що з серійним коректором дослідна характеристика вже

Рисунок 4.6 – Зовнішні зовнішня і часткові швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4 з дослідним коректором;

при $\omega_0 = 95$ рад/с виходить за межу димлення. При цьому із зменшенням кутової швидкості циклова подача швидко зростає. Це говорить про те, що з цим паливним насосом і коректором дизель працюватиме з великим димленням на знижених швидкісних режимах і на змінних режимах роботи.

Відзначимо, що в інтервалі кутових швидкостей 80...120 рад/с дослідна і розрахункова характеристики з серійним коректором вельми добре співпадають. При $\omega_n < 80$ рад/с характеристики розходяться. Це пояснюється

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тим, що при розрахунках прийнято, що коректор на цій ділянці вимкнений, а при знятті дослідної характеристики коректор продовжував працювати, як це нерідко буває в експлуатації.

З дослідним коректором розрахункова і експериментальна характеристики теж співпадають задовільно, що свідчить про достатньо хорошу точність методики розрахунку і дозволяє чекати, що з цим насосом і коректором димність відпрацьованих газів дизеля 6ЧН13/11,5 (СМД-62) знаходитиметься в допустимих межах.

Застосування антикоректора не впливає на форму часткових регуляторних характеристик. Це видно з рис.4.6. Часткові регуляторні гілки мають такий же характер, як і з серійним коректором або з нерухомим упором замість коректора, але, на відміну від першого, виходять на зовнішню швидкісну характеристику.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

5.1 Екологічна експертиза розробки

Охорона навколишнього природного середовища, раціональне використання природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки, життя людей є невід'ємною частиною суспільного розвитку України. З цією метою Україна реалізує на своїй території екологічну політику, спрямовану на збереження безпечного для існування живої і неживої природи середовища, захист життя і здоров'я населення від небезпечного впливу, зумовленого забрудненням навколишнього природного середовища, охорону, відтворення і раціональне використання природних ресурсів.

25 червня 1991 року Верховна Рада України прийняла Закон України "Про охорону навколишнього природного середовища". Закон передбачає обов'язкове проведення екологічної експертизи в процесі законодавчої та господарської, управлінської та іншої діяльності, що впливає на стан навколишнього природного середовища, а також документації на створення нової техніки, технології, матеріалів тощо.

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

Екологічна експертиза в Україні – це вид науково-практичної діяльності спеціально уповноважених державних органів, еколого-експертних формувань та об'єднань громадян, яка ґрунтується на міжгалузевому екологічному дослідженні, аналізі та оцінці передпроектних, проектних та інших матеріалів і об'єктів, реалізація і експлуатація яких може негативно впливати або впливає на стан навколишнього природного середовища і здоров'я людей, і спрямована на підготовку висновків про відповідність запланованої чи здійснюваної діяльності нормам і вимогам законодавства про охорону навколишнього природного середовища, раціональне використання і відтворення природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Завданням законодавства про екологічну експертизу є регулювання суспільних відносин у галузі екологічної експертизи з метою забезпечення екологічної безпеки, охорони навколишнього природного середовища, раціонального використання і відтворення природних ресурсів, захисту екологічних прав та інтересів громадян і держави.

Метою екологічної експертизи є запобігання негативному впливу антропогенної діяльності на стан навколишнього природного середовища і здоров'я людини, а також оцінка ступеня екологічної безпеки господарської діяльності та екологічної ситуації на окремих територіях і об'єктах.

Основними завданнями екологічної експертизи є

- визначення ступеня екологічного ризику і безпеки запланованої чи здійснюваної діяльності;
- організація комплексної, науково обґрунтованої оцінки об'єктів екологічної експертизи;
- створення відповідних об'єктів експертизи відповідно до вимог природоохоронного законодавства, санітарних норм, будівельних норм і правил;
- оцінка впливу діяльності об'єктів екологічної експертизи на стан навколишнього природного середовища, здоров'я людей та якість природних ресурсів;
- оцінка ефективності, повноти, обґрунтованості та достатності заходів щодо охорони навколишнього природного середовища та здоров'я людини;
- підготовка об'єктивних всебічно обґрунтованих висновків екологічної експертизи.

Основними принципами екологічної експертизи є

- гарантування безпечного для життя і здоров'я людей довкілля;
- збалансованість екологічних, економічних, медико-біологічних і соціальних інтересів та врахування громадської думки
- наукова обґрунтованість, незалежність, об'єктивність, комплексність, варіативність, гласність;

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– екологічної безпеки, територіально-галузевої та економічної доцільності реалізації об'єктів екологічної експертизи, запланованої чи здійснюваної діяльності;

– державного регулювання;

– законність.

В Україні проводяться державна, громадська та інші екологічні експертизи.

Висновки державної екологічної експертизи є обов'язковими для виконання. При прийнятті рішення про подальшу реалізацію об'єктів екологічної експертизи висновки державної екологічної експертизи враховуються нарівні з іншими видами державної експертизи.

Висновки громадської та інших видів екологічної експертизи мають рекомендаційний характер і можуть бути враховані при проведенні державної екологічної експертизи, а також при прийнятті рішень щодо подальшої реалізації об'єкта екологічної експертизи.

Для покращення якості атмосферного повітря необхідно здійснити заходи щодо зменшення валового обсягу викидів від автотранспорту більш ніж на 40 відсотків, запобігти викидам свинцю. З цією метою планується здійснити такі основні заходи:

– удосконалення положень у системі законодавства, що стимулюють впровадження природоохоронних заходів;

– оснащення нових автомобілів ефективними системами та пристроями для зменшення викидів (каталітична нейтралізація, системи автоматичного запуску та прогріву, системи уловлювання парів палива)

– збільшення парку автомобілів та автобусів, що працюють на газоподібному паливі; припинення виробництва та використання етилового бензину; виробництво паливно-мастильних матеріалів, що зменшують негативний вплив двигунів внутрішнього згорання на навколишнє середовище;

– розробка та впровадження нових типів двигунів внутрішнього згорання з підвищеними економічними характеристиками; розробка нових типів

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

екологічно чистих транспортних засобів з використанням альтернативних джерел енергії.

Для вирішення екологічних проблем на автотранспорті необхідно:

- забезпечити пріоритетність розвитку громадського електричного пасажирського транспорту у великих містах України з послідовним скороченням автобусного сполучення
- забезпечити посилення екологічних вимог до конструкції нових моделей автомобілів та двигунів;
- розробити та впровадити систему сертифікації автомобілів і двигунів на екологічну безпеку та контролю за їх відповідністю сертифікатам;
- розробити комплекс технологій, методів і технічних засобів для оцінки екологічної безпеки автомобілів в процесі їх експлуатації;
- розробити комплекс технологій і технічних засобів для оцінки та захисту навколишнього середовища від забруднення у виробничих зонах автомобільних підприємств.

5.2 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5.2.1 Значення охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях

Праця є основою життя і багатства суспільства, джерелом внутрішнього зростання духовних якостей людини. Саме праця є найважливішою умовою існування суспільства, його розвитку і вдосконалення.

Охорона праці - це система законодавчих, соціально-економічних, технічних і організаційних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Основні положення про охорону праці в Україні встановлюються і регулюються основним законом Конституцією України, Кодексом законів про працю, Законом України "Про охорону праці", а також розробленими на їх основі та відповідно до них нормативно-правовими актами (указами Президента,

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

постановами уряду, правилами, положеннями, інструкціями, стандартами та іншими документами).

Основи політики України в галузі охорони праці відображені в Законі "Про охорону праці", прийнятому 14 жовтня 1992 року, і переглянутий 21 листопада 2002 року.

Основними принципами згаданих законів є:

– пріоритет життя і здоров'я працівників відповідно до результатів виробничої діяльності підприємства, повна відповідальність власника за створення безпечних і нешкідливих умов праці

– соціальний захист працівників, повне відшкодування шкоди, включаючи моральну, особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань;

– встановлення єдиних нормативних актів про охорону праці для всіх підприємств, незалежно від форм власності та видів їх діяльності; навчання населення, професійна підготовка і підвищення кваліфікації працівників з питань охорони праці;

– участь держави у фінансуванні заходів з охорони праці;

– використання світового досвіду організації праці з метою поліпшення умов і безпеки праці.

У лютому 1993 року Верховна Рада України прийняла закон "Про цивільну оборону України", який передбачає, що громадяни України мають право на захист свого життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, значних пожеж, стихійного лиха та на гарантії з боку Уряду України, інших органів державної виконавчої влади, адміністрації підприємств, установ і організацій, незалежно від форм власності і господарювання, щодо його реалізації.

Посадові особи та громадяни несуть відповідальність за порушення законодавства у сфері цивільного захисту згідно із законодавством України. Тому завданням дослідження є оцінка стійкості роботи цеху на хімічно небезпечному об'єкті.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

В народному господарстві існує великий асортимент хімічних речовин, які є токсичними та шкідливими для здоров'я людини.

В магістерській роботі досліджується коректування паливоподачі дизеля. Тому всі питання, розглянуті в даному розділі, присвячені дизельному паливу і лабораторії, в якій воно досліджується.

5.2.2 Вимоги безпеки при роботі з дизельним паливом

Клас небезпеки дизельного палива по ГОСТ 12.1.007:

- при інгаляційній дії – 4 (речовини малонебезпечні);
- при попаданні в шлунок – 4 (речовини малонебезпечні);
- при нанесенні на шкіру – 4 (речовини малонебезпечні),

Дизельне паливо надає слабку інгаляційну дію, викликає слабе роздратування оболонки очей і шкіри людини, надає слабовиражену алергічну дію, має слабкі кумулятивні властивості (коефіцієнт кумуляції 4,9). Для дизельного палива притаманний наркотичний характер дії на організм.

Температура самозаймання дизельного палива мазки Л – 300°C, мазки З – 310 °C

Клас небезпеки і пожежонебезпечні властивості визначаються при постановці палива на виробництво.

Гранично допустима концентрація пари палива в повітрі робочої зони 300 мг/м³.

У разі попадання палива

- на шкіру – необхідно витерти продукт ганчіркою, забруднене місце промити водою з милом;
- на слизисту оболонку ока – негайно промити великою кількістю води;
- у шлунок – викликати блювоту, промити шлунок і направити потерпілого в лікувальний заклад.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Контроль повітря робочої зони при роботі з паливом проводять на наявність пари аліфатичних граничних вуглеводнів C1-C10 в перерахунку на вуглець (ПДК = 300 мг/м³ по ГОСТ 12.1.005).

Згідно з ГОСТ 12.1.044 дизельне паливо (зимове для тепловозів і судових дизелів і газових турбін, літнє і зимове для дизелів загального призначення) є

легкозаймистою рідиною; дизельне паливо (літнє для тепловозів і судових дизелів і газових турбін) є горючою рідиною.

Температурні межі розповсюдження полум'я для палива: марок: літнього – нижній 69°C, верхній 119 °C; зимового – нижній 82 °C, верхній 105 °C.

Вибухонебезпечна концентрація пари палива в суміші з повітрям складає від 2 % до 3 % (за об'ємом).

При загорянні дизельного палива використовують наступні засоби пожежогасіння: розпилену водну піну, вогнегасники порошкових класів В і АВС (універсальні); при об'ємному гасінні – вуглекислий газ, вогнегасні порошки класу В і АВС і засоби аерозольного гасіння.

У разі розливу палива в приміщенні його необхідно зібрати в окрему тару, місце розливу протерти сухою ганчіркою, яку помістити в спеціальний металевий ящик, а потім спалити згідно вимогам СанПіН № 3183.

У разі аварійного розливу палива в приміщенні необхідно використовувати протигазу марок А і БКФ по ГОСТ 12.4.121.

У разі розливу палива на відкритому майданчику місце розливу засипати піском з подальшим видаленням його у відвал згідно вимогам СанПіН № 3183.

Паливо, яке стало непридатним для використання, застосовують як добавку до котельного палива.

При роботі з паливом необхідно використовувати індивідуальні засоби захисту, передбачені типовими галузевими нормами, затвердженими в

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

установленому порядку: костюми по ГОСТ 12.4.112 або ГОСТ 12.4.111, черевики по ГОСТ 1,2.4.137, рукавиці по ГОСТ 12.4.010, захисні окуляри типу ЗН по ГОСТ 12.4.013, фартухи по ГОСТ 12.4.029.

Приміщення, де проводяться роботи з паливом, повинні, бути обладнані приточно-витяжною вентиляцією згідно СНиП 2.04.05 і ГОСТ 12.4.021, водопровідною системою і каналізацією по СНиП 2.04.01, штучним освітленням по СНиП Н-4-79, опалюванням по СНиП 2.04.05, питною водою по ГОСТ 2874.

Перед входом в приміщення повинні вивішуватися попереджувальні знаки безпеки згідно ГОСТ 12.4.026.

У приміщеннях для зберігання палива не дозволяється зберігати кислоти, балони з киснем і інші окислювачі.

Все устаткування і комунікації повинні бути захищені від статичної електрики засобами захисту згідно ГОСТ 12.4.124.

У приміщеннях, де проводяться технологічні роботи з паливом, забороняється робити з відкритим вогнем.

При відкритті тари не дозволяється використовувати інструменти, що дають при ударі іскру.

З метою виключення забруднення повітря робочих приміщень необхідне забезпечувати герметичність місткостей, устаткування, комунікацій і засобів відбору проб згідно СанПиН № 1042, затвердженим в установленому порядку.

Персоналу, що працює з паливом, необхідно проходити первинні і періодичні медогляди згідно «Положення про порядок проведення медичних оглядів працівників певних категорій», затвердженого наказом МЗ України від 31.03.1994 р. № 45.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

5.3 Техніко-економічне обґрунтування розробки

На основі розрахунку показників економічної ефективності дослідного коректора паливоподачі згідно [40] 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.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності коректора паливоподачі на тракторі Т-150К представлені в таблиці 4.6.

Таблиця 5.1 – 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 витрати палива визначається за залежністю

$$E_k = W_z T_p U a c, \quad (5.1)$$

де W_z - 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 коректування паливоподачі у дослідній машині в порівнянні з базовою

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

c – закупівельна ціна дизельного палива, грн/т ($c=60228$ грн/т; закупівельна ціна станом на 02.11.2023 р.)

Виходячи з вище вказаного, отримуємо:

$$E_k = 166 \times 675 \times 0,0000568 \times 0,059 \times 60228 = 22615,73 \text{ грн.}$$

Термін окупності дослідного коректора визначається за формулою:

$$T_o = \frac{B_p}{E_k}, \quad (5.2)$$

де B_p – балансова вартість дослідного коректора, грн.

$$T_o = \frac{14900}{22615,73} = 0,66 \text{ років}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВИСНОВКИ

1. Одним з резервів підвищення експлуатаційної паливної економічності і зниження димності відпрацьованих газів транспортних дизелів автотракторного типу з турбонаддувом, значну частину часу працюючих на змінних режимах, є строгіше узгодження швидкісної характеристики паливоподачі з швидкісною характеристикою дизеля по межі димлення у всьому робочому інтервалі кутових швидкостей від мінімальної стійкої під навантаженням до номінальної, що можна здійснити за допомогою коректора, який забезпечує можливість позитивного і негативного коректування паливоподачі на різних ділянках зовнішньої швидкісної характеристики.

2. Для розширення інтервалу коректування паливоподачі по швидкісній характеристиці тракторного дизеля 6ЧН13/11,5 (СМД-62) розроблена принципова схема коректора паливоподачі. Коректор забезпечує позитивне коректування паливоподачі в інтервалі кутових швидкостей від номінальної до відповідної максимальному крутному моменту і негативне коректування на ділянці від максимального крутного моменту до мінімальної стійкої кутової швидкості по зовнішній швидкісній характеристиці.

Для установки нового коректора треба внести незначні зміни в конструкцію серійного регулятора.

3. При розрахунку часткових регуляторних характеристик враховувалася сумісна дія пружин регулятора і коректора. Для цього в рівняння регулятора вводяться сумарна жорсткість і сумарна попередня деформація пружини.

4. Характеристики паливного насоса НД22/6Б4 і регулятора достатньо точно апроксимуються поліномами другого ступеня з двома незалежними змінними у всьому діапазоні робочих швидкісних режимів дизеля (СМД-62) від мінімальної стійкої кутової швидкості під навантаженням $\omega_{\partial, \min} = 100 \dots 110$ рад/с до максимальної $\omega_{\partial, \max} = 240$ рад/с.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

5. Очікуваний економічний ефект від застосування розробленого коректора паливоподачі на тракторах Т-150К складає 22615,73 гривень у рік на 1 трактор. Ефект виходить за рахунок зниження середньо-експлуатаційної витрати палива.

					КРМ.133ГМмз_21.14.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62