УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Допущено до захисту
“___” _____2025 р.
Завідувач кафедри к.т.н., доцент

_____ Войтік А.В.

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)
Перший (бакалаврський)

Тема проекту: **«Вдосконалення методів створення протитиску вприскуванні для підвищення ефективності регулювання паливної апаратури автотракторних дизелів.»**

Виконав: студент 4 курсу,
групи 41-ім
Спеціальність 208
«Агроінженерія»
Гаврилюк Е.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник: Головатюк А.А.
(прізвище та ініціали)

Рецензент: Ірина ГАЙДАЙ
(прізвище та ініціали)

м. Умань - 2025 рік

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА

інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма Бакалавр
Спеціальність 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Войтік А.В..
«____» _____**2025 р.**

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

студенту Гаврилюку Едуарду Миколайовичу

Тема роботи «Розробка загального критерію ефективності використання зернозбиральних машин та їх застосування для обґрунтування технічних рішень підвищення якості збирання зернових культур»

керівник проекту: *Головатюк Анатолій Анатолійович, к. с-г. н.*
затверджено наказом УНУ 01-06/95 від 5 травня 2025 р.

2. Строк подання студентом проекту *«__» _____ 20____ р.*

3. Вихідні дані до проекту літературні джерела, технологічні та технічні рішення, методичні вказівки, методики.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: *Вступ. 1. Аналіз стану питання за темою дипломного проекту. 2. Теоретичні та/або експериментальні дослідження за темою дипломного проекту. 3. Охорона праці. 4 . Обґрунтування досягнутих результатів. Загальні висновки. Список використаних джерел.*

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е. В.		

6. Дата видачі завдання – «____» _____ 2025_ р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел	17.02.25	
2.	Розділ 1	31.02.25	
3.	Розділ 2	14.03.25	
4.	Розділ 3	28.03.25	
5.	Розділ 4	12.04.25	
6.	Виконання ілюстративної частини роботи	19.04.25	
7.	Представлення роботи керівнику на перевірку	30.04.25	

Студент _____ Гаврилюк Е.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Головатюк А.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП……. 5
1 РЕГУЛЮВАЛЬНІ СТЕНДИ І МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛІВ…… 6
1.1 Основні показники роботи паливної апаратури…….. 6
1.2 Причини нерівномірності паливоподачі ПНВТ…….. 7
1.3 Аналіз стендів для регулювання та характеристики упорскування палива…… 9
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ПРОТИТИСКУ ПРИ ВПРИСКУВАННІ ПАЛИВА…… 16
2.1 Аналіз акумуляторів та їх класифікація……... 16
2.2 Об’єм гідравлічного акумулятора та його вплив на параметри паливоподачі…… 17
2.3 Проектування систем протитиску впорскування з комбінованими гідромеханічними та гідравлічними акумуляторами……... 22
3. ОХОРОНА ПРАЦІ…… 25
4. ОБГРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ…… 28
4.1 Теоретичні основи вдосконалення систем протитиску при впорскуванні палива…… 28
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ…….. 30
Список літератури…… 31

ВСТУП

Актуальність дослідження. У сільськогосподарському виробництві широко використовуються мобільні машини (трактори, комбайни, автомобілі), оснащені дизельними двигунами. Витрати палива цими двигунами впливають на собівартість сільськогосподарської продукції, а їх зменшення є однією з ключових задач. Економічна ефективність і екологічні показники роботи дизелів значною мірою залежать від технічного стану паливної апаратури (ПА), одним із важливих параметрів якої є рівномірність подачі пального.

має місце на ретельній регуляції паливної апаратури, значну частину дизельних двигунів, особливо обладнаних паливними системами однієї дії розділеного типу з механічним приводом, працює з високою нерівномірністю подачі пального. Це призводить до підвищення рівня споживання пального та підвищення рівня токсичності відпрацьованих газів.

Сучасні технологічні досягнення у сфері вимірювальної техніки відкривають можливості для вдосконалення методів діагностики та регулювання паливної апаратури дизельних двигунів. У цьому контексті розробка та впровадження ефективних методик і засобів регулювання паливної апаратури є актуальним завданням, що має значну практичну цінність.

Метою даної роботи є розробка та вдосконалення методики регулювання паливної апаратури дизельних двигунів, що сприяє підвищенню їхньої економічності, зниженню витрат пального та екологічного навантаження.

.

1 РЕГУЛЮВАЛЬНІ СТЕНДИ І МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛІВ.

1.1 Основні показники роботи паливної апаратури.

Техніко-економічні характеристики автотракторних дизельних двигунів, такі як економічність, надійність та екологічність, значною мірою залежать від ефективності роботи паливної апаратури [1, 6, 9].

До якості функціонування висуваються суворі її вимоги [4, 5, 15]. Кількість палива, що піддається, повинна чітко відповідати потужності та режиму роботи двигуна. Крім того, вона має бути тісно пов’язана з коефіцієнтом надлишку повітря, щоб забезпечити оптимальний склад паливно-повітряної суміші для повного згоряння.

Подача пального до циліндра двигуна повинна відбуватися згідно з певним законом, що визначає характеристику уприскування пального. Ви окремі два основних типи характеристик уприскування:

Диференціальна та інтегральна характеристика наведена на (Рис1.1).

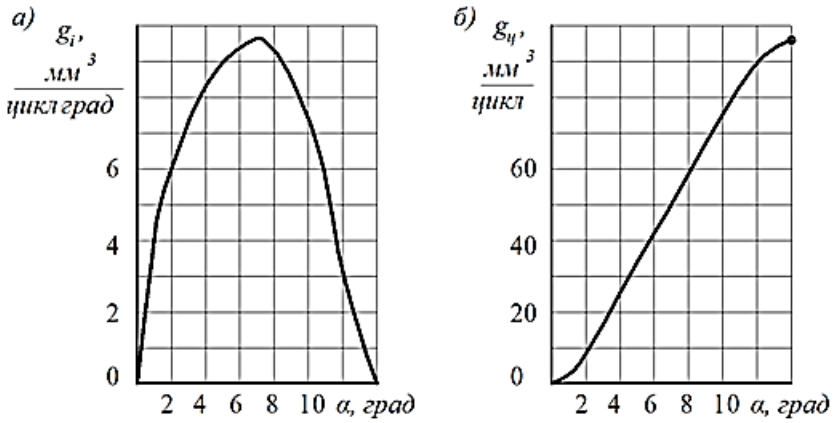


Рис.· 1.1· Диференціальна· (а)· і· інтегральна· (б)· характеристики·

Характеристика паливоподачі є універсальними показниками роботи двигуна, позбавивши можливості оцінювати такі параметри, як циклове подання, випередження та тривалість.

Формування характеристики підвищення залежить, зокрема, від гідравлічної опори секції паливного насоса високого тиску (ПНВТ), який ускладнюється коефіцієнтом витрат пального (μ).

Крім того, паливна апаратура повинна забезпечувати рівномірну подачу пального у всі циліндри двигуна, що впливає на стабільність процесу згоряння, потужність, економічність та жорсткість роботи двигуна [1, 3, 5].

Розрізняють:

- Міжсекційну
- Міжциклову

Обидві величини розпочалися за одним виразом. Максимальні та мінімальні цикли подачі певної секції насоса оцінюються на основі аналізу 30–50 послідовних циклів [2, 3, 9].

У подальшому розглядається лише міжсекційна нерівномірність паливоподачі.

1.2 Причини нерівномірності паливоподачі ПНВТ

Нерівномірність подачі пального залежить від точності визначення та регулювання циклічної подачі, яка, у свій час, відбувається якістю застосовуваних регуляторів.

Сучасні регулювальні стенди виконують інші методи визначення циклової подачі (Рис. 1.2). Найпоширенішими є прямі методи, які базуються на застосуванні спеціальних датчиків. В окремих випадках використовуються



Рис. 1.2 Методів визначення циклових подач.

також непрямі методи, які передбачають вимірювання певного параметра, за яким розраховується характеристика підвищення пального.

Наразі регулювання створення з використанням стендових форсунок і паливопроводів, які мають відмінні гідравлічні характеристики від робочих. Це спричиняє спотворення параметрів паливоподачі після встановлення відрегульованого на стенді паливного агрегату (ПА) на двигун. також, міжсекційна нерівномірність дачі може зрости до 20% [7, 15]. У зв'язку з цим деякі дослідники пропонують проводити регулювання ПНВТ на безмоторних стендах з використанням робочих форсунок і паливопроводів.

Важлива роль змінює якість регулювання форсунок, зокрема тиск початку уприскування [5–9]. Наприклад, підвищення цього тиску з 8,0 МПа до 20,0 МПа у дизельному двигуні Д-37М призводить до зменшення циклової подачі на 15 мм³/цикл [8]. Також на нерівномірність паливоподачі забезпечує якість ремонтних робіт з відновленням працездатності двигуна під час експлуатації [6, 9].

Ще значною причиною недостатньої точності регулювання ПА є сам принцип роботи регулювальних стендів. На безмоторних стендах упорскування пального відбувається в середовищі з атмосферним тиском, тоді як у двигуні тиск середовища зростає до 12 МПа [6, 7]. Розрахунки для ПА УТН-5 двигуна Д-37М показують, що за таких умов річна подача пального мала зменшилася на 18%, тоді як фактичне зниження склало лише 2,4% [10]. Ця невідповідність пояснюється підвищенням жирового тиску у паливопроводі високого тиску.

Також має значення середовища, у якому відбувається впорскування [5, 9]. Дослідження із захопленням повітря в камері, заповненими повітрям та паливом, показали, що у випадку збільшення в середовищі з повітрям година подача значно зменшується (до 6%), ніж при підвищенні в середовищі з паливом (до 3%). За даними І.В. Астахова і В.І. Трусова, підвищення протитиску від атмосферного до 9 МПа причиною зниження продуктивності системи на 6,7% [5].

Крім того, через гідравлічну неідентичність секцій ПА зниження циклового видання відбувається нерівномірно, що додатково виконується нерівномірно.

1.3 Аналіз стендів для регулювання та характеристики упорскування палива.

Сучасні стенди широко використовують прямий візуальний метод визначення циклового подання з використанням мензурок. У системі мензурок (Рис. 1.3) паливо, що упорснуло кожною форсункою, збирається у свою мірну посудину протягом заданої кількості циклів. Кількість зібраного палива визначається за зовнішньою шкалою посудини.

Існують два методи зливу палива з мензурок:

- злив поворотом мензурок;
- злив без повороту через нижній клапанний пристрій.

Клапанний злив дозволяє зменшити витрати часу та ймовірність утворення піни у вимірювальній посудині. Водночас можливі проблеми, пов’язані з негерметичністю зливного клапана.



а) б)

Рис. 1.3 Загальний вигляд стенду 12psdw (а) і UMT 2512t фірм Monea (б).

Метод мензурки має похибки через утворення піни, залишки палива на стінках мензурок та суб’єктивний фактор при знятті показників.

Альтернативні методи вимірювання:

Відомі також прямі методи вимірювання циклового подання із застосуванням датчиків, наприклад, витратомірів палива (Рис. 1.4). У таких системах інформація про циклове подання відображається на моніторі стенду.



Рис. 1.4 Стенд EPS815 з безмензурочною вимірювальною системою КМА 802 (Bosch).

Ефективний переріз соплових отворів сучасних багатодірчастих розпилювачів не залежить від підйому голки. Тому об’ємне секундне подання палива визначається зміною тиску під конусом голки розпилювача. За осцилограмою тиску можна розрахувати об’ємні швидкості подання палива та побудувати характеристику уприскування. Проте вимірювання тиску під конусом голки потребує спеціальних розпилювачів із вбудованим датчиком (Рис. 1.5).

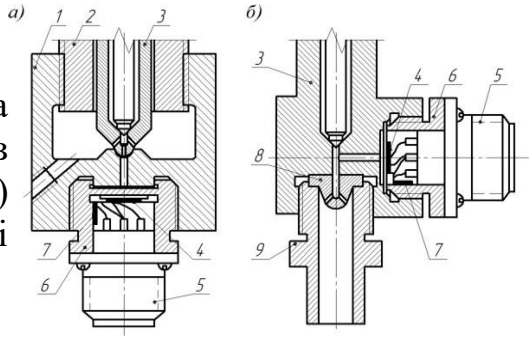


Рис. 1.5 Датчики для виміру тиску палива під конусом голки: (а) вимірювання тиску через спеціальний отвір в соплі розпилювача; (б) вимірювання тиску в спеціальній камері складеного розпилювача.

Оцінка характеристики уприскування

Характеристика уприскування може оцінюватися за тиском струменя палива на нерухому мембрану датчика (Рис. 1.6). Недоліки методу: низька точність, великі витрати часу на експерименти та обробку даних.

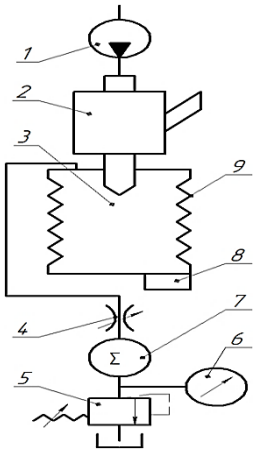


Рис. 1.6. Датчик для визначення тиску струменя палива на мембрану.

Фірма Sonplas GmbH розробила метод визначення характеристики уприскування за переміщенням торця камери сифону при

надходженні палива (Рис. 1.7). Основний недолік – обмеження точності через масу рухомих частин камери.

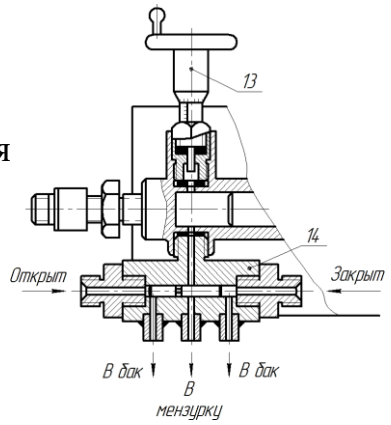


Рис. 1.7 Методи фірми Sonplas GmbH для визначення характеристики уприскування.

Ряд фірм (Bosch, AVL, Sun) використовує затискні датчики для оцінки тиску уприскування (Рис. 1.8). П'єзоелектрична вимірювальна плівка перетворює в електричний сигнал деформацію паливопроводу під дією високого тиску. Перевага – можливість діагностування без розбирання паливної апаратури. Проте метод не враховує стисливість палива.

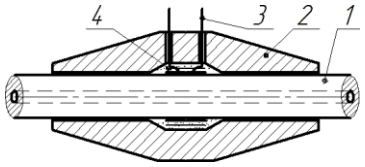


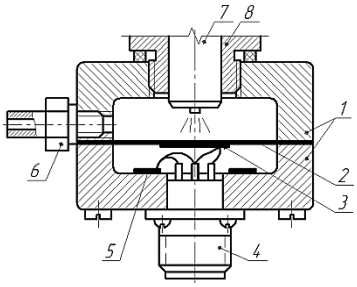
Рис. 1.8 Затискний датчик тиску.

Також існують прилади для визначення характеристик уприскування шляхом подання палива в заповнений паливом замкнутий об'єм. Їхня робота ґрунтується на стисливості палива. Ці методи дозволяють створити в камері уприскування тиск, близький до реальних умов у циліндрі двигуна, що підвищує точність регулювання паливної апаратури.

Як видно, зміна тиску пропорційна кількості поданого палива. Графік зміни тиску в цьому об'ємі є інтегральною характеристикою уприскування. Для реєстрації послідовних вприсків між уприскуваннями тиск у камері знижується до початкового рівня за допомогою перепускного клапана.

Об'єм камери уприскування вибирається таким чином, щоб забезпечувалася необхідна чутливість методу, а також щоб тиск у камері під час уприскування не перевищував тиск газів у циліндрі двигуна. Для реєстрації послідовних уприскувань між ними тиск у камері знижується до початкового значення за допомогою перепускного клапана.

Рисунок 1.9 представлена конструктивна схема приладу, що базується на розглянутому принципі



На рисунку 1.9 представлена конструктивна схема приладу, що базується на розглянутому принципі. Він був розроблений і випробуваний ЦНИТА [9]. Основу приладу становить корпус 6, у циліндричному каналі якого поршень 7 (діаметром 40 мм) може переміщатися за допомогою гвинта 9, змінюючи об'єм камери в межах 20–120 см³. У корпусі приладу встановлено тензометричний датчик тиску 1. Перепускний клапан 14 золотникового типу дозволяє зливати паливо з камери у бак після кожного уприскування. Переміщення золотника здійснюється примусово паливом, що подається від сусідніх секцій насоса.

Для "об'ємного" калібрування приладу використовується мікрометричний гвинт 13. За умови відсутності витоків палива, можна побудувати калібрувальну характеристику залежності між відхиленням променя осцилографа і об'ємом палива, що вводиться в камеру. Усе паливо, що проходить через камеру, може бути зібране у мірну мензурку для визначення середньої величини циклового подання, а також для оцінки стабільності міжциклової подачі.

Недоліком методу є залежність результату від коефіцієнта стисливості палива β, який змінюється при наявності повітря в камері.

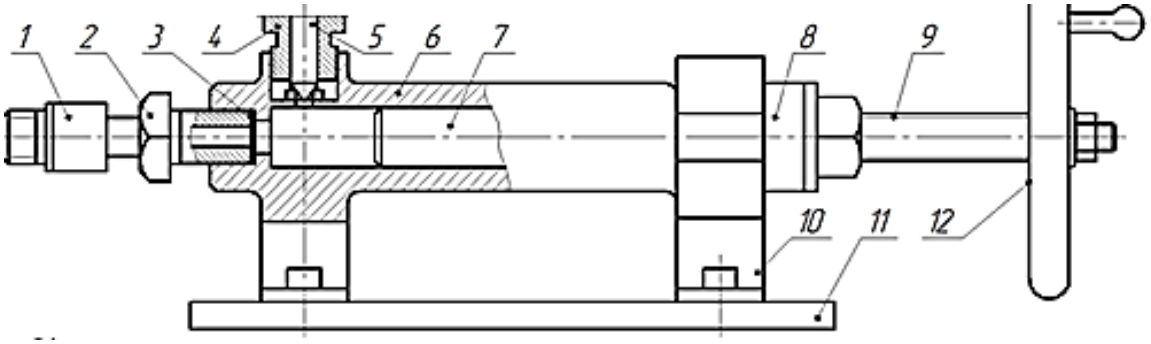


Рис. 1.10 Прилад для визначення характеристики подання палива шляхом уприскування в замкнутий об'єм: 1-датчик; 2-штуцер; 3-мембрана датчика; 4-гайка розпилювача; 5-розпилювач; 6-корпус приладу; 7-поршень; 8-гайка; 9-винт; 10-стійка; 11-плита; 12-маховик; 13-мікрометричний гвинт, 14-клапан.

Альтернативні методи визначення характеристик уприскування

Метод УНІІМЕСГ:

Український науково-дослідний інститут механізації і електрифікації сільського господарства (УНІІМЕСГ) [3, 4] запропонував метод, що полягає в наступному: паливо форсункою 3 впорскується в порожнину А, обмежену поршнем 4 і клапаном 2. У процесі надходження палива поршень переміщується разом із закріпленим на ньому штоком 5 і заслінкою 8, яка перекриває промінь світла між освітлювачем 9 і фотоелементом 6. Це змінює інтенсивність освітлення фотоелемента, що реєструється як фотострум.

Після уприскування поршень повертається у початкове положення під дією пружини 11, при цьому клапан 2 відкривається ексцентриком 1, витісняючи паливо, що впорснуло у попередньому циклі. Осцилограф реєструє зміну фотоструму, що дозволяє отримати інтегральну характеристику уприскування палива, а також швидкість переміщення поршня у диференціальній формі. Недоліком цього приладу є велика маса рухомих частин, що може впливати на точність вимірювань.

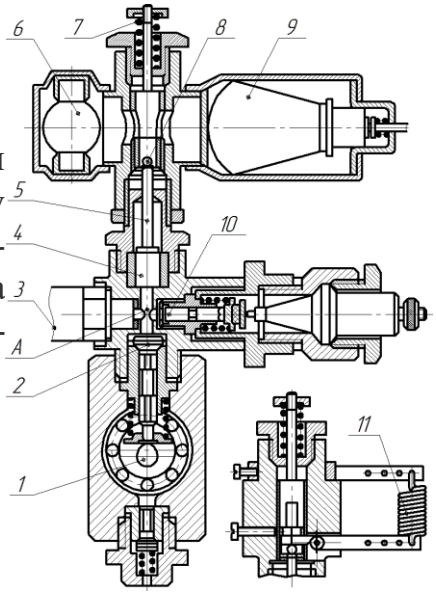


Рис. 1.11 Прилад для визначення характеристики уприскування по методу УНІІМЕСГ: 1-ексцентрик; 2клапан; 3 -форсунка; 4-поршень; 5-шток; 6 -фотоелемент; 7-пружина протитиску; 8заслонка; 9-освітлювач; 10-пьезокварцевий датчик; 11- пружина.

Метод Daimler-Benz:

Фірма Daimler-Benz [9, 19] розробила метод, при якому форсунки встановлюються розпилювачами у загальну камеру уприскування. Пристрій визначає характеристики уприскування, величину циклового подання, міжциклову та міжсекційну нерівномірність подачі.

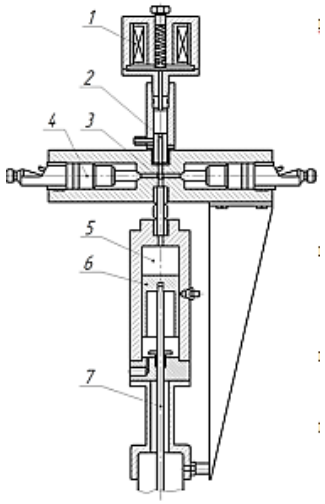


Рис. 1.12 Пристрій для визначення циклової подачі палива : 1 -електромагніт; 2 - клапан зливу; 3 - камера уприскування; 4 - форсунка; 5 – порожнина надплунжерна; 6 і 7 - плунжер і шток вимірника

Паливо, що надходить у камеру уприскування 3, підвищує тиск у ній і переміщує плунжер 6 разом із штоком 7 вимірювача. За переміщенням плунжера визначається величина циклової подачі палива. Після завершення уприскування паливо зливається відкриттям клапана 2 електромагнітом 1. Головною перевагою є створення протитиску уприскуванню самим паливом. Однак недоліком є неможливість досягнення необхідного рівня протитиску.

Стенд з газовим протитиском

Науково-дослідний технологічний інститут ремонту і експлуатації машинно-тракторного парку розробив стенд [8], в якому протитиск створюється стислим газом. Це дозволяє максимально наблизити умови уприскування до реальних, що існують у камері згоряння дизеля.

Стислий газ подається в камеру уприскування 6 через редуктор 12, а тиск контролюється за допомогою осцилографа 25. У момент уприскування тиск у камері наближається до реального в циліндрі двигуна, що дозволяє відтворити умови роботи дизеля. Перевагою методу є можливість створення змінного протитиску, подібного до того, що діє у циліндрі двигуна. Основним недоліком є складність конструкції.

Пристрій для вимірювання циклової подачі

Пристрій, схема якого зображена на рисунку 1.13 [5], дозволяє створювати протитиск, наближений до умов уприскування в циліндрі двигуна. Він працює у комплексі з ЕОМ та містить тензометричний датчик характеристики уприскування.

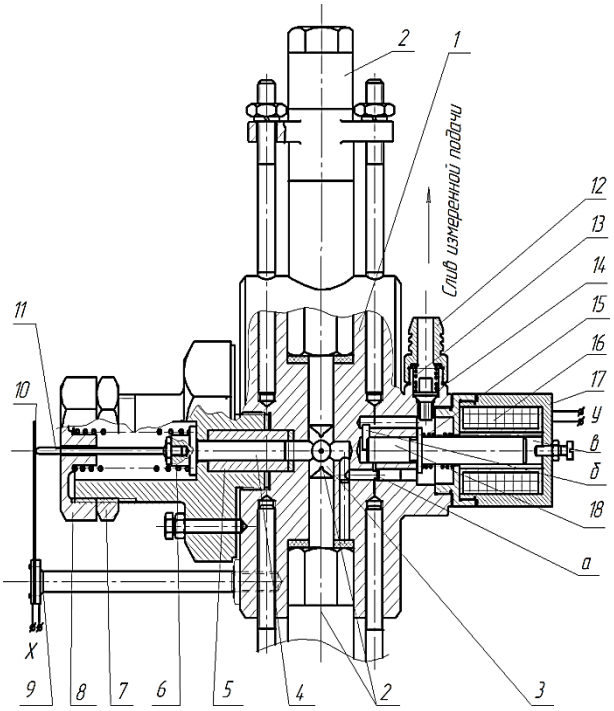


Рис. 1.13 Пристрій для виміру величини, нерівномірності і закону подання палива : 1-корпус; 2-форсунки; 3-камера вимірювальна; 4-плунжер; 5-втулка плунжера; 6-пружина; 7-контргайки; 8-гайка регулювальна; 9-датчик ходу вимірювального плунжера; 10-пластина вимірювального плунжера; 11-шток; 12-штуцер; 13-пружина; 14-клапан перепускний (грибкового типу); 15-пружина електромагнітного клапана, 16-катушка електромагнітного клапана; 17-корпус електромагнітного клапана; 18-плунжер електромагнітного клапана.

Після завершення подачі палива в котушку електромагнітного клапана 16 подається струм, що відкриває перепускний клапан 14. Плунжер 4 повертається у початкове положення під дією пружини 6, виштовхуючи залишки палива через зливний канал. Комп’ютер обробляє отримані дані та визначає частоту обертання кулачкового валу, кут початку уприскування, циклову подачу, а також рівномірність паливоподачі.

Висновки

Розглянуті методи і пристрої мають свої переваги та недоліки. Вибір конкретного методу залежить від необхідної точності вимірювань, умов експлуатації та можливостей створення реального протитиску, що відповідає умовам роботи дизельного двигуна.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ПРОТИТИСКУ ПРИ ВПРИСКУВАННІ ПАЛИВА

2.1 Аналіз акумуляторів та їх класифікація

Останніми роками було запропоновано різноманітні пристрої для створення протитиску при впорскуванні палива (УПВ), ключовим елементом яких є паливний акумулятор. Він являє собою замкнутий об’єм, у якому формується протитиск для впорскуваного палива. За своєю конструкцією такі акумулятори частково аналогічні акумуляторним паливним системам дизельних двигунів.

У паливних системах великих суднових дизелів (Купер-Бессемер, Доксфор I і II, Атлас-Імперіал, Бонз тощо) традиційно використовувалися, а в деяких випадках продовжують застосовуватися, гідравлічні акумулятори великої ємності (до 12,4 л). Водночас у системах Common Rail, що використовуються в автотракторних дизелях, та в гідравлічних форсунках застосовуються акумулятори малої ємності, об’єм яких порівнянний з цикловою подачею палива.

Крім гідравлічних акумуляторів, поширення набули:

- Механічні пружинні акумулятори (типу Ганс-Єндрассик);
- Комбіновані гідромеханічні акумулятори (застосовані компанією Сцинтилла у тракторних дизелях);
- Пневматичні акумулятори (використовувалися у паливних системах вільно-поршневих газогенераторів компанії Сигма).

Головна особливість акумуляторів, що застосовуються в системах паливоподачі, полягає в тому, що вони накопичують енергію для впорскування палива, тоді як у системах УПВ вони служать для створення протитиску. У процесі роботи акумуляторів паливної системи кількість палива в них зменшується, а в системах УПВ – навпаки, зростає.

З урахуванням конструктивних особливостей акумуляторів, зокрема тих, що застосовуються в системах паливоподачі, розроблено схему класифікації

комбінованих акумуляторів для створення протитиску при впорскуванні палива Рис. 2.1.



Рис. 2.1 Класифікація акумуляторів облаштувань протитиску вприскуванню палива, в яких протитиску створюється самим паливом, що упорскується.

2.2 Об'єм гідравлічного акумулятора та його вплив на параметри паливоподачі

Гідравлічні акумулятори не можуть бути повністю механічними, адже в будь-якому випадку вони є комбінованими гідромеханічними системами. Тому важливим є аналіз їхнього впливу на роботу паливоподачі.

У системах протитиску при впорскуванні циклову подачу палива визначали за ходом поршня акумулятора за допомогою тензометричного датчика. Проте, як показали випробування, через інертність таких датчиків точність вимірювань виявилася недостатньою. Більш доцільним є використання безінерційних датчиків, які визначають циклову подачу за рівнем тиску в камері впорскування.

В основі розрахунків можуть бути результати досліджень І.В. Астахова, виконані для паливних насосів високого тиску (ПНВТ) з певними параметрами (діаметр плунжерів – 14 мм, довжина паливопроводу – 756 мм, діаметр

трубопроводу – 2,5 мм, багатодірчасті розпилювачі – 8×0,35 мм при частоті обертання кулачкового валу 1000 об/хв).

Таблиця 2.1 Розрахунок процесу уприскування у форсунки

Кут θ	p_{ϕ}^{I}, *Мпа*	$\mu_c f_c C_c$, *см³/сек*	$\sum \mu_c f_c C_c$, *см³/сек*
34	10,0	0	0
35	19,9	124,0	124,0
36	27,3	145,5	269,5
37	36,9	169,0	438,5
38	44,9	186,5	625,0
39	53,5	203,5	828,5
40	58,7	213,0	1041,5
41	62,0	219,0	1260,5
42	71,8	236,0	1496,5
43	82,6	253,5	1750,0
44	79,0	242,0	1992,0
45	75,2	242,0	2234,0
46	64,8	224,0	2458,0
47	47,2	191,0	2649,0
48	20,2	124,0	2773,0
49	15,5	109,5	2882,5
50	2,5	0	-

З приведених даних, слідує декілька цікавих висновків.

Швидкість подання палива можна вважати постійною, близькою до штрихової лінії 3 рисунку 2.2. При такому підході істотно спростяться розрахунок і проектування УПВ.

Це виведення не розходиться і з експериментальними даними Українського науково-дослідного інституту механізації і електрифікації сільського господарства [3, 15], отриманими при роботі насоса 4ТН-8, 5х10 з форсункою з штифтовим розпилювачем ФШ-1,5Х15О і цикловим поданням 74 мг/цикл (Рис. 2.2).

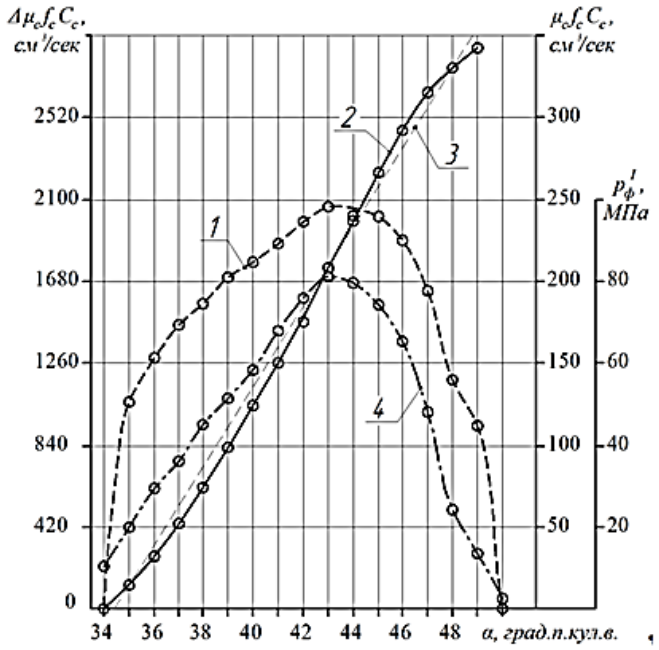


Рис. 2.2 Характеристика уприскування палива : 1 - диференціальна; 2 - інтегральна; 3-лінеаризирована інтегральна; 4 - тиски між замочним конусом голки і сопловими отворами розпилювача.

Аналіз розрахунків та експериментальні дослідження (Таблиця 2.1, Рис. 2.2) свідчать, що швидкість подачі палива можна вважати майже сталою, що значно спрощує розрахунок і проектування систем УПВ. Крім того, розрахунки показали, що витрата палива визначається тиском між замковим конусом голки і сопловими отворами розпилювача.

Припускаючи, що тиск у соплових отворах дорівнює тиску в камері впорскування, можна здійснювати зворотний розрахунок, визначаючи інтегральну характеристику паливоподачі за рівнем тиску в камері.

Для стабілізації тиску до моменту впорскування може використовуватися додаткова паливна камера – гідроакумулятор залишкового тиску. Також можливим є застосування перепускного клапана грибкового типу (Рис. 2.3).

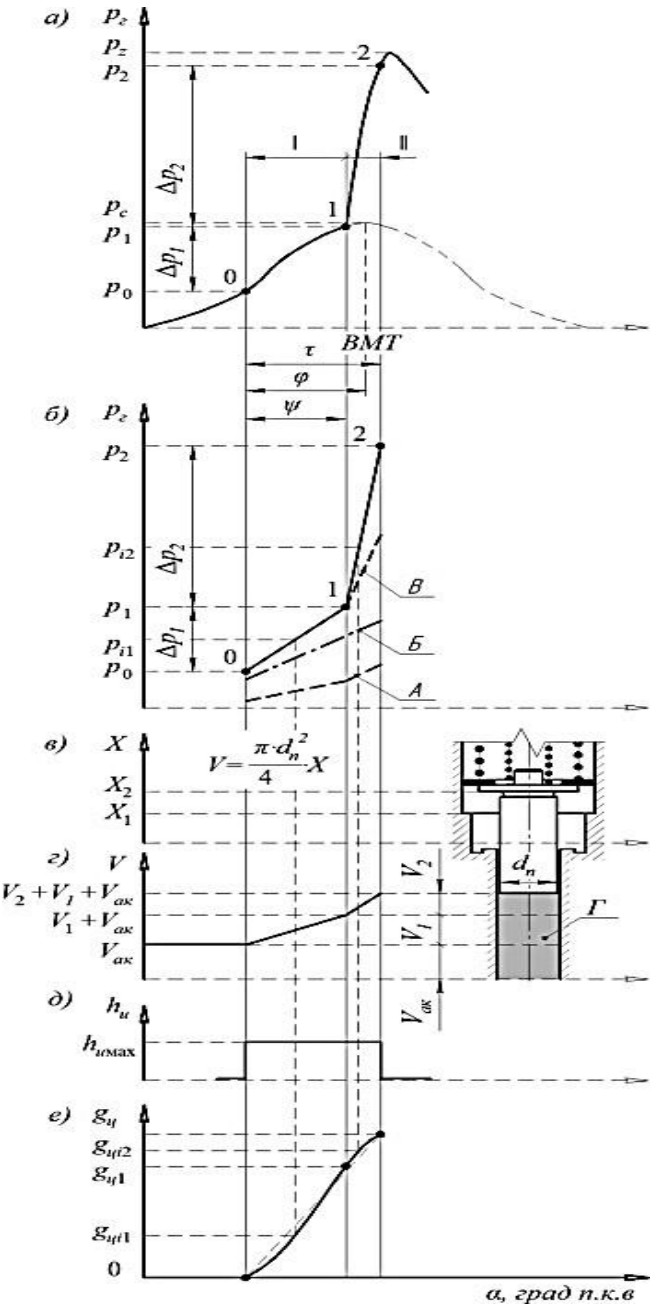


Рис. 2.3. Фактична індикаторна діаграма двигуна (а) та її лінеаризовані ділянки 0-1 і 1-2 (що відповідає протитиску палива в камері уприскування) (б). Графіки переміщення поршні акумулятора X (в) і зміни об'єму V, що йому відповідає, у камері гідравлічного акумулятора, поєднаного зі схемою акумулятора (г). Хід голки розпилювача форсунки hi (д), а також реальна (суцільна лінія) та лінеаризована (штрихова) інтегральні характеристики уприскування (е), що відображають масу палива, впорскнутого в першому та другому періодах згоряння.

Позначення:

- Вак – об
- gц, gці1, gці2 – циклове подання та поточні значення подання СО, що відповідає першому та другому періодам згоряння.
- θ, η, ψ – випередження, тривалість уприскування та період затримки самозаймання палива;
- ВМТ – верхня мертва точка поршня двигуна;
- А, Б, В – графіки тиску, що розвивається «гідравлічною» та
- Г – паливогідр

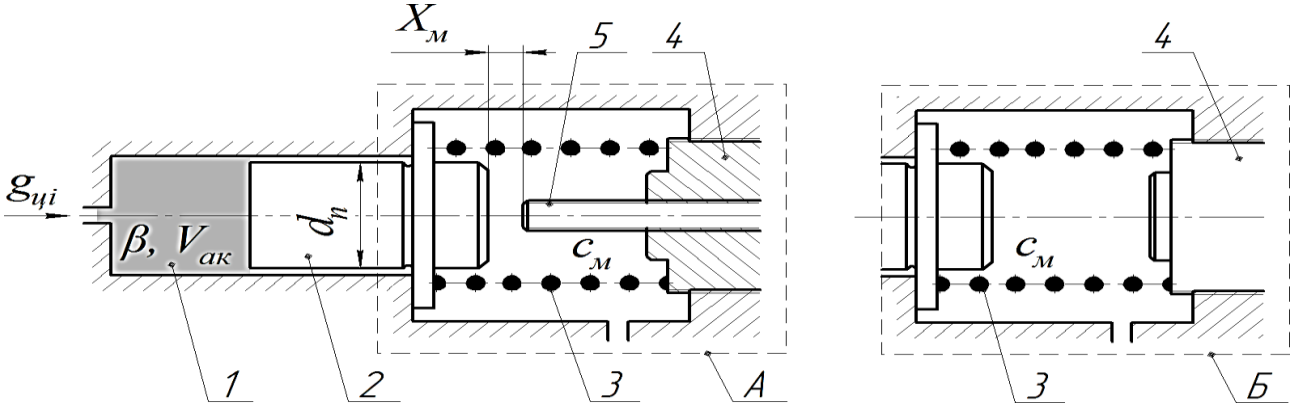


Рис. 2.4. Комбінований двопружинний гідромеханічний акумулятор: 1 – камера уприску, 2 – поршень, 3 – 4 механіч, 5 – упор; см – А – перша варіант, Б – другий варіант.

Гідравлічний акумулятор може працювати за двома основними схемами:

- Перша схема (Рис. 2.4 А): механічна пружина працює лише у першому періоді згорання, після чого її вплив припиняється, і далі працює тільки гідравлічна пружина.
- Друга схема (Рис. 2.4 Б): у першому періоді працює гідравлічна пружина, а у другому до неї підключається більш жорстка механічна пружина.

Таким чином, об’єм і конструкція гідравлічного акумулятора мають визначальний вплив на формування параметрів паливоподачі та стабільність тиску у камері впорскування.

2.3 Проектування систем протитиску впорскування з комбінованими гідромеханічними та гідравлічними акумуляторами.

На основі проведеного аналізу було розроблено вдосконалену систему управління процесом впорскування (УПВ) із двопружинним механічним акумулятором для дизельного двигуна Д-144 (4Ч10,5/12), оснащеного паливним насосом високого тиску (ПНВТ) 4УТНМ-111105.

Основні характеристики двигуна:

- Циклове подавання палива: 62 мм³/цикл
- Тривалість упорскування: 25 п.к.в.
- Період затримки самозаймання: 17° п.к.в.

Розрахункові параметри тиску в системі:

- Початковий тиск (p_0): 1,989 МПа
- Тиск наповнення (p_1): 3,987 МПа
- Тиск упорскування (p_2): 7,095 МПа
- Максимальний тиск (pz): 7,495 МПа

Діаметр поршня механічного акумулятора було прийнято 4 мм**.** У період затримки самозаймання в камеру надходить 42,16 мм³/цикл (динамічний коефіцієнт $\zeta = 0,68$), а у другому періоді — решта.

На основі отриманих даних було підібрано циліндричні механічні пружини стиснення, розраховані за допомогою програми "Kompas-Spring". Їхні конструктивні характеристики наведені в таблиці 2.2. Інтегральна

характеристика паливоподачі для трьохпружинного акумулятора представлена на рисунку 2.5.

Таблиця 2.2 Розрахункових даних по механічних пружинах трьохпружинного гідромеханічного акумулятора.

Показники	Значення	
	перша пружина	друга пружина
Матеріал	Б-2-1,2	Б-2-3,75
Зовнішній діаметр D_1, *мм*	10,00	22,00
Діаметр проволоки d, *мм*	1,20	3,75
Число робочих витків n	3,50	10,50
Повне число витків n_1	5,00	12,00
Сила при попередній деформації F_1, *Н*	24,95	50,06
Сила при робочій деформації F_2, *Н*	56,31	89,11
Сила при максимальній деформації F_3, *Н*	62,57	99,01
Робочий хід h, *мм*	3,71	1,27
Довжина пружини в вільному стані L_0, *мм*	12,73	46,38
Довжина пружини при попередній деформації L_1, *мм*	9,81	44,73
Довжина пружини при робочій деформації L_2, *мм*	6,13	43,45
Довжина пружини при максимальній деформації L_3, *мм*	5,40	43,12
Максимальна дотична напруга η_{max}, *МПа*	975,50	115,21
Можлива дотична напруга $[\eta]$, *МПа*	980,00	735,00
Щільність матеріалу ρ, *кг/м*^{3}	8000,00	8000,00
Вага пружини m, *кг*	0,001	0,061
Довжина виправленої пружини, *мм*	138,00	689,00
Щільність пружини c, *Н/мм*	8,45	30,69

Розрахункова інтегральна характеристика подачі палива в камеру УПВ із комбінованим трьома пружинним гідромеханічним акумулятором, оснащеним розрахованими пружинами, наведена на рисунку 2.5 (крива 1). Там же представлено графіки накопиченого палива механічною (2) та гідравлічною (3) частинами.

Як видно з графіків (рис. 2.5), гідравлічний акумулятор (паливо в камері уприскування) накопичує 12 мм³ палива, що відповідає 19 цикловим подачам. Якщо об'єм гідравлічного акумулятора не відбувся, жорсткість пружини становить $см_1$ = 7,48 Н/мм та $см_2$ = 17,23 Н/мм. При цій різниці відповідно 11,5 і 43,8, що підтверджує неприпустимість ігнорування об'єму гі.

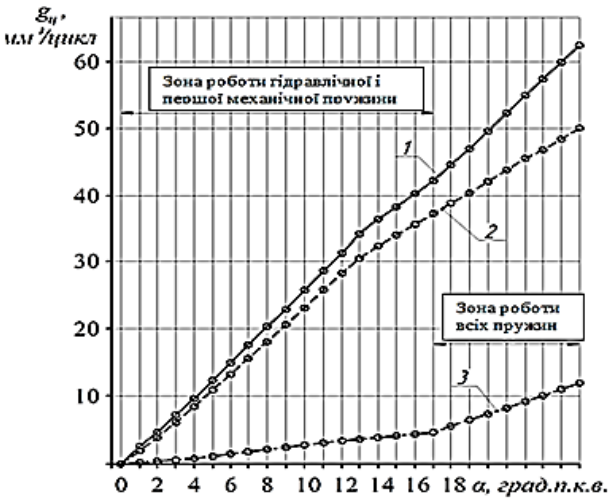


Рис. 2.5 – Інтегральна характеристика подачі палива в камеру ущільнення комбінованого трьохпружинного гідромеханічного акумулятора (крива 1) та обсягу накопиченого палива механічними (2) і гідравлічними (3) акумуляторами.

Акумулятор УПВ може бути інтегрований у регуляційний стенд будь-якої марки. Як приклад, на рисунку 2.8 представлена схема його забудови в широкій формі

Аналіз показав, що гідравлічний акумулятор накопичує 12 мм³ палива, що становить 19% циклового подавання. Ігнорування об'єму гідравлічного акумулятора призводить до значних відхилень жорсткості пружин (7,48 Н/мм та 17,23 Н/мм), що є неприйнятним.

Вбудовування УПВ у стенд

Розроблена система може інтегруватися в стенди будь-яких марок. На рисунку 2.6 показано її вбудовування в стенд серії КИ (патент №2429373). Основні елементи:

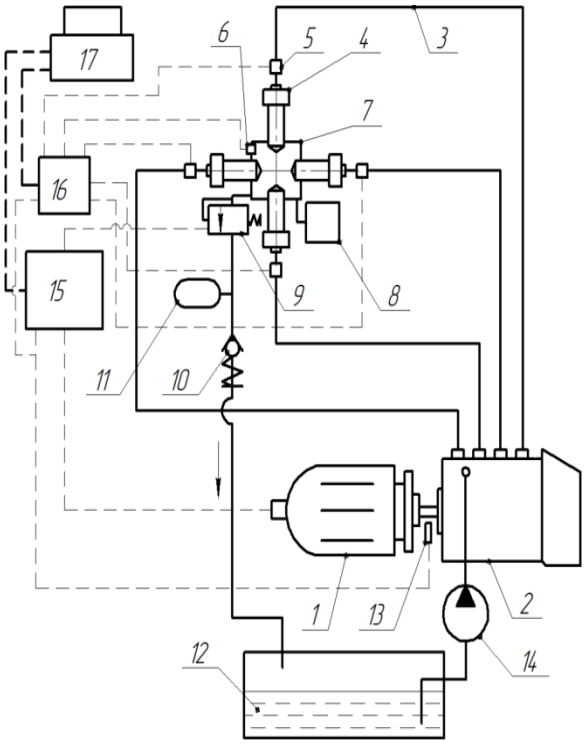


Рис. 2.6 Схема модернізованого стенду серії КИ із запропонованим УПВ: 1 – електродвигун; 2 – ПНВТ; 3 – паливопроводи; 4 – форсунки; 5, 6 – тензометричні датчики тиску серії МД; 7 – камера уприскування; 8 – двопружинний механічний акумулятор; 9 – розвантажувальний електромагнітно керований клапан; 10 – перепускний клапан із регульованим попереднім натягом пружини; 11 – гідроакумулятор залишкового тиску; 12 – паливний бак; 13 – датчик кутової мітки; 14 – підкачуючий насос; 15 – мікропроцесорний блок управління; 16 – мікропроцесорний блок визначення параметрів паливоподачі; 17 – ЕОМ.

Мікропроцесорний блок (рис. 2.7) реєструє параметри паливоподачі та передає дані на ЕОМ. Він працює за двома програмами:

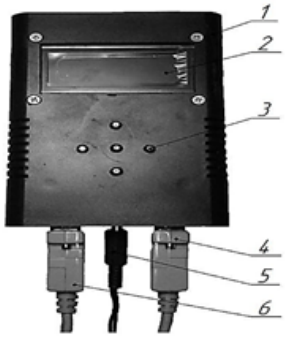


Рис. 2.7 Мікропроцесорний блок визначення параметрів паливоподачі : 1 - корпус пристрою; 2 - екран; 3 - кнопки вибору параметрів; 4 - вихід на АЦП; 5 - живлення блоку; 6 - вхід з датчиків тиску і кутової мітки.

1. Визначення початкового і максимального тисків упорскування

2. Додатковий розрахунок циклового подавання та частоти обертання кулачкового валу

Отримані дані дозволяють оцінити рівномірність паливоподачі та точність упорскування, що підвищує ефективність діагностики дизельних систем. Використання ЕОМ забезпечує високу точність і швидкість вимірювань, відкриваючи можливості для вдосконалення методів діагностики паливоподачі дизельних двигунів.

Висновки по розділу.

Виявлено основні особливості функціонування акумуляторів у пристроях, де протитиск впорскуванню створюється самим паливом. Ці особливості стали основою для запропонованої класифікації акумуляторів.

Оцінка ефективності роботи паливних акумуляторів у системах протитиску може здійснюватися за параметром жорсткості акумулятора, що використовується в акумуляторних паливних системах. На основі цього параметра можливе розроблення математичних моделей роботи пристроїв.

Об’єм палива, що надходить до акумулятора, може визначатися за тиском у камері впорскування пристрою.

Перспективні конструкції УПВ можуть базуватися на використанні комбінованих гідромеханічних акумуляторів. Проєктування таких акумуляторів можливе на основі індикаторних діаграм і законів паливоподачі конкретних двигунів, що дозволяє застосовувати їх для модернізації існуючих регулювальних стендів ПА.

3. ОХОРОНА ПРАЦІ

Законодавство України у сфері охорони праці передбачає комплекс заходів правового, соціально-економічного, організаційно-технічного, санітарно-гігієнічного та лікувально-профілактичного характеру, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності працівників під час виконання ними трудових обов'язків.

У зв'язку з підписанням угоди про асоціацію між Україною та Європейським Союзом, забезпечення ефективної реалізації цих заходів на підприємствах Компанії набуває особливої важливості.

Основним принципом політики охорони праці є пріоритетність збереження життя і здоров'я працівників, а також повна відповідальність керівництва підприємства за створення безпечних умов праці.

Діяльність у цій сфері базується на галузевій системі управління охороною праці, яка постійно вдосконалюється відповідно до міжнародних стандартів. Компанія усвідомлює свою відповідальність за безпеку працівників і прагне впроваджувати передові практики управління охороною праці.

Відповідальність за реалізацію заходів із забезпечення охорони праці покладається на керівництво підприємства та керівників структурних підрозділів. Вони зобов'язані:

- здійснювати систематичну ідентифікацію небезпек і ризиків, оцінювати їх та аналізувати випадки виробничого травматизму й професійних захворювань;
- визначати пріоритетні ризики та формувати профілактичні програми;
- створювати ефективні системи управління безпекою та гігієною праці;
- використовувати безпечне та справне обладнання;
- підвищувати кваліфікацію персоналу через навчання, інструктажі та професійну підготовку;

- мотивувати працівників до активної участі в удосконаленні системи охорони праці, формувати відповідальне ставлення до безпеки.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

При роботі з приймання, зберігання, видачі паливно-мастильних матеріалів та заправці техніки працівники можуть зазнавати впливу таких небезпечних і шкідливих факторів:

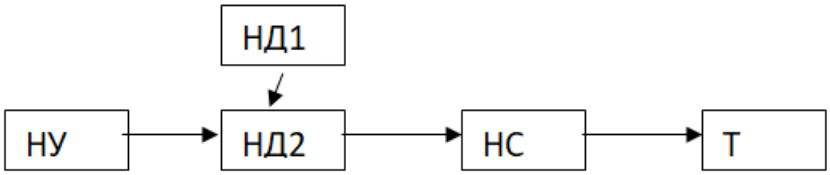
Фізичні фактори:

- рухомі машини та механізми, незахищені частини обладнання;
- підвищена загазованість у робочій зоні;
- екстремальні температури повітря та поверхонь обладнання;
- підвищений рівень шуму;
- зміни вологості й рухомості повітря;
- високі або низькі рівні освітлення, відблиски;
- електрична напруга, яка може стати причиною ураження струмом;
- гострі краї, задирки та шорсткі поверхні на обладнанні та інструментах;
- висотне розміщення робочих місць.

Модель небезпечної ситуації на СТО:

На рисунку 4.1 представлено моделювання небезпечної ситуації під час роботи на станції технічного обслуговування.

Позначення:



- НУ – незахищені частини механізмів, які становлять підвищену небезпеку.
- НД 1 – погано видимі розпізнавальні знаки.
- НД 2 – робота в безпосередній близькості до небезпечних механізмів і ємностей.

- НС – вдихання шкідливих парів, що може спричинити запаморочення.
- Т – ризик отримання травми.

Висновок

До роботи на складі паливно-мастильних матеріалів допускаються лише особи, які пройшли відповідне навчання з охорони праці, попередній медичний огляд і не мають медичних протипоказань. Вони повинні володіти знаннями щодо специфіки роботи, дотримуватися нормативно-правових вимог та виконувати заходи безпеки для збереження власного здоров’я та працездатності.

4. ОБГРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

4.1 Теоретичні основи вдосконалення систем протитиску при впорскуванні палива.

Акумулятори в системах впорскування палива відіграють ключову роль у забезпеченні стабільного процесу паливоподачі та створенні необхідного протитиску. У сучасних системах впорскування використовуються різні типи акумуляторів, серед яких гідравлічні, механічні та комбіновані варіанти. Основна відмінність між акумуляторами в паливних системах та у пристроях протитиску (УПВ) полягає в їх функціональному призначенні: перші накопичують енергію для впорскування, тоді як другі створюють необхідний протитиск у камері впорскування.

Залежно від конструктивних особливостей акумулятори поділяються на:

- Гідравлічні акумулятори (традиційно використовуються в суднових дизелях);
- Механічні пружинні акумулятори (приклад – система Ганс-Ендрассика);
- Комбіновані гідромеханічні акумулятори (розроблені компанією Сцинтилла для тракторних дизелів);
- Пневматичні акумулятори (застосовувалися в газогенераторах компанії Сигма).

Ці акумулятори відрізняються за обсягом, механізмом регулювання та способами підтримки стабільного тиску.

Вплив об’єму гідравлічного акумулятора на параметри паливоподачі

Гідравлічний акумулятор є комбінованою гідромеханічною системою, яка стабілізує параметри подачі палива. Дослідження показують, що циклову подачу палива можна визначати за рівнем тиску в камері впорскування, що є точнішим підходом, ніж традиційний метод вимірювання переміщення поршня акумулятора за допомогою тензометричних датчиків.

Експериментальні дослідження, зокрема результати Українського науково-дослідного інституту механізації і електрифікації сільського

господарства, підтверджують, що швидкість подачі палива може бути майже сталою. Це значно спрощує розрахунки і проектування систем УПВ.

Результати розрахунків також показали, що витрата палива визначається тиском між замковим конусом голки та сопловими отворами розпилювача. Використання додаткової паливної камери або перепускного клапана грибкового типу дозволяє стабілізувати тиск до моменту впорскування.

На основі проведеного аналізу було розроблено вдосконалену систему управління процесом впорскування палива для дизельного двигуна Д-144. Вона включає двопружинний механічний акумулятор, який дозволяє контролювати параметри подачі палива у двох фазах згоряння:

1. У першому періоді працює гідравлічна пружина.
2. У другому до неї підключається більш жорстка механічна пружина.

Розрахункові параметри тиску в системі: Початковий тиск: 1,989 МПа; Тиск наповнення: 3,987 МПа; Тиск упорскування: 7,095 МПа; Максимальний тиск: 7,495 МПа.

Конструктивні характеристики механічних пружин акумулятора були розраховані за допомогою програми "Kompas-Spring". Отримані результати показують, що гідравлічний акумулятор накопичує 12 мм³ палива, що становить 19% циклового подавання. Це підтверджує необхідність врахування об’єму акумулятора при проектуванні систем УПВ.

Висновки

Аналіз акумуляторів і процесу паливоподачі підтверджує, що використання комбінованих акумуляторів дозволяє покращити стабільність процесу впорскування. Вплив об'єму гідравлічного акумулятора на формування параметрів подачі палива є критичним фактором для забезпечення ефективності роботи паливних систем дизельних двигунів. Використання комбінованих гідромеханічних акумуляторів з пружинним механізмом відкриває можливості для вдосконалення систем впорскування, зменшення коливань тиску і покращення рівномірності подачі палива.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Досліджено, що комбіновані гідромеханічні акумулятори пристроїв, де протитиск вприскуванню забезпечується самим паливом, яке впорскується, можуть бути оцінені та спроектовані на основі їх жорсткостей, розрахованих за запропонованими формулам, що враховують вплив гідравлічного акумулятора. Якщо в розрахунках не брати до уваги цей вплив, точність результатів значно знижується — наприклад, для двигуна Д-245.12, відзначено зниження точності розрахунків по жорсткості механічних пружин на майже 43%. Найбільш оптимальним для регулювальних стендів є метод протидії вприскуванню з комбінованим двопружинним гідромеханічним акумулятором, що складається з 35 деталей і 2 прецизійних пар. Для майстерень звичайних господарств можуть використовуватися також запропоновані прості конструкції УПВ з гідравлічними акумуляторами.

2. Розроблені математичні моделі роботи гідравлічних, механічних і комбінованих гідромеханічних акумуляторів, а також методики визначення регулювальних параметрів ПА по тиску в камері уприскування та після завершення уприскування акумуляторів, які базуються на постійному дросельованому перепусканні палива з акумулятора. Використання запропонованих моделей показало, що гідравлічні акумулятори для автотракторних дизелів з насосами типу УТН можуть мати об'єм у межах від 20 до 50 см³.

3. Розроблено методику регулювання ПА на стендах з протитиском вприскуванню, що дозволяє зменшити трудомісткість регулювальних робіт та підвищити якість регулювання завдяки введенню протитиску вприскуванню.

Список літератури

1. Bai, Y., Lan, Q., Fan, L., Ma, X., & Liu, H. (2019). Investigation on the fuel injection stability of high pressure common rail system for diesel engines. International Journal of Engine Research, 146808741985698

2. Boecking F., Dohle U., Hammer J., Kampmann S. Passenger Car Common Rail Systems for Future Emissions standards. MTZ worldwide. 2005, Vol. 66, № 7-8, 14–16.

3. Coppo, M., Dongiovanni, C., & Negri, C. (2007). A Linear optical sensor for measuring needle displacement in common-rail diesel injectors. Sensors and Actuators A: Physical, 134(2), 366–373. doi:10.1016/j.sna.2006.05.038

4. Gabitov I.I., Negovora A.V., Razyapov M.M., Kozeev A.A., Magafurov R.J. The modern concept of thermal preparation of automotive equipment and tools for its implementation. IOP CONFERENCE SERIES: MATERIALS SCIENCE AND ENGINEERING Irkutsk National Research Technical University. 2019. C. 012048.

5. Han, D., Li, K., Duan, Y., Lin, H., Huang, Z. (2017). Numerical study on fuel physical effects on the split injection processes on a common rail injection system. Energy Conversion Management, 134. P. 47–58

6. Kim, J., Kim, J., Jeong, S., Han, S., Lee, J. (2016). Effects of different piezoacting mechanism on two-stage fuel injection and CI combustion in a CRDi engine. Journal of Mechanical Science and Technology, 30. P. 5727–5737.

7. Mohebbi, M, Aziz, A.A., Hamidi, A., Hajialimohammadi, A., Hosseini V. (2017). Modeling of pressure line behavior of a common rail diesel engine due to injection and fuel variation. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 39. P. 661–669.

8. Poliakov A.P. Technique of motor vehicle indices calculation while transition of its engine for operation at the mixture of diesel and biodiesel fuels. Poliakov A.P., Galushchak O.O., Galushchak D.O. New Technologies and Products 40 in Machine Manufacturing Technologies, Tehnomus. Suceava, Romania. 2015, No 22, 76-81.

9. Yakimov I.V., Krivtsov S. N., Bondarenko E. V. A leak detection method

for electrohydraulic injectors of diesel engines in operation. Advances in Engineering Research 2018. doi:10.2991/avent18.2018.86.

10. Yakimov I.V., Krivtsov S. N., Potapov A. S., Svirbutovich O. A. Fuel flow and pressure in common return line as a diagnostic parameter of electrohydraulic injectors technical state. Materials Science and Engineering. 2019, 632. doi:10.1088/1757-899X/63.

11. Zhao H., Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Diesel engine, Volume 2: Woodhead Publishing, 2010.

12. Operating Instructions. KMA 802/822. Description of unit. Robert Bosch GmbH. Automotive Aftermarket. Test Equipment. 1 689 979 674 UBF 851/3 De,En,Fr,Sp,It,Sv (2005-02-28). Printed in Germany.

13. Patent №1944502, F02 M65/00. Measuring device and measuring method for an injector.- Sonplas GmbH, Straubing, FRG. - Filed. 11.01.2017. Pub. 18.03.2019.

14. Patent №3937087, G01L 9/04. Transducer for engine fuel injection monitoring.- Canadian Patents & Development Limited, Canada. - Filed. 05.07.2024. Pub. 10.02.2024.

15. Patent №4461169, G01M 15/00. Method, device and computer program for measuring the leakage of injection systems especially for internal combustion engines of motor vehicles. - Daimler-Benz Aktiengesellschaft, FRG. - Filed. 30.09.1982. Pub. 24.07.1984.

16. Tsoyh, B. «MTZ» №9 // 1961. P.344-349.

17. Tsunemoto H., etal. Spray motion on the walls of combustion chambers of various shaper in direct injection diesel engines// SAE Review/- 1984. №9 P.16.

18. www.dta-stend. ua – Офиційнийй сайт стендового обладнання для випробування ТА дизелів.

19. www.efs.fr - Офіційний сайт фірми EFS.