

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

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **«Підвищення експлуатаційного ресурсу електронних елементів впускної системи бензинового двигуна»**

Виконав: студент IV курсу групи Ат-22СП  
Спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва)

Олег Храмов

(ім'я та прізвище)

Керівник: Мирон Магац  
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2023



УДК 629.114.3

Храмов О.Б. Підвищення експлуатаційного ресурсу електронних елементів впускної системи бензинового двигуна. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2023. 49 с.

Табл. 2; рис. 13; бібліогр. джерел 22.

Проведено техніко-економічне обґрунтування систем живлення сучасного двигуна з електронним управлінням.

Проведено порівняльний тепловий розрахунок бензинового двигуна за несправного і відновленого давача кількості повітря.

Запропоновано методику обґрунтування конструктивних параметрів впускної магістралі (для відновленого давача, довжина магістралі - 17,8 см, несправного – 18,3 см)

Проведено структурно-функціональний аналіз виникнення небезпечних ситуацій під час проведення діагностичних і технічних обслуговувань автомобіля.

Доведено економічний ефект, за використання відновленого давача кількості повітря, що становить близько 9825,00 грн./рік для п'яти автомобілів.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. РОЗДІЛ. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ .....	8
1.1 Аналіз факторів, що впливають на роботу впускної системи .....	8
1.2 Аналіз роботи давача кількості повітря за різних швидкісних характеристик двигуна .....	10
1.3 Аналіз особливостей конструкції та роботи давача витрати повітря... 12	
1.4 Аналіз оцінки справної роботи давача.....	14
1.5 Висновки.....	16
2.РОЗДІЛ. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	17
2.1 Показники леткого палива для теплового розрахунку бензинового двигуна .....	17
2.2 Тепловий розрахунок двигуна .....	17
2.2.1 Процес впуску .....	17
2.2.2 Процес стиску .....	19
2.2.3 Процес горіння .....	19
2.2.4 Процес розширення .....	22
2.2.5 Процес випуску .....	23
2.2.6 Індикаторні показники .....	24
2.2.7 Ефективні показники роботи ДВЗ .....	25
2.3 Висновки.....	27
3. РОЗДІЛ. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА.....	28
3.1 Методика обґрунтування потоку повітряних мас та конструктивних параметрів впускної магістралі .....	28
3.2 Розробка технологічної документації, що до формування операційної карти на відновлення роботи витратоміра повітря .....	31
3.3 Висновки .....	35

4. РОЗДІЛ. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	36
4.1 Структурно-функціональний аналіз виникнення небезпечних ситуацій .	36
4.2 Пожежна безпека.....	38
4.3 Обґрунтування організаційно-технічних рекомендацій з охорони праці..	41
4.4 Висновки.....	42
5. РОЗДІЛ. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	43
5.1 Розрахунок експлуатаційних витрат .....	43
5.2 Висновки .....	45
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	46
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ .....	48

## ВСТУП

Вся система двигуна може бути порівнянна з масивним повітряним насосом чи дихальною системою людини. Повітря з навколишнього середовища всмоктується, виконує свою роботу та видаляється. У людському тілі робота виконується, коли кисень втягується в легені. У двигуні цей же кисень використовується для підтримки горіння палива і це спалювання, своєю чергою, генерує енергію. Вся впускна система сучасного двигуна з електронним управлінням, об'єднує наступні електронні елементи: давач кількості повітря (ДКП), давачі температури і тиску повітря, модуль дросельної заслінки, покроковий регулятор холостого ходу. Дані перелічені давачі, відповідають за сумарну роботу впускної системи, на основі якої, електронним блоком керування формується імпульсний сигнал на подачу палива у камери згорання двигуна. Найбільш впливовим у системі є ДКП.

У бензинових двигунах, інформація, отримана від витратоміра повітря, необхідна для розрахунку функцій, що залежать від навантаження, а це: момент запалювання, час упорскування відповідної кількості палива, що поступає у камери згорання. Для дизельних двигунів, термоанемометричний плівковий витратомір, виконує роль регулятора кількості рециркуляційних відпрацьованих газів, що направляються повторно у камери згорання та для контролю над часом упорскування.

Відповідно, за виконання даних функцій, і відповідає якісна робота давача. У випадку формування некоректних електричних сигналів (про кількість повітря) до ЕБК, на СТО автомобілів, давач витрати повітря, як правило замінюють новим, який у свою чергу, являється досить коштовним електронним елементом впускної системи.

І тому, для підвищення експлуатаційного ресурсу даного електронного давача, нами пропонується (за допомогою спеціальної рідини), провести промивку каналів та його робочих елементів.

Тут дуже важливо, щоб потік повітря, який постійно направлений від повітроочисника у сторону модуля дросельної заслінки і до камер згорання,

керувався та відповідав встановленим режимам роботи двигуна.

Для вирішення поставленої мети, необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Проаналізувати роботу електронних елементів впускної системи сучасного двигуна та визначити їхні недоліки у роботі, особливо давача кількості повітря.

2. Розрахувати потік повітря у регульованій магістралі впускної системи під час роботи двигуна (з несправним і відновленим ДВП).

3. Подати методику обґрунтування впускної системи та сформувати технологічно операційну карту на демонтаж і промивання робочих елементів давача кількості повітря.

4. Описати техніку безпеки, охорону праці та пожежну безпеку під час проведення відновлювальних операцій системи впуску.

5. Розрахувати економічний ефект від використання відновленого давача кількості повітря.

## 1. РОЗДІЛ. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

### 1.1 Аналіз факторів, що впливають на роботу впускної системи

Оцінкою якості газообміну є два основні показники: маса свіжого заряду та робота насосних ходів. З підвищенням кількості свіжого заряду (тобто повітря чи паливоповітряної суміші) збільшується робота за цикл. Маса свіжого заряду є відносним критерієм оцінки, так як вона залежить від конструкційних параметрів циліндра і параметрів паливоповітряної суміші у впускному тракті. Основними параметрами, що впливають на дійсну кількість свіжого заряду, що надійшло за такт наповнення, є тиск в кінці процесу наповнення, гідравлічні втрати у впускному тракті. Коефіцієнт наповнення визначається, як відношення кількості свіжого заряду, що фактично надійшов до циліндра, до кількості, яка міститься у робочому об'єму циліндра. Дійсна величина свіжого заряду менша за розрахункову, а коефіцієнт наповнення завжди менший за одиницю (за причини неможливості повного видалення відпрацьованих газів з циліндра двигуна під час такту випуску). Об'єм залишкових газів перевищує обсяг камери згоряння. Коефіцієнт наповнення може досягати одиниці та перевищувати її за умови ефективного продування камери згоряння [3]-[7]. Продуктивність двигуна внутрішнього згоряння безпосередньо залежить від кількості повітря, що надійшло за такт наповнення під час його функціонування. Кількість повітря оцінюється коефіцієнтом наповнення. Максимальний теоретичний коефіцієнт наповнення залежить від ступеня стиснення  $\varepsilon$  і визначається за формулою:

$$\eta_v = 1,33 \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

Коефіцієнт наповнення – це показник, що характеризує кількість заряду у циліндрі. Він визначає кількість свіжого заряду, який може всмоктуватися в циліндр як відношення теоретичної маси повітря, яке може



утримуватися в циліндрі. Кількість свіжого заряду, визначає кількість потужності, яку він може виробляти, і змінюється, залежно від співвідношення повітря-паливо, а також частоти обертання колінчастого валу. При точному стехіометричному відношенні, вироблена потужність буде пропорційна масі повітря (або повітряно-паливної суміші), що подається в двигун, інакше відомому як «заряд» двигуна. У випадку, де єдиним способом заряджання двигуна є вакуумний тиск, створюваний збільшенням камери згоряння, при руху поршня до НМТ, він здатний досягти максимальної об'ємної ефективності 100%. Однак, насправді цей показник буде знижений за рахунок системи впуску повітря: обмеження потоку через корпус дросельної заслінки та впускні клапани, втрати енергії за рахунок тертя з внутрішніми стінками системи впуску повітря, а також розповсюдження зниженого тиску повітря [1].

Основними конструктивними параметрами, які надають істотний вплив на коефіцієнт наповнення є геометричні характеристики компонентів впускного тракту – довжина, діаметр перерізу та конфігурація. Гідравлічні втрати у впускних клапанах, значно менше впливають на коефіцієнт наповнення, ніж втрати у впускних. Тому, при збільшеному діаметрі впускного клапана та відповідно (з урахуванням обмеження діаметра клапанів діаметром циліндра) зменшеному діаметрі впускного клапана коефіцієнт наповнення підвищується. Збільшення свіжого заряду циліндра внаслідок не стаціонарності потоку може перевищувати негативний вплив гідравлічних втрат, і тому є можливі різні змінні варіанти позицій стаціонарної газодинаміки, коли наповнення циліндра покращується, при встановленні впускного трубопроводу та клапана меншого діаметра [7]. Найбільший коефіцієнт наповнення можна отримати, якщо кожен циліндр двигуна має окремий нерозгалужений трубопровід оптимального діаметра та досить значної довжини.

## 1.2 Аналіз роботи давача кількості повітря за різних швидкісних характеристик двигуна

Давач масової витрати повітря (ДМРВ) – це пристрій, який використовується для вимірювання об'єму повітря, що проходить через повітряний потік у системі впуску двигуна. Робота каталізатора може бути гарантована тільки при чіткій роботі витратоміра. Отже, від його роботи залежить і багато інших систем. Якщо спостерігається некоректна робота двигуна, тоді відповідно, двигун працює не на повну потужність та погано запускається.

Всі давачі впускної системи, строго працюють у тандемі з електронним блоком керування, де записуються коди помилок, що є дуже під час технічного обслуговування автомобіля.

Як відомо, горіння не може відбуватися у безкисневому середовищі. Це правило не поширюється на деякі горючі речовини, як порох, який може горіти навіть під водою. Оптимальним співвідношенням палива до повітря є 1:14,7. Якщо робоча суміш не відповідає даній пропорції, відповідно на виході, отримаємо втрату потужності та значні викиди отруйних речовин. І тому, повна назва вищезгаданого електронного пристрою звучить «Давач масової витрати повітря», рис.1.1.



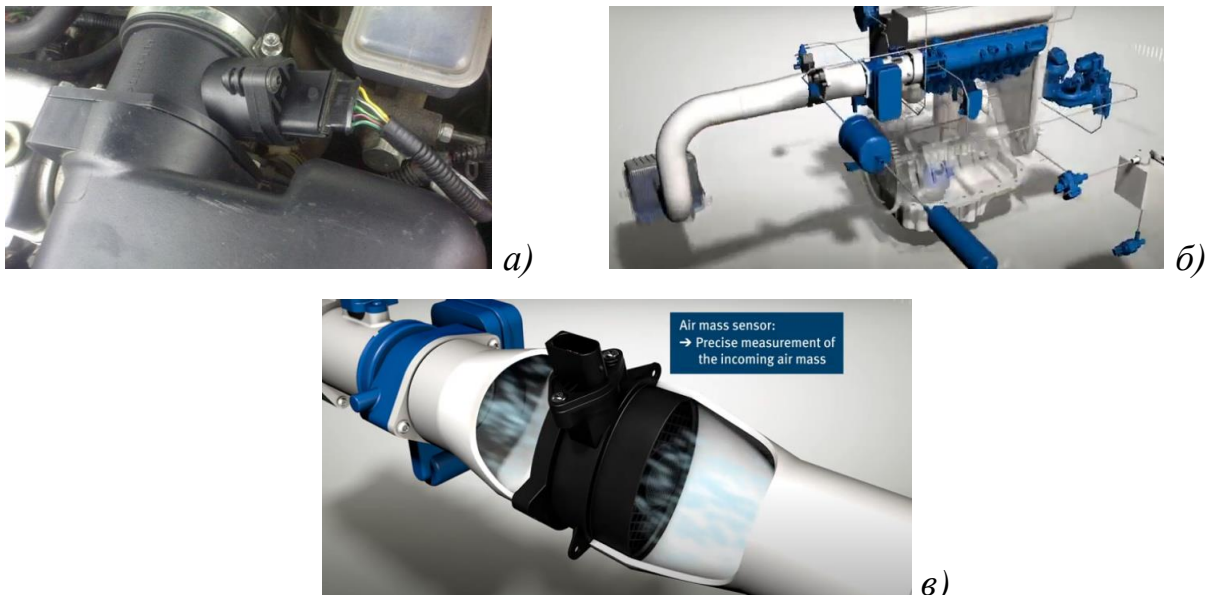
Рисунок 1.1 – Давач витрати повітря [21].

При натисканні на педаль акселератора, регулюється робота витратоміра. Коли подається більша кількість повітря, відповідно збільшується подача палива, що веде до збільшення оборотів колінчастого валу двигуна. Якісно налагоджений датчик витрати, гарантує зменшення споживання палива, чистий вихлоп та якісні швидкісні характеристики [10].

У найстаріших автомобілях використовувалися механічні датчики з чутливими пластинами, що відхилялися. Їх принцип роботи дуже простий: коли через датчик проходив невеликий об'єм повітря, пластина відхилялася, даючи повітряному потоку рухатися без затримки з будь якою швидкістю (за максимально відкритої пластини). Робота пристрою дуже схожа на процес роботи дросельної заслінки.

У термоанемометрах, платиновий провідник періодично нагрівається до температури  $1100^{\circ}\text{C}$ , позбавляючись таким чином забруднення. Найсучасніші давачі є доопрацьованою версією попередніх. Їх називають давачами з плівковими вимірювачами.

Стандартне розташування ДВП – простір між повітряним фільтром та дросельною заслінкою, безпосередньо у повітроводі, рис. 1.2 [22].



*a)* розміщення давача у магістралі; *б)* загальний вигляд впускної системи; *в)* циркуляція повітряного потоку

Рисунок 1.2 - Розміщення ДВП у впускній системі.

### 1.3 Аналіз особливостей конструкції та роботи давача витрати повітря

Для досягнення більшої точності вимірювання температури, у сучасних давачах додатково враховується вимірювання температури повітря. Найпоширенішою причиною виникнення несправностей, є забруднення нитки відкладеннями пилу і моторної оливи. Тому у деяких давачах передбачена функція самоочищення: після кожного вимкнення двигуна платинова нитка на кілька секунд нагрівається до 1100 градусів Цельсія. Усі органічні відкладення миттєво згорають або перетворюються на вугільну масу, що у подальшому попадає у камеру згорання, спричиняючи негативне середовище для контактуючих елементів поршневої групи.

На рис. 1.3, відображено складові елементи давача витрати повітря.

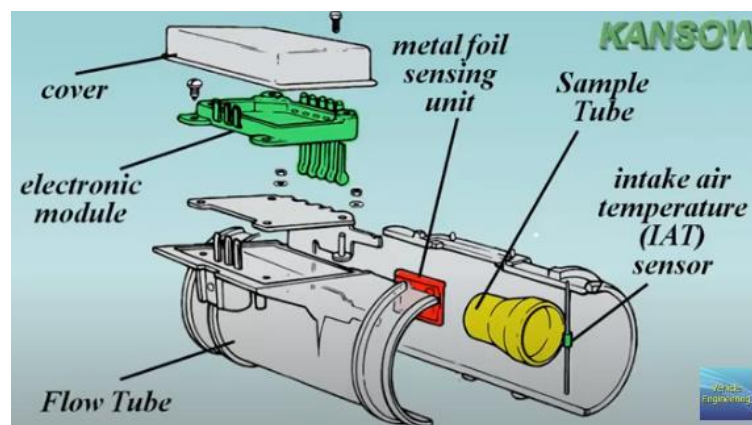
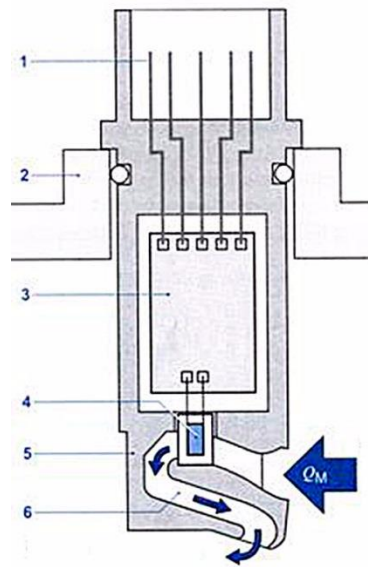


Рисунок 1.3 – Конструктивні елементи давача [11].

Також, недоліком нитяних давачів, є обмежений ресурс роботи: платина, незважаючи на свою стійкість, поступово зношується.

Більш прогресивною модифікацією є ставний плівковий датчик (Hot Film Air Flow Sensor, HFM). Принцип роботи залишається таким самим, як у провідного датчика: маса вхідного повітря обчислюється за ступенем охолодження нагрівального елемента. На керамічну основу (підкладку) встановлюються всі необхідні елементи у вигляді тонкоплівкових резисторів, включаючи нагрівальний елемент у вигляді платинового наплення. Давач

встановлюється в повітряному каналі, через який проходить лише вхідний потік повітря (вимірювання стають більш точними, за рахунок будь-яких сторонніх повітряних хвиль від рухомих клапанів і поршнів двигуна). У плівкових датчиках частково відсутня проблема забруднення: пил і моторна олива не потрапляють на нагрівальний шар, а поступово накопичується у вхідному каналі, рис. 1.4 [12].



- 1 - роз'єм; 2 – корпус впускної магістралі;  
 3 - електронна частина; 4 – чуттєві температурні елементи; 5 - корпус давача; 6 - канал впускного повітря

Рисунок 1.4 – Конструктивно-технологічна схема давача.

Виробники автомобілів продовжують розробляти та вдосконалювати технології виміру повітря, і в майбутньому можна буде застосувати нові методи та сенсори для точного виміру впускного повітря у автомобільних двигунах.

На несправну роботу давача витрат повітря, інформують наступні фактори:

- на холостому ходу, двигун працює нестабільно та плавають обороти;
- важкий запуск;

- підвищена витрата палива;
- автомобіль погано набирає швидкість;
- свічки запалювання покриті сажовим нальотом;
- відчувається запах палива під час роботи ДВЗ;
- горить індикаторна галограмка «Check Engine».
- не стабільна вихідна напруга;
- відкладення на нагрівальному елементі.

У позаштатному режимі роботи двигуна (за знятого роз'ємну електроживлення) тахометр повинен показати не більше 1500 об/хв. За такого режиму експлуатації автомобіля, безпосередньо відповідає давач кількості повітря. Якщо їзда без витратоміра відзначилася покращенням динаміки, це ознака несправної роботи давача.

#### 1.4 Аналіз оцінки справної роботи давача

Наступним методом оцінки справної роботи витратоміра, є використання мультиметра, за допомогою якого визначається вихідна напруга електронного елементу. Напруга понад 1,04 В, говорить про необхідність якнайшвидшої його заміни, рис. 1.5.



Рисунок 1.5 – Вихідна напруга ДВП на увімкненому запаленні чи на холостому ходу двигуна [14].

Для оцінки технічного стану витратоміра повітря, проводять наступне:

- візуально оглядають датчик (він повинен бути сухим і чистим);
- під час демонтажу давача, необхідно з'ясувати наявність ущільнюючого кільця (у разі відсутності або ушкодженні чи певній його деформації – експлуатаційний термін різко зменшується). У випадку незабруднених виконавчих елементів, необхідно встановити нове кільце, що могло спричиняти зайве всмоктування повітря та відповідно нестабільну роботу двигуна.

Необхідна інформація, про технічний стан давача, проінформована на рис. 1.6.



Рисунок 1.6 – Необхідна інформація про ДВП.

Слід зазначити, що пластинчасті та плівкові давачі ремонтно непридатні. Кращим варіантом для продовження їхнього експлуатаційного ресурсу, є оцінка стану контактної мережі (можливі замикання або обриви).

Відповідно до вище перелічених факторів впливу на неякісну роботу давача кількості повітря та відповідного впливу на загальну роботу двигуна внутрішнього згорання, наші подальші дії будуть стосуватися на проведенні розрахункових операцій, стосовно інтенсивності повітряного потоку з частково неякісною роботою давача (причиною якої є наявність смолистих і волого-засмічених відкладень) у впускній системі та відновлювальних робіт, стосовно продовження амортизаційного періоду ДВП системи живлення

бензинового двигуна.

### **1.5 Висновки**

Аналіз методів покращення роботи впускної системи двигуна в основному зосереджений на повній заміні електронних елементів, базуючись на точності вихідних електричних сигналів у сторону ЕБК. А це відповідно значні фінансові витрати, особливо на придбання ДВП.

Для недопущення вище зазначених витрат, слід вчасно проводити діагностику і ТО автомобіля.

Незважаючи на нестійку роботу ДВП, все ж таки є можливість відновити його експлуатаційний ресурс, шляхом промивання леткими аерозольними речовинами, базуючись на часткове засмічування виконавчих елементів давача.

Тому наші подальші дії будуть спрямовані на часткове відновлення ДВП, що зумовить стабілізувати якісну характеристику вихідних сигналів в межах від 0,99 В до 1,04 В.



## 2. РОЗДІЛ. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1 Показники леткого палива для теплового розрахунку бензинового двигуна

Для оцінки роботи бензинового двигуна із неякісною роботою ДВП впускної системи (коли робоча суміш стає збагаченою) та проведення теплового розрахунку (за таких експлуатаційних умов), використовуємо паливо А-95, фізико – хімічні показники якого, табл. 2.1 [13].

Таблиця 2.1 - Показники робочої суміші

Вид палива	Густина при 20°C, кг/м <sup>3</sup>	В'язкість при 20°C, сСт	Октанове число	Нижня теплота згоряння, кДж/кг
А-95 (збагачена робоча суміш) - неякісна ДВП	742	Не регламентується	95	440
А-95 (стехіометрична суміш)-номальна робота ДВП	742	Не регламентується	95	450

Із таблиці видно, що нижня теплота згоряння суміші бензин+повітря (збагаченої, за непрацюючого ДВП) є нижчою ніж за стехіометричну.

### 2.2 Тепловий розрахунок двигуна

Методом теплового розрахунку є інстальована зміна тиску газу в циліндрах двигуна під час різних процесів: впуску, тиску, згоряння і випуску відпрацьованих газів.

#### 2.2.1 Процес впуску

Для визначення температури повітря, що входить до камери згоряння двигуна, використовується певне відношення [10]:

$$T_a = \frac{T_{n.c} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \quad (2.1)$$

де  $T_{n.c}$  – температура навколишнього середовища, 289 °К;

$\Delta T$  – підігрітий вхідний заряд, °К;

$\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r$  – температура невикористаних газів, °К;

Нагрійте повітря  $\Delta T$  для бензинових двигунів приймаємо 20 °К (залежить від температури впускного колектора), дозволяє посилити змішування палива і повітря, що сприяє більшому згорянню палива. Це може підвищити ефективність роботи двигуна, знизити рівень викидів шкідливих речовин і покращити загальну продуктивність.

Справна робота ДКП, забезпечує повне згорання палива, що веде до збільшення виділення теплоти під час згорання [11].

Для вхідного заряду, приймаємо  $\Delta T=383^\circ\text{К}$ , а приготовлений заряд з несправним ДКП -  $\Delta T=301^\circ\text{К}$ .

Коефіцієнтом  $\gamma_r$ , обумовлюється залишки згорених газових мас у камерах згорання двигуна, що становить близько – 0,02...0,06.

Для проведення наших розрахунків, приймаємо  $\gamma_r=0,04$  (з несправним ДКП), а для нормальної суміші  $\gamma_r=0,02$ .

За відповідного коефіцієнта надлишку повітря, частоти обертання та стиску робочої суміші, температура газів коливається  $T_r=600\dots900^\circ\text{К}$  [10].

Тому, приймаємо для збагаченої робочої суміші  $T_r=600^\circ\text{К}$ , а для стехіометричної суміші  $T_r=800^\circ\text{К}$ .

На завершення процесу впуску, тиск  $P_a$  визначиться:

$$P_a = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_{n.c}, \quad \text{кПа} \quad (2.2)$$

де  $P_{n.c}$  - атмосферний тиск, приймаємо  $P_{n.c}=100$  кПа.

Для оцінки процесу наповнення камер стиску, необхідно ввести коефіцієнт наповнення  $\eta_v$ , [13]:

$$\eta_V = \left( \frac{T_a(\varepsilon P_a - P_r)}{(T_a + \Delta T)(\varepsilon - 1)P_a} \right), \quad (2.3)$$

де  $\varepsilon$  – величина ступеня стиску (для досліджуваного двигуна  $\varepsilon=15$ );

$P_r$  – тиск залишкових газів ( $P_r=(1,05 \dots 1,25) P_a$ ), кПа.

Коефіцієнт наповнення камер стиску залежить від: швидкості обертання колінчастого валу, щільності впускних і випускних клапанів та навантажень на двигун.

### 2.2.2 Процес стиску

На завершення процесу стиску, тиск газів  $P_c$  і температура у циліндрах двигуна  $T_c$  визначиться за відомою формулою:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (2.4)$$

де  $n_1$  – середній показник політропи.

За змінного теплообміну двигуна, коефіцієнт політропи  $n_1$  залежить від: ступеня стиску, частоти обертання колінчастого валу, конструктивних параметрів і умов експлуатації.

Для бензинового двигуна (за формулою Петрова В.А.), середній показник політропи буде мати вигляд:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n_n} - 0,02, \quad (2.5)$$

де  $n_n$  – номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна, (для розрахунків приймаємо  $n_n=3000$  об/хв).

Відповідно, температуру  $T_c$  отримаємо:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ } ^\circ\text{K}. \quad (2.6)$$

### 2.2.3 Процес горіння

Процес горіння робочої суміші, відбувається завдяки електричному розряду між електродами свічки запалювання. Відбувається процес

підвищення внутрішньої енергії робочого тіла, що перетворюється у механічну роботу.

Завдяки такому процесу, необхідно розрахувати кількість повітря, для повного згоряння 1 кг палива.

Туди входять: вуглець –  $C$ , кисень-  $O_2$  і водень –  $H$ , а також сірка –  $S$ , азот –  $N$ .

Теоретично, необхідно визначити кількість повітря, для згоряння 1 кг палива  $L_0$ , [15]:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг} \quad (2.7)$$

За роботи несправного ДВП:

$$L_{0i} = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{48} \right), \text{ кмоль/кг}, \quad (2.8)$$

де 0,21 – об'ємний вміст кисню у 1 кг повітря;

$C$  - вміст вуглецю у паливі, кмоль;

$H$  - вміст водню у паливі, кмоль;

$O$  - вміст кисню, кмоль.

Для леткого палива, вміст  $C = 0,85$  кмоль;  $H = 0,123$  кмоль,  $O = 0,002$  кмоль [14].

Кількість повітря, що приймає участь у згорянні 1 кг палива є неоднаковою (від теоретично необхідного для повного згоряння).

Дійсну кількість суміші (повітря+паливо) для 1 кг палива отримаємо за формулою:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль}, \quad (2.9)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря, а масу 1 кмоль повітря приймаємо  $\mu=29,97$ кг/моль.

При  $\alpha < 1$  – суміш збіднена,  $\alpha > 1$  – суміш палива збагачена,  $\alpha = 1$  – стехометрична. Відомо, що повне згоряння палива відбувається за  $\alpha > 1$ , тобто ( $\alpha = 1,2 \dots 1,6$ ) [14].

Як правило, робоча суміш, що згоряє у камерах стиску ДВЗ, поєднує у собі свіжий заряд і відпрацьовані гази, близько 25%.

Кількість молей у робочій суміші, за повного її згоряння отримаємо за формулою:

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0, \text{ кмоль} \quad (2.10)$$

Продукти згоряння (число молей в 1 кг палива) аизначаться:

$$M = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \text{ кмоль} \quad (2.11)$$

З стехометричної суміші, формула набере вигляду:

$$M_i = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{48}, \text{ кмоль} \quad (2.12)$$

Для отримання температури  $T_z$  і  $P_z$  у кінці згоряння заряду, необхідно розрахувати середню молярну теплоємність свіжого заряду, при  $\alpha > 1$ ,  $V = \text{const}$ :

$$\mu C_{VZ} = \left(20,1 + \frac{0,92}{\alpha}\right) + \left(15,6 + \frac{13,7}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/кмоль град} \quad (2.13)$$

а для  $\alpha > 1$ ,  $P = \text{const}$ :

$$\mu C_{VZ} = \mu C_{VZ} + 8,314, \text{ кДж/кмоль град} \quad (2.14)$$

де число 8,314 – універсальна газова стала.

Несуттєва зміна температури свіжого заряду у двигуні, приводить до зміни тиску газів та визначається за хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни  $\beta_0$ .

$$\beta_0 = \frac{M_r}{M_1}, \quad (2.15)$$

Відповідно, дійсний коефіцієнт молекулярної зміни заряду  $\beta$ , (з врахуванням залишкових відпрацьованих газів), отримається:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}, \quad (2.16)$$

Для бензинового двигуна  $\beta = 1,01 \dots 1,06$  [10].

Теплота, що виділяється під час згоряння робочої суміші, витрачається на корисну роботу, на нагрівання контактуючих деталей та втрачається із випускними газами, обумовлюється коефіцієнтом використання теплоти  $\xi$ . Для нашого двигуна, він становить  $\xi = 0,60 \dots 0,8$  [12].

Для робочої суміші за неякісної роботи ДКП, приймаємо  $\xi = 0,6$ , а нормального -  $\xi = 0,75$ .

Нижню питому теплоту згоряння палива (з несправним ДВП) приймаємо  $Q_H = 422 \text{ кДж/кг}$ , а за використання справної системи -  $Q_H = 453 \text{ кДж/кг}$ .

Кількість теплоти під час згоряння 1 кг палива, визначимо відповідно:

$$\theta = \xi \cdot Q_H, \text{ кДж/кг}, \quad (2.17)$$

Температуру  $T_z$  і тиск  $P_z$ , у кінці процесу згоряння робочої суміші, визначимо за відомою формулою

$$\beta \cdot \mu C_{pz} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu C_{Vc} + 8,314\gamma) \cdot T_c, \dots \dots \dots (2.18)$$

де  $\mu C_{Vz}$  і  $\mu C_{Pz}$  – молярні теплоємності продуктів згоряння палива, за постійних об'єму і тиску, кДж/кмоль град;

$\mu C_{Vc}$  – молярна теплоємність суміші в кінці такту стиску, кДж/кмоль град;

$\gamma$  – коефіцієнт, який обумовлює ступінь підвищення тиску у період згоряння робочої суміші;

Зміна ступеня стиску робочої суміші, впливає на витрату палива, тобто при збільшенні  $\gamma$  - питома витрата палива зменшується. Для наших обчислень, приймаємо  $\gamma = 1,5$ .

Тиск газів, що утворився після згоряння палива, визначиться за відомим виразом:

$$P_z = \gamma \cdot P_c, \text{ мПа} \quad (2.19)$$

А дійсне значення тиску газів, отримаємо:

$$P_z' = 0,85 \cdot P_z, \text{ мПа} \quad (2.20)$$

Для бензинових двигунів, тиск газів у кінці згоряння суміші набуває значень  $P_z' = P_z = 5 \dots 10 \text{ мПа}$  [ 14].

### 2.2.3 Процес розширення

Даний процес починає відбуватися в період перебування поршня у ВМТ. Для бензинових двигунів: попереднє розширення відбувається за

постійного об'єму (початок у точках  $P'_z$  і  $T'_z$ ); кінцеве розширення (за політропи у точках -  $P'_z$  і  $T'_z$ ).

Відповідно, нам необхідно отримати кінцеві значення  $P_e$  і  $T_B$ .

Для цього, слід визначити ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta}{\gamma} \cdot \frac{T_z}{T_c}, \quad (2.21)$$

А кінцеве розширення, отримаємо за відношенням:

$$\delta = \frac{V_B}{V_p} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (2.22)$$

Відповідно, тиск  $P_e$  і температура  $T_e$  в кінці розширення згорілих газів:

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа} \quad (2.23)$$

де  $n_2$ - показник політропи:

$$n_2 = 1,2 + \frac{130}{n_H} - 0,02, \quad (2.24)$$

де  $n_H$  – номінальні оберти колінчастого валу, об/хв

Температура  $T_e$  визначиться:

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \quad (2.25)$$

## 2.2.4 Процес випуску

Процес випуску відпрацьованих газів, відбувається на початку відкриття випускних клапанів (за 60 - 80° до НМТ), і завершується через 10 - 30°, після проходження поршня ВМТ). Швидкість руху відпрацьованих газів із камер згорання досягає близько 700 м/с.

За період очищення камер згорання, залишок відпрацьованих газів становить близько 30 – 40%, а при русі поршня до ВМТ, швидкість виходу газів спадає до значень від 100м/с до 250 м/с [14].

Тиск відпрацьованих газів (у вкінці такту випуску), отримаємо за:

$$P_r = k_r \cdot P_c, \quad (2.26)$$

де  $k_c$  – 1,05...1,24 для бензинових двигунів [13].

## 2.2.6 Індикаторні показники

Середній індикаторний тиск, сприймають, як умовний показник тиску газів, що встановлюється у камерах стиску двигуна після згоряння робочої суміші, відповідно виконується робота на переміщення поршня, що характеризує теплове навантаження на двигун.

Середній індикаторний тиск  $P_i$  для бензинового двигуна можна отримати з відомого виразу:

$$P_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.27)$$

З врахуванням переміщення поршня і округлення діаграми, дійсний (середній) індикаторний тиск:

$$P_{i \text{ сер.}} = \varphi \cdot P_i - \Delta P, \text{ кПа} \quad (2.28)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт округлення,  $\varphi = 0,90 \dots 0,95$  [14] (приймаємо  $\varphi = 0,92$ );

$\Delta P = P_\Gamma - P_a$  – різниця між тиском газу (після згоряння робочої суміші) і атмосферним повітрям у камері згоряння, кПа.

Похибка неспівпадіння тиску  $\Delta P_{i \text{ сер.}}$  (який визначається аналітично і графічно) визначиться:

$$\Delta P_{i \text{ сер.}} = \frac{P_{ia} - P_{i\Gamma}}{P_{ia}} \cdot 100\% \quad (2.29)$$

Допустима похибка рівна, близько  $\Delta P = 3 \dots 5\%$ .

А, індикаторний ККД  $\eta_i$  визначиться за відомим відношенням:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot P_i \cdot T_c}{P_c \cdot Q_H}, \quad (2.30)$$

Питому витрату палива  $g_i$ , отримаємо за:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_H}, \text{ г/кВт год} \quad (2.31)$$

Індикаторна потужність двигуна  $N_i$  характеризує роботу газів у циліндрах двигуна за певний проміжок часу

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n_H}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (2.32)$$



де  $i$  – кількість циліндрів;

$V_h$  – робочий об'єм циліндра,  $\text{см}^3$ ;

$n_n$  – номінальна частота обертання колінчастого валу, об/хв;

$\tau$  – тактність двигуна.

### 2.2.7 Ефективні показники роботи ДВЗ

До ефективних показників роботи двигуна можна віднести:

Середній ефективний тиск газів  $P_e$ , отримуємо за виразом:

$$P_e = P_i - P_m, \text{ МПа} \quad (2.33)$$

де  $P_m$  – витрати на механічне тертя поршневої групи

$$P_m = 0,105 + 0,0120 W_{\text{сер п}}, \text{ МПа} \quad (2.34)$$

де  $W_{\text{сер п}}$  – середня швидкість поршня,  $W_{\text{сер п}} = 6 \dots 11$  м/с [12].

Тиск газів  $P_e$  для бензинових двигунів становить,  $P_e = 0,55 \dots 0,90$  МПа.

Ефективний ККД  $\eta_e$  (враховує механічні втрати) дає оцінку втрат теплоти

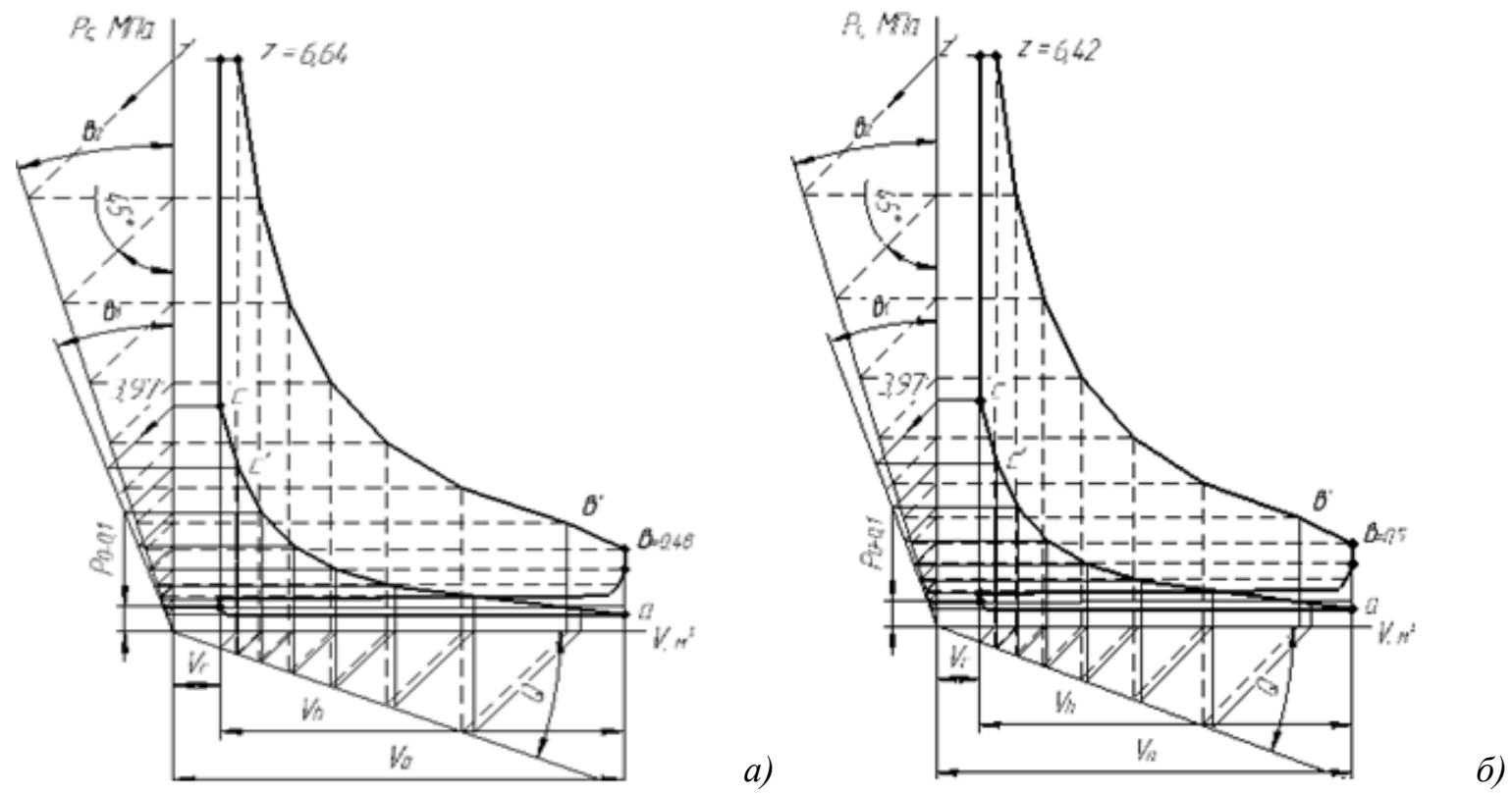
$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (2.35)$$

для бензинових двигунів,  $\eta_e = 0,27 \dots 0,31$ .

Ефективна питома витрата палива  $g_e$  визначається:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_e}, \text{ г/кВт год.} \quad (2.36)$$

За отриманими значеннями індикаторних показників, отримуємо наступні індикаторні діаграми, рис. 3.1



а) за промітного ДВП;

б) засмічений давач витрати повітря

Рисунок 4.1 - Індикаторні діаграми бензинового двигуна:

Індикаторні діаграми показують, що кількість теплоти, виділеної після згоряння збагаченої суміші (за частково несправного давача кількості повітря) є дещо заниженою – тиск газів досягає 6,42 МПа, що відповідно менше на 0,22 МПа з використанням системи за промитого давача.

### **2.3 Висновки**

Проведено порівняльний тепловий розрахунок бензинового двигуна, та отримано індикаторні діаграми (за використання частково несправного і відновленого ДКП).

Тиск газів у циліндрі двигуна з неякісно робочим ДВП знизився на 2,2 Бари, відносно двигуна з відновленою керованою впускною системою.

### 3. РОЗДІЛ. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

#### 3.1 Методика обґрунтування потоку повітряних мас та конструктивних параметрів впускної магістралі

Поширення хвилі у впускній системі можна описати рівнянням збереження імпульсу, рівнянням збереження маси та рівнянням стану. Вважаючи, що сили в'язкого тертя відсутні, а стиснення отіабатичного середовища, рівняння збереження імпульсу запишеться як:

$$\frac{d\rho}{d\tau} + \rho_0 \cdot \Delta U = 0 \quad (3.1)$$

А рівняння збереження маси, буде мати вигляд

$$\rho_0 \cdot \frac{d\rho}{d\tau} = -\Delta U \quad (3.2)$$

де  $\rho$  – акустична густина;  $\rho_0$  – густина повітря;  $\Delta$  - оператор Лапласа;  $U$ - локальна швидкість;  $\tau$  – час;  $p$  - акустичний тиск.

Рівняння стану, можна подати у вигляді

$$P = \frac{\beta}{\rho_0} \cdot \rho, \quad (3.3)$$

де  $\beta$  - об'ємний модуль пружності середовища.

Підставляючи в рівняння збереження імпульсу (3.1) рівняння (3.3), після диференціювання одержуємо:

$$\frac{\rho_0}{\beta} \cdot \frac{d^2\rho}{d\tau^2} + \rho_0 \frac{d}{d\tau}(\nabla U) = 0 \quad (3.4)$$

Рівняння мас (3.2) переведемо до вигляду

$$\rho_0 \cdot \frac{d}{d\tau}(\nabla U) = -\nabla^2 P \quad (3.5)$$

Розглядаючи рівняння (3.4) і (3.5), і приймаючи, що швидкість звуку

$c = \sqrt{\frac{\beta}{\rho_0}}$ , отримуємо рівняння:

$$\nabla^2 P - \frac{1}{c} \frac{d^2 P}{d\tau^2} = 0 \quad (3.6)$$

При аналізі впускних систем, зазвичай рішення зводиться до одновимірної постановки, згідно з якою, акустична площинна хвиля поширюється по довжині впускної магістралі з координатою  $x$ . Тоді рівняння (3.6) набере слідуючого вигляду

$$\frac{d^2 P}{dx^2} - \frac{1}{c} \frac{d^2 P}{d\tau^2} = 0 \quad (3.7)$$

Тоді основне диференціальне рівняння другого порядку (3.7), буде мати вигляд

$$p(x, \tau) = f(x - c\tau) + g(x + c\tau) \dots \dots \dots (3.8)$$

Вираз (3.8) є рівнянням одновимірної акустичної хвилі, вздовж осі  $x$ . Пряма хвиля, що розповсюджується, описується як  $f(x - c\tau)$ , де  $f$  описує форму хвилі, а  $(x - c\tau)$  - поширення хвилі зі швидкістю  $c$ . Відображена (зворотна) хвиля описується, як  $g(x+c)$ . Маючи на увазі, що синусоїдальна акустична хвиля, рівняння (3.8) може бути представлене у вигляді

$$P(x, \tau) = Ae^{j(\omega\tau - kx)} + Be^{j(\omega\tau + kx)} \quad (3.9)$$

де  $A$  и  $B$  – комплексні амплітуди тиску згідно прямої і зворотної хвилі;  $\omega = 2\pi f$  – кругова частота;  $k = \omega / c$  – хвильове число.

Коливальна швидкість поширення плоскої хвилі у прямому та зворотному напрямку, описується рівнянням:

$$U(x, \tau) = \frac{Ae^{j(\omega\tau - kx)} - Be^{j(\omega\tau + kx)}}{z}, \quad (3.10)$$

де  $z$ - акустичний імпеданс для постійної хвилі, що визначається співвідношенням

$$z(x, \tau) = \frac{p(x, \tau)}{U(x, \tau)}, \quad (3.11)$$

Після співвідношення (3.11), для знаходження  $Z(x, \tau)$ , рівняння (3.9) ділиться на рівняння (3.10). Отримане значення  $Z(x, \tau)$ , справедливе для будь-якої ділянки магістралі з поточною координатою  $x$ . Зокрема, для магістралі, яка відкрита з обох сторін, рівняння набере вигляду:

$$Z_0 = \frac{Z_l + jz \cdot \tan(k \cdot l)}{1 + j \frac{Z_l}{z} \tan(k \cdot l)}, \quad (3.12)$$

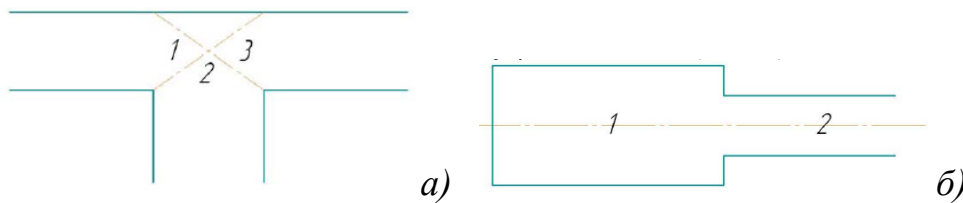
де,  $Z_0$  та  $Z_L$  є акустичним імпедансом для вхідної ділянки впускної магістралі ( $x = 0$ ) та вихідної ( $x = l$ ) відповідно.

Щоб визначити, акустичний імпеданс на відкритій стороні магістралі  $Z_e$  ( $x = 0$ ), яка закрита на її протилежному кінці ( $x = l$ ), тобто коли  $Z_l$  прагнуть нескінченності, маємо

$$Z_e = \frac{z \cdot}{j \cdot \tan(k \cdot l)} \quad (3.13)$$

Акустичний імпеданс при поєднанні кількох напрямків повітряного потоку (для прикладу за розгалуження трьох магістралей, рис. 3.1,а) знаходиться за наступним рівнянням:

$$Z_3 = \frac{1}{\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}} \quad (3.14)$$



а) розгалуження у магістралі; б) магістраль із накопичувальною камерою

Рисунок 3.1 – Зона резонансу повітряного потоку у впускній магістралі.

Система рівнянь (3.12), (3.13) та (3.14) описує механізм перетворення повного акустичного імпедансу (в локальних зонах впускної системи будь-якої конфігурації). Особливий інтерес викликають зони, де є зміна геометрії у системі. Оскільки акустичний імпеданс є функцією хвильового числа ( $\kappa$ ), яке, у свою чергу, залежить від кутової швидкості обертання валу двигуна, обумовлюється можливість виявлення локальних зон у впускній системі, де виникають резонансні та антирезонансні явища, що спричиняє певну

затримку наповнення циліндрів свіжим зарядом, особливо коли спостерігається неякісна робота ДВП.

Результати оцінки параметрів впускної магістралі (для повітряного потоку) за відновленого і частково непрацюючого ДВП, занесено до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати оцінки роботи впускної магістралі

Технічний стан ДВП	Довжина камери, см	Площа камери, см <sup>2</sup>	Довжина горловини, см	Площа горловини, см <sup>2</sup>
Відновлений	17,8	45,8	8,4	2,58
Робота із перебоями	18,3	47,3	9,2	4,4

Оцінюючи табличні дані, можна цілком стверджувати, що негативна робота давача кількості повітря (для забезпечення повноти згоряння палива) відображається у збільшенні конструктивних розмірів впускної магістралі, що приводить до збільшення габаритних розмірів системи і є економічно не вигідно.

### **3.2 Розробка технологічної документації, що до формування операційної карти на відновлення роботи витратоміра повітря**

Система «Motronic» сучасного бензинового двигуна управляється електронним блоком керування, який у свою чергу сприймає електричні імпульси від електронних давачів. Прийнята інформація ЕБК, формує режим роботи системи (у подальшому роботу ДВЗ) закладені у його карті пам'яті. Для надійної роботи даної системи, досить значну роль відіграє давач кількості повітря, який є досить вразливим до чистоти впускного заряду, а також наявності відпрацьованих газів, що можуть потрапити у впускну магістраль під час процесу продувки.

На практиці, коли у автомобіля плавають оберти, збільшена витрата




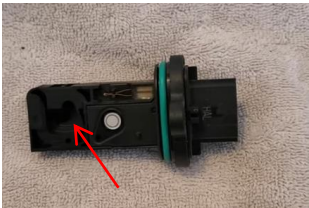

палива, погані швидкісні характеристики – це ознака неякісної роботи датчика кількості повітря. Як правило, для відновлення роботи впускної системи бензинового двигуна, вищезазначений датчик піддається заміні. А це – відповідно, суттєва витрата коштів, яка лягає на загальну вартість ТО автомобіля. Для вирішення даної проблеми, нами пропонується відновити експлуатаційний ресурс датчика, шляхом промивання його впускної магістралі.


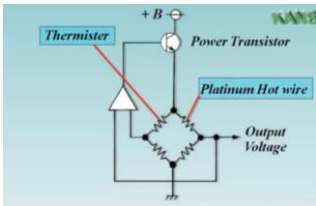
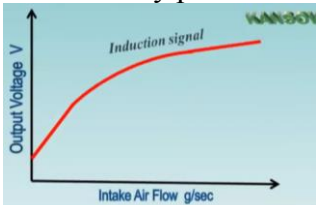
Нами представлено технологічно-операційну карту, на розбирання та промивання ДКП, табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Технологічно-операційна карта на розбирання та промивання ДКП

№ операції	Вид операцій	Складові елементи	Обладнання для проведення операцій	Час проведення операцій, хв.
1	Від'єднання «-» клеми із АКБ 	Клема «-» АКБ	Ключ на 13 мм	До 5
2	Демонтаж ДКП із впускної магістралі 	Впускний патрубок після повітряного фільтру	Ключ на 8 мм	До 10
3	Оглядовий контроль датчика 	ДКП	Візуальний огляд	До 5
Продовження таблиці 3.2				
4	Перевірка контактів на	Електричний	мультиметр	До 10



	<p>пінах давача</p> 	роз'єм		
5	<p>Розгвинчування кріпильних гвинтів</p> 	Шуруп 3*10	Відвертка	До 5
6	<p>Демонтаж робочого електронного елемента із корпусу давача</p> 	Електронний чутливий елемент	Ручним способом з використанням відвертки	До 10
7	<p>Огляд електронного елемента</p> 	Вхідний канал	лупа	До 5
8	<p>Використання спеціального мийного розчину CRC</p> 	Мийний розчин CRC	Балончик із спеціальним розчином	До 10
Продовження таблиці 3.2				
9	Миття та просушка	Вхідний	Балончик із	До 60

	<p>чутливого елемента</p> 	простір з чутливими електронними елементами	направляючою трубкою	
10	<p>Перевірка технічного стану електропровідників за схемою</p> 	Ел. провідники виконавчих елементів	мультиметр	До 10
11	<p>Монтаж та перевірка давача у роботі</p> 	Робота двигуна за різних швидкісних характеристик	Бензиновий двигун	До 30
Загальна тривалість операцій				160/2,4

Вище представлена технологічно-операційна карта є важливим інформатором для працівника СТО автомобілів. Вона скеровує дії робочого персоналу, на правильний підбір необхідного інструменту, для швидкого і контрольованого демонтажу неякісно працюючого давача кількості повітря із впускної системи двигуна та у найкоротший період (шляхом промивання вхідного робочого простору) відновити роботу давача.

На наш погляд, проведені операції, дадуть змогу продовжити експлуатаційний ресурс ДКП близько 1/3 його ресурсу.

На рис. 3.2, зображена скорочена схема технологічно-операційної карти на відновлення експлуатаційного ресурсу ДКП.

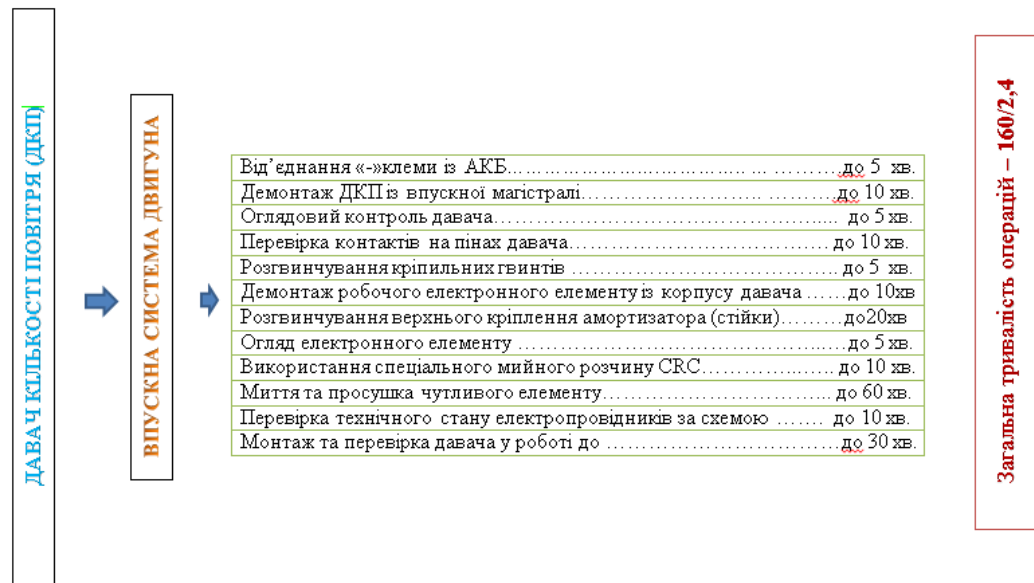


Рисунок 3.4 – Скорочена форма технологічно-операційної карти на відновлення експлуатаційного ресурсу ДКП.

Розроблена технологічно операційна карта, дозволяє оптимізувати процеси на відновлення експлуатаційного ресурсу давача.

### 3.3 Висновки

Представлено методику розрахунку на визначення параметрів впускної магістралі, за присутності акумулюючої повітряної камери (за справно і несправно ДВП).

Розроблено технологічно-операційну карту на демонтаж і відновлення роботи давача кількості повітря.

Тривалість операцій на відновлення експлуатаційного ресурсу давача складе близько 2,4 год.

## 4. РОЗДІЛ. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 4.1 Структурно-функціональний аналіз виникнення небезпечних ситуацій

Наявність електронного обладнання на автомобілі, вимагає стабільної подачі електричної енергії від бортових джерел (без будь яких перепадів напруги). Тому, під час проведення діагностики, слід суворо дотримуватися наступних запобіжних заходів [2],[16]-[19]:

- не допускати відключення акумулятора від бортової електромережі автомобіля за працюючого двигуна.
- під час дозарядки (від зовнішнього джерела) акумулятора, слід вимкнути бортову електромережу.
- перед демонтажем будь-яких елементів ЕСУД, необхідно від'єднати мінусову клему акумуляторної батареї.
- не допускається підключення або відключення елементів (давачів та виконавчих пристроїв функціональних систем) ЕСУ під час увімкненого запалювання.
- перед проведенням електрозварювальних робіт, необхідно від'єднати мінусову клему акумуляторної батареї та елементи ЕСУ.
- не допускається піддавати ЕБУ, впливу температури вище 80 °С.
- для виключення корозії з'єднувальних електричних пинів (під час очистки), забороняється спрямовувати струмінь пари на елементи ЕСУД.
- щоб уникнути пошкодження справних вузлів, не допускається застосування контрольно-вимірювального обладнання, не зазначеного в діагностичних картах.
- вимірювання напруги, слід виконувати вольтметром з номінальним внутрішнім опором 10 МОм.
- для запобігання пошкодження електронного обладнання електростатичним зарядом, забороняється торкатися контактних пинів (з'єднувачів або

елементів) друкованої плати ЕБУ.

Відповідно, з впровадженням стандартів OBD-II та EOBD, процес діагностики ЕБУ автомобіля уніфікується. На вимогу цих стандартів, одне діагностичне обладнання можна використовувати для тестування автомобілів різних марок. Основною відмінністю стандарту EOBD від OBD-II, є закріплення в наборі його протоколів обміну даними протоколу CAN, впровадженого фірмою BOSCH.

Небезпечні умови відіграють пріоритетну роль у формуванні й виникненні виробничих небезпек - певного стану, за якого виникає реальна загроза аварії або травми.

Аналіз небезпечних умов, які існують чи виникають безпосередньо на виробництві показав, що за характером дії їх можна поділити на групи, які:

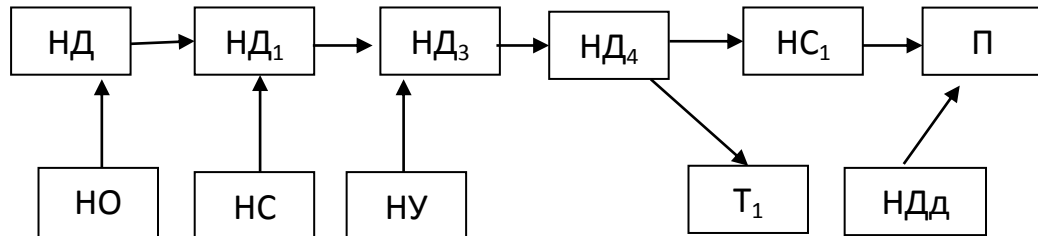
- характеризують стан або рівень небезпеки виробничого обладнання або певного робочого місця (відсутність огороження рухомих деталей або робочих органів, відсутність або недосконалість спеціальних технічних засобів безпеки: блокувальних пристроїв, засобів сигналізації тощо), конструктивні недоліки окремого вузла чи машини та інші;

- спонукають працівника допускати помилки у процесі праці (конструктивна недосконалість технологічного процесу роботи машин або самої машини чи певного обладнання), низька кваліфікація працівника та рівень знань з охорони праці, відсутність відповідного контролю за дотриманням правил з охорони праці;

- безпосередньо призводять до травмонебезпечної ситуації (наявність плям масла на підлозі, неправильно організоване робоче місце, не обґрунтовані режими роботи обладнання та ін.);

- призводять до небезпечних дій (низький рівень професійної підготовки й організації навчання з охорони праці, відсутність або неефективність контролю з охорони праці та ін.).

Нами розроблена схема травмонебезпечних ситуацій, під час проведення операцій на відновлення експлуатаційного ресурсу давача кількості повітря, рис, 4.1.



НД – розгвинчування корпусних хомутів давача; НО – можливе зіскакування відвертки із посадкового місця з головки гвинта; НД<sub>1</sub> – демонтаж давача із впускної магістралі; НС – можливе травмування кінцівок; НД<sub>3</sub> – розеднання робочого електронного елемента із корпусу давача; НУ – необхідно корпус закріпити у лещата із м’якими вставками; НД<sub>4</sub> – промивка леткою аерозольною речовиною чутливого каналу; Т<sub>2</sub> – отравлення дихальних шляхів; НС<sub>1</sub> – під час запуску двигуна, можливий пробій струмом (вологі руки); П – отравлення чадним газом зі сторони випускного колектора; НДд – необхідна допомога іншої особи

Рисунок 4.1 - Блок-схема небезпечних ситуацій під час демонтажу і промивки ДВП

## 4.2 Пожежна безпека

Захист будівель і інших споруд від прямих попадань блискавки, використовують блискавковідводи, що являють собою добре заземленими провідниками, розміщуються вище будівель чи споруд, які потребують захисту.

Вони монтуються на відстані не менше як на 15 см і не більше 2 м вище підтримуючого стояка. Заземлення виконують із кутової сталі на відстані 1 м від фундаменту будівлі. Опір розтікання заземлення не повинен перевищувати 10 Ом.

Для розрахунку блискавковідводу станції ТО, необхідно знати розміри будівлі (вона становить 50x20x8 м).

У подальшому, розрахунок проводять за наступною методикою. Приймається довільна висота блискавковідводу  $h$ , м (приблизно  $2h_x$ ) і визначаються контури захисних зон, що утворюються. Якщо у випадку споруда знаходиться в її межах, розрахунки припиняються або висота блискавковідводу і зводиться до оптимальних розмірів, що є економічно вигідно.

Радіус захисту  $r_x$  подвійного блискавковідводу одинарного стержневого захисту висотою менше 30м (рис. 5.1) визначиться за відношенням [2]:

$$r_x = 1,6 \cdot h \cdot \frac{h - h_x}{h + h_x} \quad (4.1)$$

де  $h$  – висота блискавковідводу, м;

$h_x$  – висота будівлі, м.

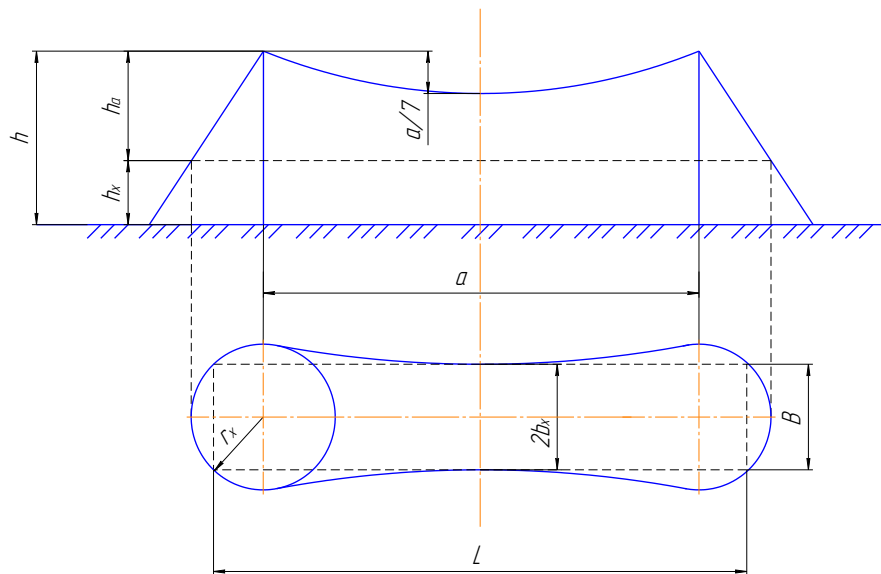


Рисунок 4.1 - Схема блискавкового захисту станції від пожежі.

Приймаємо висоту блискавковідводу  $h = 20$  м.

Тоді ,

$$r_x = 1,6 \cdot 20 \cdot \frac{20-8}{20+8} = 13,7 \text{ м}$$

Захисна дія блискавкозахисту характеризується коефіцієнтом захисту  $k_x$ :

$$k_x = \frac{1,6}{1 + \frac{h_x}{h}}. \quad (4.2)$$

Тоді,

$$k_x = \frac{1,6}{1 + \frac{8}{20}} = 1,14$$

Граничний коефіцієнт  $k_x$  за висоти блискавковідводу менше 30м становить 1,14.

Ширина внутрішньої захисної зони  $2b_x$  на висоті  $h_x$  визначиться за формулою:

$$2b_x = \frac{7h_a - a}{14h_a - a} \cdot 4r_x \quad (4.3)$$

де  $h_a$  – активна висота блискавковідводу, м;

$a$  – віддаль між блискавковідводами, м.

$$h_a = h - h_x, \quad (4.4)$$

тоді,

$$20 - 8 = 12 \text{ м}$$

Для прямокутних будівель

$$a = L - B. \quad (4.5)$$

Відповідно,

$$a = 50 - 20 = 30 \text{ м}$$

Тоді, розрахункова ширина внутрішньої захисної зони буде рівна:

$$2b_x = \frac{7 \cdot 12 - 30}{14 \cdot 12 - 30} \cdot 4 \cdot 13,7 = 27,43 \text{ м}$$

Отже, навівши контури захисної зони для будівлі СТО, отримали позитивну захисну зону від ударів блискавки.



### 4.3 Обґрунтування організаційно-технічних рекомендацій з охорони праці

Вплив автомобільного транспорту в забрудненні навколишнього середовища і негативному впливі на населення (очевидно) ще більш істотний, ніж прийнято вважати, саме [19]:

1. Основна кількість автомобільного транспорту зосереджена в місцях з високою щільністю населення - містах, промислових центрах;

2. Шкідливі викиди від автомобілів виробляються в самих нижніх, приземних шарах атмосфери, там, де протікає основна життєдіяльність людини і де умови для їхнього розсіювання є найгіршими;

3. Відпрацьовані гази двигунів автомобілів містять висококонцентровані токсичні компоненти, що є основними забруднювачами атмосфери. Час, протягом якого шкідливі речовини природним способом зберігаються в атмосфері, оцінюється від десяти діб до півроку. Слід зазначити, що у відпрацьованих газах автомобільних двигунів міститься більш 200 токсичних хімічних сполук, велика частина яких представляє різні вуглеводні. Крім прямого негативного впливу на людину, викиди від автотранспорту наносять і непрямої шкоди. Так, підвищення концентрації кінцевого продукту горіння автотранспортного палива - діоксид вуглецю, призводить до глобального підвищення температури земної атмосфери (так званий парниковий ефект). На думку багатьох експертів, наслідком цього, є такі природні катаклізми, як масштабні пожежі в Південно-Східній Азії, Америці, Сибіру, повені в Європі й Азії.

З'єднання сірки та оксиди азоту, що викидаються в атмосферу з відпрацьованими газами двигунів, піддаються хімічним перетворенням, формуючи різні кислоти і солі. Такі речовини повертаються на землю у вигляді "кислотних" дощів. Дослідниками доведено, що кислотні опади наносять значну шкоду водним екосистемам, ведуть до знищення фауни, викликають підвищену корозію металів і руйнування будівельних

конструкцій. Крім того, оксиди азоту сприяють фарбуванню повітря в коричневий колір, а в сполученні з різними аерозолями викликають грязьовий туман (смог), погіршуючи видимість.

Основними проблемами, зв'язаними з якістю автотоплив, є :

- низьке октанове число в більшій частині реалізованих бензинів;
- незначні обсяги виробництва зимових сортів дизельного палива.

І тому, такий стан речей не дає гарантій ефективного використання нафтопродуктів, призводить до необхідності підвищеного споживання автотоплив і знижує ресурс двигунів автомобілів. До того ж в Україні реалізується значна частина так званих етилованих (тобто утримуючих свинець, бензину). Формулювання " значна частина" викликано тим, що після приватизаційних процесів, що пройшли в нафторосподільному секторі, значно зменшився контроль за кількістю і якістю нафтопродуктів, що поставляються на ринок.

#### **4.4 Висновки**

Описано заходи та змодельовано небезпечні ситуації, що зможуть передбачити виникнення небезпечних обставин під час проведення діагностичних і технічних робіт впускної системи двигуна з електронним управлінням.

Проведено аналіз організаційно-технічних рекомендацій, стосовно охорони праці, що впливають на систему заходів, оцінки стану під час діагностичних і профілактично-відновлювальних робіт системи живлення бензинового двигуна з точковою подачею палива.

## 5. РОЗДІЛ. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 5.1 Розрахунок експлуатаційних витрат

Якісна робота впускної системи сучасного двигуна, у значній мірі залежить від технічного стану давача кількості палива. Для відновлення його роботи, нами прийнято рішення, провести процес промивання робочої зони (місце розміщення чутливих елементів) спеціальною рідиною, що у свою чергу зменшить фінансові витрати на проведення ТО автомобіля.

Використання даного процесу, збільшить експлуатаційний ресурс давача та відповідно зекономляться кошти на його придбання. І тому, за методикою [20], розрахуємо експлуатаційні витрати автомобіля (за справного і несправного ДВП).

Отже, витрати на експлуатацію автомобіля, визначаються за формулою:

$$Z = Z_n + Z_{zm} + Z_{TO} + Z_{av} + Z_{ш} + Z_{zn} \quad (6.1)$$

де  $Z_n$  – витрати на пальне;

$Z_{zm}$  – витрати на змащувальні матеріали,  $Z_{zm} = 1,8$  грн./км;

$Z_{TO}$  – витрати на технічне обслуговування;

$Z_{av}$  – витрати на амортизаційні відрахування;

$Z_{ш}$  – витрати на шини,  $Z_{ш} = 0,14$  грн./км;

$Z_{zn}$  – витрати на заробітну плату водія,  $Z_{zn} = 9,80$  грн/км.

Фінансові витрати на придбання палива (з несправним і відновленим ДКП), визначаємо за відомою формулою:

$$Z_n^{\delta} = \frac{C_n^{\delta} \cdot g}{100} \quad 6.2$$

де,  $C_n^{\delta}$  – вартість палива,  $C_n^{\delta} = 43,00$  грн./л;

$g$  – витрата палива (з несправним давачем),  $g = 10,0$  л/100 км.

Тоді:

$$Z_n^{\delta} = \frac{43,00 \cdot 10,0}{100} = 4,30 \text{ грн./км}$$

Тоді, за використання відновленої системи:

$$Z_n^e = \frac{c_n^e \cdot g_n}{100}, \quad 6.3$$

де,  $g_{п.п}$  – витрата палива з новими амортизаторами,  $g_{п.п} = 7,00$  л/100 км.

Отже:

$$Z_n^e = \frac{43,00 \cdot 7,0}{100} = 3,01 \text{ грн./км}$$

Розрахунки показують, що витрати на придбання палива для автомобіля з відновленою системою є нижчими, відносно несправної.

Тоді, витрати на ТО автомобіля:

$$Z_{то} = N_{тр} \cdot l_{тр} \cdot 10^{-3} \text{ грн./км} \quad 6.4$$

де,  $N_{тр}$  – витрати на автомобіль з відновленою системою і несправною,  $N_{тр} = 79,2$  грн./1000 км.

$$Z_{то} = 79,2 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,0792 \text{ грн./км}$$

Витрати на амортизаційні відрахування:

$$Z_{аморт.} = \frac{Ц \cdot l_p \cdot A_e}{10^5} + \frac{Ц \cdot l_p \cdot A_{кап.р}}{10^5}, \text{ грн} \quad 6.5$$

де,  $Ц$  – балансова вартість автомобіля,  $Ц = 120000,00$  грн.;

$A_e$  – нормативні амортизаційні відрахування,  $A_e = 0,22$  (0,24);

$l_p$  – річний пробіг, приймаємо  $l_p = 13000$  км;

$A_{кап.р}$  – нормативні відрахування на капітальний ремонт,  $A_{кап.р} = 0,14$

$$Z_{аморт.} = \frac{120000 \cdot 13000 \cdot 0,22}{10^5} + \frac{120000 \cdot 13000 \cdot 0,14}{10^5} = 3432,00 + 2184,00 = 5616,00 \text{ грн.}$$

Згідно виразу (6.1), отримаємо:

- з несправною

$$Z = 4,30 + 1,8 + 0,0792 + 0,24 + 0,14 + 9,80 = 16,36 \text{ грн./км};$$

- з відновленою

$$Z = 3,01 + 1,8 + 0,0792 + 0,22 + 0,14 + 9,80 = 15,05 \text{ грн./км.}$$

А за річний пробіг, витрати будуть мати вигляд ( $\delta = 0,1$  - коеф., що враховує експлуатацію із неякісно працюючою системою, тобто пробіг рівний близько 1500 км/рік):

- з відновленою

$$Z_D = 15,05 \cdot 1500 = 22575,00 \text{ грн./рік};$$

- з несправною

$$Z_D = 16,36 \cdot 1500 = 24540,00 \text{ грн./рік}.$$

Отже, річний економічний ефект (від відновленого давача) для 5 – ти автомобілів буде становити:

$$E = (24540,00 - 22575,00) \cdot 5 = 9825,00 \text{ грн./рік}$$

## 5.2 Висновки

Кількість палива, що витрачається двигуном за несправного ДВП збільшилась близько на 1.2 л/км, відносно справного.

Річний економічний ефект від використання відновленого давача кількості палива впускної системи для п'яти автомобілів, складе близько 9825,00 грн./рік.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Аналіз методів покращення роботи впускної системи двигуна в основному зосереджений на повній заміні електронних елементів, базуючись на точності вихідних електричних сигналів у сторону ЕБК. А це відповідно значні фінансові витрати, особливо на придбання ДВП.

Для недопущення вище зазначених витрат, слід вчасно проводити діагностику і ТО автомобіля.

Незважаючи на нестійку роботу ДВП, все ж таки є можливість відновити його експлуатаційний ресурс, шляхом промивання леткими аерозольними речовинами, базуючись на часткове засмічування виконавчих елементів давача.

Відновлення ДВП, шляхом використання аерозольної промивки, зумовить стабілізувати якісну характеристику вихідних сигналів в межах від 0,99 В до 1,04 В.

Проведено порівняльний тепловий розрахунок бензинового двигуна, та отримано індикаторні діаграми (за використання частково несправного і відновленого ДКП).

Тиск газів у циліндрі двигуна з неякісно робочим ДВП знизився на 2,2 Бари, відносно двигуна з відновленою керованою впускною системою.

Представлено методику розрахунку на визначення параметрів впускної магістралі, за присутності акумулюючої повітряної камери (за справного і несправного ДВП).

Розроблено технологічно-операційну карту на демонтаж і відновлення роботи давача кількості повітря.

Тривалість операцій на відновлення експлуатаційного ресурсу давача складе близько 2,4 год.

Описано заходи та змодельовано небезпечні ситуації, що зможуть передбачити виникнення небезпечних обставин під час проведення

діагностичних і технічних робіт впускної системи двигуна з електронним управлінням.

Проведено аналіз організаційно-технічних рекомендацій, стосовно охорони праці, що впливають на систему заходів, оцінки стану під час діагностичних і профілактично-відновлювальних робіт системи живлення бензинового двигуна з точковою подачею палива.

Кількість палива, що витрачається двигуном за несправного ДВП збільшилась близько на 1.2 л/км, відносно справного.

Річний економічний ефект від використання відновленого давача кількості палива впускної системи для п'яти автомобілів, складе близько 9825,00 грн./рік.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гутаревич Ю. Ф. Зеркалов Д.В., Говорун А.Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. К.: Арістей, 2006. 292 с.
2. Гряник І. М., Лахман С.Д. та інші Охорона праці: Київ.: Урожай. 1994. 187 с.
3. Кисликов В., Лищук В. Будова і експлуатація автомобілів. Вид. Либідь.К.: 2018. 400 с.
4. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Київ: Знання-Прес, 2003. 511 с.
5. Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Ч.2. Електрообладнання Навчальний посібник .Вища школа, 2001. 180с.
6. Мигаль В.Д. Автомобільні двигуни внутрішнього згорання. Параметри і системи управління: Учб. посібн. Харків: Майдан, 2016. 320 с.
7. Шевчук Р.С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник). Львів:Львівський національний аграрний університет, 2016. – 236 с.
8. Бороденко Ю.М., Дзюбенко О.А., Биков О.М. Діагностика мехатронних систем автомобіля. Харків: ХНАДУ, 2015. 263 с.
9. Сажко В.А.Електричне та електронне обладнання автомобілів. К.: Каравела, 2004.-304с.
10. Яцун М. А. Електричні машини : навч. Посібник: 2-е вид., стерео. Львів : Вид-во Національного університету «Львівська політехніка», 2004. – 428 с.
11. Лутченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів. К.: Вища школа, 2007. 527 с.
12. Лутченко О.А. Технічна експлуатація і ремонт автомобілів: організація і управління. К.: Знання-Прес, 2004. 478 с.



13. Дембіцький В. М., Павлюк В. І., Придюк В. М. Технічна експлуатація автомобілів Навчальний посібник. Інформаційно-видавничий відділ Луцького національного технічного університету. 2018. 472.
14. Лутченко О.А. Технічна експлуатація і ремонт автомобілів: організація і управління. К.: Знання-Прес, 2004. 478 с.
15. Сукач О.М., Миронюк О.С., Паславський Р.І., Шевчук В.В. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційних робіт здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Львівський НУП, 2023. 44.
16. Тимочко В.О., Городецький І.М., Березовецький А.П., Мазур І.Б. та ін. Безпека життєдіяльності та охорона праці. *Навч. посібник*. Львів: Сполом. 2022. 376 с.
17. Пістун І. П., Березовецький А. П., Тимочко В. О., Городецький І. М. Охорона праці (гігієна праці та виробнича санітарія): *навч. посіб.* / за ред. І.П.Пістуна. Львів: Тріада плюс, 2017. Ч. I. 620 с.
18. Правила пожежної безпеки в Україні (ред. 22.01.2022 р.). URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15#Text> (дата звернення: 22.04.2023).
19. Правила охорони праці на автомобільному транспорті. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1299-12#Text> (дата звернення: 25.04.2023).
20. Розрахунок економічної ефективності механізму [Електронний ресурс], режим доступу: <https://www.google.com/url>.
21. Навчальне середовище «Electude» [Електронний ресурс], режим доступу: <https://lnau.electude.eu>.
22. Електронні системи управління / Електронний інформаційний ресурс мережі інтернет, режим доступу з переліком сайтів: <https://www.autoezda.com/electr/.html>.