

**СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

Факультет транспорту і будівництва

Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи бакалавра**

освітній ступінь - бакалавр
спеціальність - 274 – «Автомобільний транспорт»

на тему: «ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ ДВЗ ШЛЯХОМ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ
БЕЗПЕРЕРВНОЇ ПОДАЧІ ГАЗУ»

Виконав здобувач вищої освіти
Групи АТ-22д

..... Пархоменко М.К.
(підпис)

Керівник

..... Полупан Є.В.
(підпис)

Завідувач кафедри

..... Климаш А.О.
(підпис)

Рецензент

Мірошнікова М. В.
(прізвище та ініціали)

Київ - 2026

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
Факультет транспорту і будівництва
Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Галузь знань 27 Транспорт
Спеціальність 274 Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувача кафедри
к.т.н., доц. Климаш А.О.

“ ____ ” _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Пархоменко Максим Костянтинович

1. Тема роботи: Підвищення екологічних та техніко-економічних показників ДВЗ шляхом впровадження системи безперервної подачі газу.

Керівник роботи Полупан Є.В.

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 2026 року № _____

2. Строк подання студентом роботи _____ року.

3. Вихідні дані до роботи: діапазон робочих тисків, МПа редуктора-регулятора 0,05...0,2; діапазон робочих тисків, Мпа розподільника газу -0,08...0,01.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити).

Вступ.

Розділ 1. Стан питання. аналіз існуючих систем та обґрунтування вибору об'єкта дослідження.

Розділ 2. Розробка математичних моделей та їх дослідження.

Розділ 3. Методика експериментальних досліджень.

Висновок.

Перелік використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу наводиться у вигляді презентації для публічного захисту з обов'язковим представленням перерахованих аркушів формату А1.

Аркуш №1. Актуальність теми.

Аркуш №2. Архітектурне рішення, безперервної подачі газу.

Аркуш №3. Метематичне моделювання редуктора-регулятора.

Аркуш №4. Лекальний дозатор.

Аркуш №5. Гідродинаміка колектора.

Аркуш №6. Техніко-економічні результати.

Аркуш №7. Комплексний синтез результатів.

Аркуш №8. Загальні висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проектування	Строк виконання етапів	Примітка
1	Вступ		
2	Розділ 1. Стан питання. аналіз існуючих систем та обґрунтування вибору об'єкта дослідження.		
3	Розділ 2. Розробка математичних моделей та їх дослідження.		
4	Розділ 3. Методика експериментальних досліджень.		
5	Висновок.		
6	Перелік використаних джерел.		
7	Розробка графічної частини проекту.		
8	Оформлення проекту		
9	Попередній захист		
10	Рецензування		
11	Захист в ДЕК		

Студент

(підпис)

Пархоменко М.К.

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Полупан Є.В.

[illegible]

РЕФЕРАТ

Обсяг роботи: пояснювальна записка викладена на 64 сторінці друкованого тексту, містить 31 рисунок, 6 таблиць та список використаних джерел, який налічує 18 найменувань.

У роботі вирішується актуальне науково-практичне завдання щодо підвищення техніко-економічних та екологічних показників автомобільних двигунів шляхом переведення їх на альтернативне газове паливо.

Перший розділ присвячено ґрунтовному аналізу існуючих систем паливоподачі газових двигунів та обґрунтуванню вибору об'єкта дослідження. Доведено, що традиційні ежекційні системи не здатні забезпечити необхідну точність сумішоутворення, а сучасні дискретні системи впорскування (4-го покоління) є занадто складними та чутливими до наявності домішок у вітчизняному газовому паливі.

Другий розділ зосереджений на розробці математичних моделей течії газу та динаміки роботи виконавчих елементів системи живлення. Визначено лінеаризовану передавальну функцію двомембранного редуктора-регулятора, за допомогою якої встановлено оптимальне співвідношення площ робочих мембран для стабілізації диференціального тиску, а також виведено умову надійної герметичності запірного вузла.

Третій розділ містить методику та результати експериментальних досліджень розробленої газобалонної апаратури на моторному стенді з повнорозмірним двигуном ЗМЗ-4062.

Ключові слова: ДВЗ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ, АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО, СИСТЕМА БЕЗПЕРЕРВНОЇ ПОДАЧІ ГАЗУ, ЕЛЕКТРОННЕ УПРАВЛІННЯ, МЕТОД SPEED-DENSITY, РЕДУКТОР-РЕГУЛЯТОР, ЕЛЕКТРОННИЙ ДОЗАТОР, ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ, СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ.

					КРБ.274.18.14.000		
Змн.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата	Реферат		
Розроб.	Пархоменко						
Перевір.	Полцпан						
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.	Климаш						
					Літ.	Арк.	Архів
							64
					СНУ. ім. В. Даля каф. ЗАТ та ПТМ		

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	3
ЗМІСТ.....	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1. Аналіз існуючих систем паливоподачі газових двигунів та актуальність проблематики	8
1.1.1. Системи газоподачі з ежекційним змішувачем.....	11
1.1.2. Системи подачі газу під надлишковим тиском (дискретні системи)	14
1.1.3. Системи безперервної подачі газу.....	22
1.2. Обґрунтування вибору об'єкта дослідження.....	23
1.2.1. Оцінка потенційних можливостей традиційних принципів дозування та схема об'єкта дослідження	23
1.2.2. Мета та завдання дослідження	26
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1	27
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТА ЇХ ДОСЛІДЖЕННЯ	28
2.1. Системи газоподачі з роздільним управлінням за частотою обертання та навантаженням.....	28
2.2. Математична модель течії газу в елементах системи живлення.....	31
2.2.1. Особливості течії газу в редукторі-регуляторі.....	31
2.2.2. Визначення передавальної функції редуктора-регулятора	33
2.2.3. Математична модель герметичності редуруючої системи.....	37
2.3. Алгоритми узгодження подачі газу з витратою повітря	39
2.4. Математична модель прохідного перерізу електронного дозатора газу	41
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2	45
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	47
3.1. Загальні методи та етапи експериментального дослідження.....	47

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

3.2. Дослідження сумішоутворюючої частини та розподілу газу.....	49
3.3. Обладнання моторного стенда та опис експериментальної установки	52
3.4. Методика вимірювання витрати газу та тарування приладів.....	54
3.5. Методика проведення безмоторних випробувань редуктора-регулятора	56
3.6. Проведення моторних випробувань та зняття характеристик двигуна	58
3.7. Оцінка екологічних показників та токсичності відпрацьованих газів.....	60
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3	62
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	63
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	65

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми. Автомобільний транспорт посідає провідне місце у сучасному процесі економічного розвитку, проте водночас є одним із найбільших споживачів нафтових енергетичних ресурсів та головним джерелом забруднення навколишнього середовища, особливо у великих містах України. Загострення світової енергетичної кризи та постійне зростання цін на класичне рідке паливо (бензин та дизель) викликають підвищений інтерес до альтернативних видів пального. Найбільш раціональним, економічно вигідним та екологічно безпечним замінником нафтових палив на сьогодні є використання компримованого природного газу (КПГ) та скрапленого нафтового газу (СНГ).

Попри незаперечні переваги газових палив, їх використання супроводжується низкою технічних проблем. Традиційна газова апаратура (ежекційного типу), яка масово застосовується на вітчизняному ринку, не здатна забезпечити точне дозування паливоповітряної суміші на перехідних режимах, що призводить до втрати потужності та невідповідності сучасним екологічним стандартам. З іншого боку, сучасні системи дискретного впорскування газу (4-го покоління) відрізняються високою вартістю, складністю конструкції та підвищеною чутливістю до якості газу (наявності смолистих відкладень), що є критичним фактором для умов експлуатації в Україні.

Отже, розробка компромісних, надійних та доступних електронно-керованих систем безперервної подачі газу, які базуються на мікропроцесорному управлінні та адаптовані до вітчизняних умов, є актуальним науково-практичним завданням у галузі автомобільного транспорту.

Мета дослідження полягає у підвищенні техніко-економічних та екологічних показників автомобільного двигуна з іскровим запалюванням шляхом розробки та теоретичного обґрунтування параметрів системи безперервної подачі газу з електронним управлінням.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі основні завдання:

1. Провести аналітичний огляд існуючих конструкцій систем живлення газових двигунів, виявити їхні переваги, недоліки та перспективи застосування.
2. Розробити математичні моделі течії газу через дозуючі елементи системи безперервної подачі (редуктор-регулятор та електронний дозатор із лекальним профілем) для оптимізації їх гідродинамічних характеристик.
3. Теоретично обґрунтувати алгоритми управління дозуванням газового палива за параметрами навантаження та швидкісного режиму ДВЗ (метод Speed-Density).
4. Розробити макетний зразок системи безперервної подачі газу та провести комплекс його експериментальних моторних випробувань із дотриманням чинних державних стандартів (зокрема ДСТУ ГОСТ 14846-96 щодо методів стендових випробувань).

Об'єкт дослідження - процес сумішоутворення та подачі газового палива у двигун внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням.

Предмет дослідження - алгоритми управління та робочі характеристики системи безперервної подачі газу під надлишковим тиском.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновані у кваліфікаційній роботі математичні моделі, розрахунки лекального профілю електронного дозатора та методики тарування газодинамічних вузлів можуть бути використані при проєктуванні та виробництві вітчизняного газобалонного обладнання. Впровадження розробленої системи дозволяє суттєво зменшити витрати на паливо, забезпечити високу надійність експлуатації автомобіля та зменшити викиди токсичних речовин (CO, CH) до рівня вимог сучасних європейських екологічних стандартів.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз існуючих систем паливopодачі газових двигунів та актуальність проблематики

У транспортному комплексі нашої держави автомобільний транспорт належить до числа найбільших споживачів низки найважливіших ресурсів. На його частку припадає близько 58% паливно-енергетичних ресурсів і, зокрема, понад 66% усього споживаного моторного палива [11]. Проблема виснаження класичних енергетичних ресурсів набула глобального міжнародного характеру [8]. Задоволення енергетичних потреб у світі та в Україні, що безперервно зростають, здійснюється насамперед шляхом споживання нафти та її похідних. Причому частка бензину і дизельного палива у структурі нафтопродуктів для транспортної галузі становить відповідно 65% і 35% [9].

З усіх енергетичних установок автомобільного транспорту України понад 85% забезпечені двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) з іскровим запалюванням [12]. Переважно це бензинові двигуни, що мають (порівняно з транспортними дизелями) меншу початкову вартість, у 1,4...1,8 раза вищу літрову потужність, низьку питому масу, але, водночас, на 15...35% нижчу паливну економічність. Робота цих установок у реальних умовах вітчизняної експлуатації протікає не завжди в оптимальних режимах і супроводжується підвищенням викидом шкідливих речовин в атмосферу [2], що часто не відповідає сучасним екологічним стандартам України та Європи.

Питання методології підвищення паливної економічності ДВЗ та зниження витрати палива в експлуатації висвітлено у фундаментальних працях багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених. Водночас пошуки альтернативних видів палива, при згорянні яких утворюються малотоксичні викиди, та способів їх ефективного використання велися за багатьма напрямками [1, 7, 16].

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

Переваги газових палив у цьому плані є незаперечними. Сприятливі фізико-хімічні властивості горючих газів дають змогу успішно розв'язати низку санітарно-гігієнічних та техніко-економічних завдань. На сьогодні газові палива перестали розглядатися як виключно тимчасові замітники бензину. Прикладом цього слугують модифікації автомобілів відомих виробників, які використовують стиснений або зріджений газ як основне паливо або зберігають двопаливність.

Робочий процес іскрового двигуна із зовнішнім сумішоутворенням, що працює на газі, протікає практично за тими ж термодинамічними циклами, що й робочий процес бензинового двигуна. Змінними величинами виступають: теплотворна здатність суміші h_u , коефіцієнт наповнення η_v , термічний к.к.д. η_t , відносний к.к.д. $\eta_g = \eta_i / \eta_t$ (індикаторний к.к.д.), а також механічний к.к.д. η_m .

У цьому випадку ефективна потужність, що розвивається чотиритактним двигуном, аналітично виражається класичною формулою:

$$N_e = k \cdot V_h \cdot n \cdot h_u \cdot \eta_t \cdot \eta_v \cdot \eta_g \cdot \eta_m \quad (1.1)$$

де k - коефіцієнт пропорційності;

V_h - робочий об'єм циліндрів, л;

n - частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ;

h_u - теплотворна здатність горючої суміші, Дж/м^3 ;

η_t - термічний коефіцієнт корисної дії;

η_v - коефіцієнт наповнення двигуна;

η_g - відносний коефіцієнт корисної дії;

η_m - механічний коефіцієнт корисної дії.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Теплотворна здатність горючої суміші h_u напряду залежить від фізико-хімічних властивостей конкретного палива та коефіцієнта надлишку повітря. Теплотворну здатність газоповітряних сумішей (Дж/м³) при зовнішньому сумішоутворенні визначають за формулою:

$$h_u = \frac{H_u - \Delta H_i}{1 + \alpha L_0} \quad (1.2)$$

де H_u - нижча питома теплотворність газу, Дж/м³;

ΔH_i - втрати тепла внаслідок неповноти згоряння паливоповітряної суміші, Дж/м³;

L_0 - теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння одиниці об'єму палива, м³/м³;

α - фактичний коефіцієнт надлишку повітря.

Значення густини парів палива ρ , об'ємного стехіометричного коефіцієнта L_0 та втрат тепла ΔH_i для основних складових стиснених і зріджених газів, а також еталонного бензину наведені в таблиці 1.1 (див. табл. 1.1) [16].

Таблиця 1.1 - Фізико-хімічні властивості основних видів моторного палива

Вид палива	Густина парів ρ , кг/м ³	Стехіометричний коефіцієнт L_0 , м ³ /м ³	Втрати тепла ΔH_i при $\alpha=0,95$, Дж/м ³	Втрати тепла ΔH_i при $\alpha=0,9$, Дж/м ³	Втрати тепла ΔH_i при $\alpha=0,85$, Дж/м ³
Бензин	4,7	58,0	-	-	-
Пропан-бутан (ПБА)	2,1	27,0	6900	13860	34650
Метан (КГ)	0,7	9,5	2415	29800	39700

Не враховуючи втрат тепла при штучному збагаченні суміші, загальна теплотворна здатність горючої суміші стехіометричного складу для зрідженого газу і, особливо, метану значно нижча, ніж для бензину. Це неминуче відображається на величині ефективної потужності, яку здатен розвинути двигун, що працює на цих

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

газах. Однак зниження потужності за рахунок меншої теплотворності суміші відносно невелике і складає близько 3% для зрідженого нафтового газу (ЗНГ) і близько 10% для компримованого природного газу (КПГ).

Коефіцієнт наповнення η_v показує ступінь досконалості процесів газообміну в циліндрі двигуна. Велике значення, у розрізі переходу на газоподібні види палива, має ступінь підігріву суміші під час її руху по впускній трубі. Зі зростанням підігріву суміші знижується густина заряду і, відповідно, масове наповнення циліндрів. У конструкціях карбюраторних двигунів, де підігрів впускної труби, абсолютно необхідний для випаровування бензину, виконувався від відпрацьованих газів або рідини системи охолодження, перехід на газ дозволяє відмовитися від цього підігріву, оскільки газ надходить у колектор вже в пароподібному стані.

З погляду експлуатаційної економічності виграш завжди залишається за газовими паливами через їхню нижчу собівартість та менше податкове навантаження. Додаткові переваги досягаються завдяки агрегатному стану газових палив. Однією з особливо важливих експлуатаційних переваг є різке зменшення зносу циліндрів, поршневих кілець і всього кривошипно-шатунного механізму (КШМ) двигуна. Пояснюється це повною відсутністю конденсації палива у впускному трубопроводі та на холодних стінках циліндрів, внаслідок чого не змивається масляна плівка, що забезпечує рідинне тертя. Це має колосальне значення при експлуатації автомобілів у зимовий період на території України, коли пускові зноси деталей двигуна є найбільш критичними.

1.1.1. Системи газоподачі з ежекційним змішувачем

Для комплексного розуміння еволюції газового обладнання в першу чергу слід розглянути традиційну ежекційну систему подачі газу. Її відмінною рисою і головною перевагою перед іншими більш сучасними системами є максимальна простота конструкції та висока надійність. Основними елементами такої системи слугують дифузор постійного перерізу (звуження), встановлений у повітряному тракті,

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

газовий жиклер постійного перерізу і редуктор-стабілізатор, головна функція якого - підтримувати постійний заданий тиск газу перед жиклером (див. рис. 1.1).

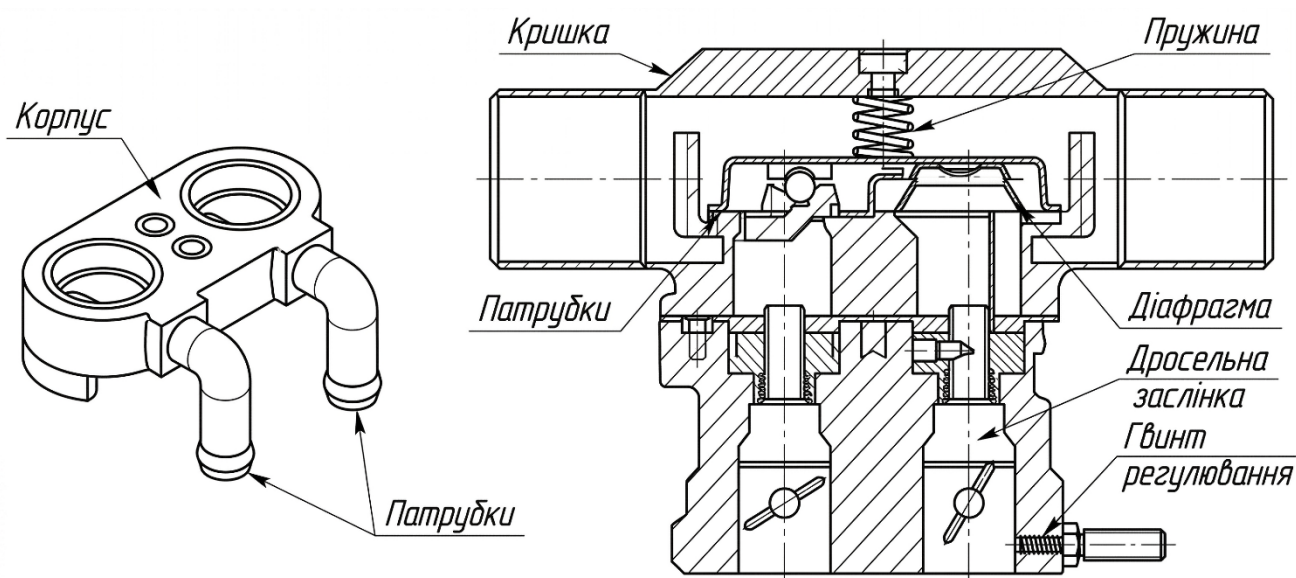


Рис. 1.1. Загальний вигляд і схема двокамерного газового змішувача.

Схема такого змішувача (див. рис. 1.1) концептуально повністю аналогічна схемі елементарного бензинового карбюратора. Функцію камери поплавця в цій системі виконує газовий редуктор, а головного паливного жиклера - спеціальний калібрований газовий жиклер. Змінною величиною, що визначає масову витрату газу, виступає розрідження (перепад тисків) у горловині змішувача, яке безпосередньо залежить від швидкості та масової витрати повітря, що всмоктується двигуном.

Однак, з розвитком автомобілебудування та жорсткістю екологічних стандартів, ежекційні системи зазнали модернізації. При встановленні швидкодіючого актюатора (крокового електродвигуна) система з ежекційним змішувачем перетворюється на електронно-керовану систему газоподачі, яку часто називають системою другого покоління. Актюатор встановлюється в газовій магістралі безпосередньо перед змішувачем замість механічного фіксованого жиклера. За командами від електронного блоку управління (ЕБУ) він динамічно керує витратою газу, плавно або ступінчасто змінюючи площу дозуючого перерізу (див. рис. 1.2).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

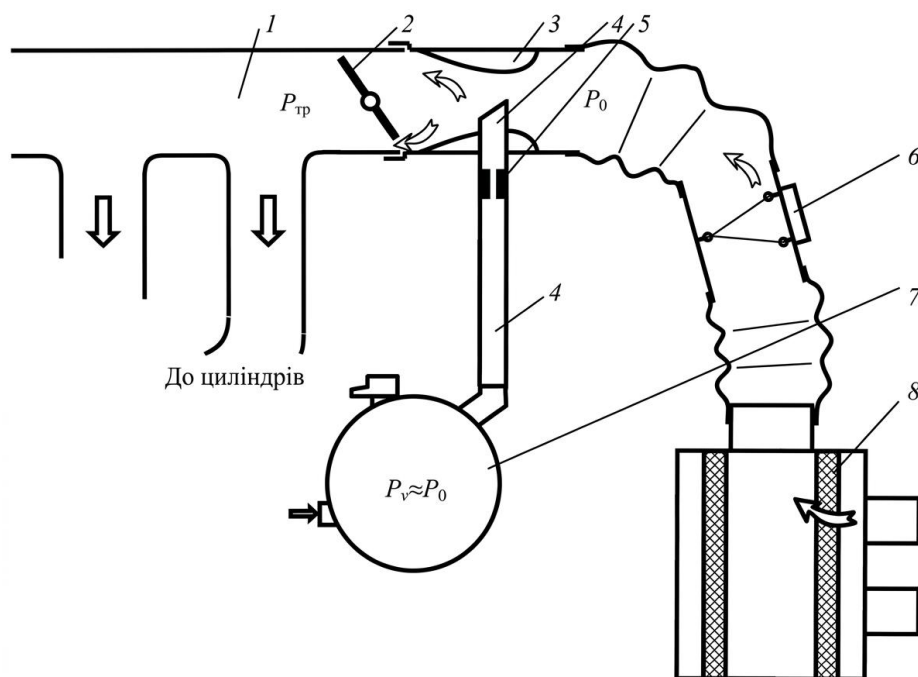


Рис. 1.2. Схема ежекційної системи газоподачі для двигуна з впорскуванням: 1- впускна труба; 2- дросель; 3- місцеве звуження (дифузор); 4- розпилювач газу; 5- газовий жиклер; 6- термоанемометр; 7- газовий редуктор; 8- повітряний фільтр.

За таким принципом (див. рис. 1.2) протягом тривалого часу розроблялися та виготовлялися системи практично всіх провідних світових фірм виробників газобалонного обладнання, таких як Lovato, Landi Renzo, Vialle. Напряга, що генерується лямбда-зондом (датчиком кисню у вихлопних газах), передається в мікропроцесорний блок управління. Якщо напруга на датчику відхиляється від еталонного вікна стехіометричного складу суміші, мікропроцесор формує коригуючий сигнал на кроковий двигун дозатора, збільшуючи або зменшуючи прохідний переріз і, відповідно, подачу газу.

Це дозволяє стверджувати, що, попри граничну конструктивну простоту, дешевизну виробництва і високі показники центральних змішувачів щодо якості гомогенізації (змішування) газу з повітрям, використання систем газоподачі з центральним змішувачем на сучасних двигунах із розподіленим синхронним упорскуванням бензину є недостатнім для забезпечення сучасних норм токсичності (на рівні

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

ДСТУ UN/ECE R 83-05). Саме це стало каталізатором для розробки більш досконалих дискретних та безперервних систем, що подають газ під надлишковим тиском.

1.1.2. Системи подачі газу під надлишковим тиском (дискретні системи)

Розвиток конструкцій автомобільних двигунів в Україні та світі, а також постійне посилення екологічних вимог (перехід до норм Євро-3, Євро-4 і Євро-5, що регламентуються відповідними ДСТУ та міжнародними стандартами) призвели до необхідності створення принципово нових систем газоподачі [13, 3]. Традиційні ежекційні системи, незважаючи на свою надійність та простоту, мали суттєві недоліки - високу інерційність дозування палива і високий ризик виникнення зворотних спалахів (хлопків) у впускному колекторі. Цей недолік ставав критичним для сучасних двигунів із пластиковими впускними колекторами, чутливими датчиками масової витрати повітря та складними алгоритмами фазованого впорскування.

Вирішенням зазначеної проблеми стала розробка систем газоподачі під надлишковим тиском, які за аналогією з бензиновими системами можна класифікувати на системи центрального (моновпорскування) та розподіленого (фазованого) впорскування. В умовах сучасного ринку газобалонного обладнання України найбільшого поширення набули саме дискретні системи розподіленого впорскування газу, які в комерційній класифікації прийнято називати газовим обладнанням четвертого покоління.

Принципова відмінність дискретних систем полягає в тому, що газ подається у впускний тракт кожного циліндра окремо, безпосередньо перед впускним клапаном, за допомогою електромагнітних форсунок (інжекторів). Дозування газу здійснюється дискретно, шляхом зміни тривалості відкритого стану форсунки (широотно-імпульсна модуляція). Загальна принципова схема такої системи представлена на рисунку (див. рис. 1.3).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

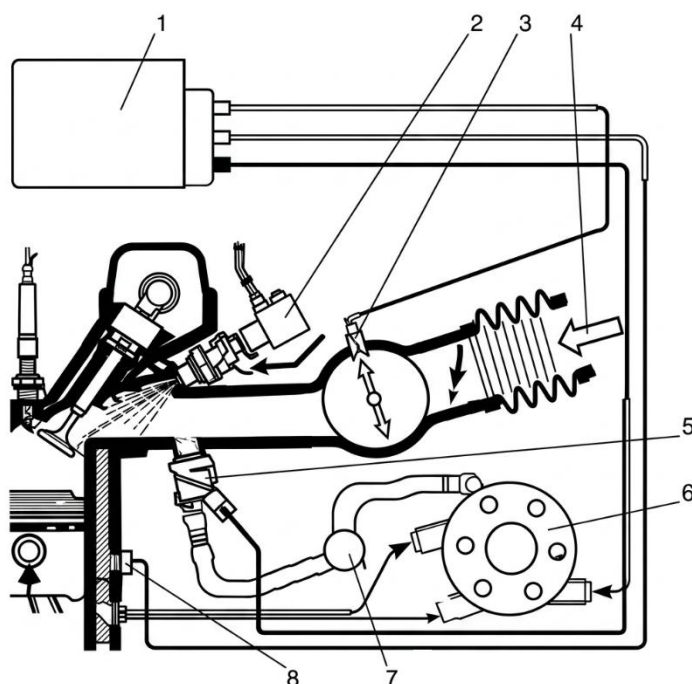


Рис. 1.3. Система газоподачі з електромагнітними форсунками: 1 - електронний блок управління; 2 - штатні бензинові форсунки; 3 - датчик тиску; 4 - вхід повітря; 5 - газові форсунки; 6 - газовий редуктор; 7 - розподільник; 8 - датчик температури.

У цій системі електронний блок управління (ЕБУ) газовим обладнанням (позиція 1, див. рис. 1.3) працює за алгоритмом перехоплення сигналів, що реалізує концепцію "Master-Slave" (Ведучий-Ведений) по відношенню до штатного бензинового контролера. Газовий ЕБУ зчитує час відкриття бензинових форсунок (імпульс t_b), який розраховується штатним контролером на основі масиву даних від усіх датчиків двигуна (витратомір повітря, лямбда-зонд, датчик детонації тощо). Потім газовий контролер блокує подачу імпульсу на штатні бензинові форсунки (позиція 2) і за допомогою математичних алгоритмів перераховує цей час у тривалість імпульсу для газових форсунок (позиція 5).

Математична залежність тривалості відкритого стану газової форсунки t_g від базового часу впорскування бензину t_b в загальному вигляді описується наступним рівнянням:

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

$$t_g = (t_b + t_{corr}) \cdot K_c \cdot f(P_g, \Delta P) \cdot f(T_g) + t_{dead} \quad (1.3)$$

де t_g - час впорскування газу, мс;

t_b - час впорскування бензину, зчитаний із штатного ЕБУ, мс;

t_{corr} - поправка на поточний режим роботи двигуна (перехідні режими, збагачення), мс;

K_c - стехіометричний коефіцієнт перерахунку (коефіцієнт складу палива), який враховує різницю у фізико-хімічних властивостях газу та бензину;

$f(P_g, \Delta P)$ - функція корекції за абсолютним тиском газу P_g та диференціальним перепадом тиску ΔP на форсунці;

$f(T_g)$ - функція корекції за температурою газу (враховує зміну густини газу при зміні температури);

t_{dead} - "мертвий час" (час запізнювання спрацьовування механічної частини форсунки на відкриття та закриття), мс.

Масова витрата газу G_g через електромагнітну форсунку, своєю чергою, залежить від газодинамічних процесів у сопловому апараті форсунки і в загальному вигляді для підкритичного витікання може бути описана рівнянням:

$$G_g = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_g \cdot \Delta P} \cdot \frac{t_g - t_{dead}}{T_{сус}} \quad (1.4)$$

де μ - коефіцієнт витрати газової форсунки (визначається експериментально під час продувки на стенді);

f - ефективна площа прохідного перерізу відкритої форсунки (жиклера), м²;

ρ_g - густина газу в рампі за поточних значень тиску і температури, кг/м³;

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

ΔP - перепад тиску на форсунці (різниця між тиском у газовій рампі та тиском у впускному колекторі), Па;

$T_{\text{сус}}$ - тривалість одного робочого циклу двигуна, мс.

Завдяки розміщенню газових форсунок безпосередньо біля впускних клапанів усувається запізнення реакції системи на зміну положення дросельної заслінки, оскільки газовий колектор відсутній, а газ впорскується майже миттєво. Це робить динамічні та тягові характеристики автомобіля під час роботи на газі практично ідентичними до бензинових [18, 17], а у випадках використання газу з високим октановим числом (наприклад, метану) дозволяє навіть оптимізувати кут випередження запалювання.

На ринку України представлено значну кількість модифікацій подібних систем від різних світових виробників. Для більш детального аналізу розглянемо архітектуру системи італійської фірми ROMANO (див. рис. 1.4).

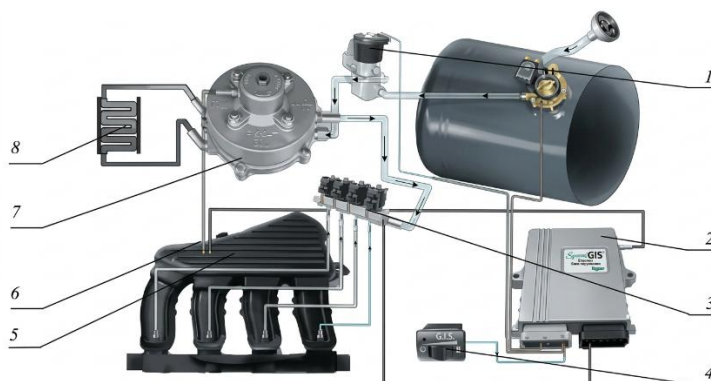


Рис. 1.4. Система газоподачі з електромагнітними форсунками фірми ROMANO: 1 - газовий клапан; 2 - блок управління; 3 - рампа з газовими форсунками; 4 - перемикач виду палива; 5 - впускна труба з ресивером; 6 - відбір розрідження для редуктора; 7 - газовий редуктор; 8 - система охолодження двигуна.

Особливістю конструкції системи ROMANO (див. рис. 1.4) є використання надійних високошвидкісних плунжерних форсунок, об'єднаних у єдину рампу (позиція 3), та двоступеневого редуктора (позиція 7) з високоефективною системою теплообміну. Редуктор паралельно підключений до системи охолодження двигуна

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

(позиція 8). Це є критично важливою вимогою, оскільки при термодинамічному процесі редукування (зниженні тиску) зрідженого нафтового газу від тиску в балоні (що може досягати 1,6 МПа влітку) до робочого тиску в рампі (близько 0,1...0,15 МПа надлишкового) відбувається фазовий перехід (випаровування), який супроводжується інтенсивним поглинанням тепла (ендотермічна реакція). Без належного підігріву рідким теплоносієм корпус редуктора миттєво обмерзне, що призведе до втрати еластичності мембран, припинення випаровування газу та повної зупинки двигуна.

З метою оптимізації витрат на виробництво та пошуку компромісних рішень між ціною та якістю, деякі компанії створювали гібридні (комбіновані) системи. Характерним представником цього напрямку є система Lovato Logic (див. рис. 1.5). Це еволюційний розвиток систем третього покоління, у якому газ так само подається під надлишковим тиском, проте дозування відбувається не індивідуальними високошвидкісними форсунками для кожного циліндра, а єдиним центральним дозатором-розподільником.

Принцип роботи системи Lovato Logic (див. рис. 1.5) базується на тому, що мікропроцесорний блок керування (позиція 9) збирає та аналізує інформацію з ключових датчиків: лямбда-зонда (1), який оцінює якість згоряння; датчика положення дросельної заслінки (12), що визначає намір водія щодо прискорення; датчика абсолютного тиску (13) та датчика оборотів (14). На основі цього масиву даних мікропроцесор формує керуючий сигнал на кроковий електродвигун, вбудований у дозатор-розподільник (10). Кроковий двигун переміщує конусний шток, змінюючи ефективну площу прохідного перерізу для потоку газу. Далі дозований газ через пневматичні магістралі однакової довжини надходить до розпилювачів (11), врізаних у впускний колектор поруч із клапанами. Це технічне рішення дозволило усунути проблему зворотних спалахів, але через наявність значних об'ємів газу в трубах між дозатором і розпилювачами, система залишилася досить інерційною на перехідних режимах.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

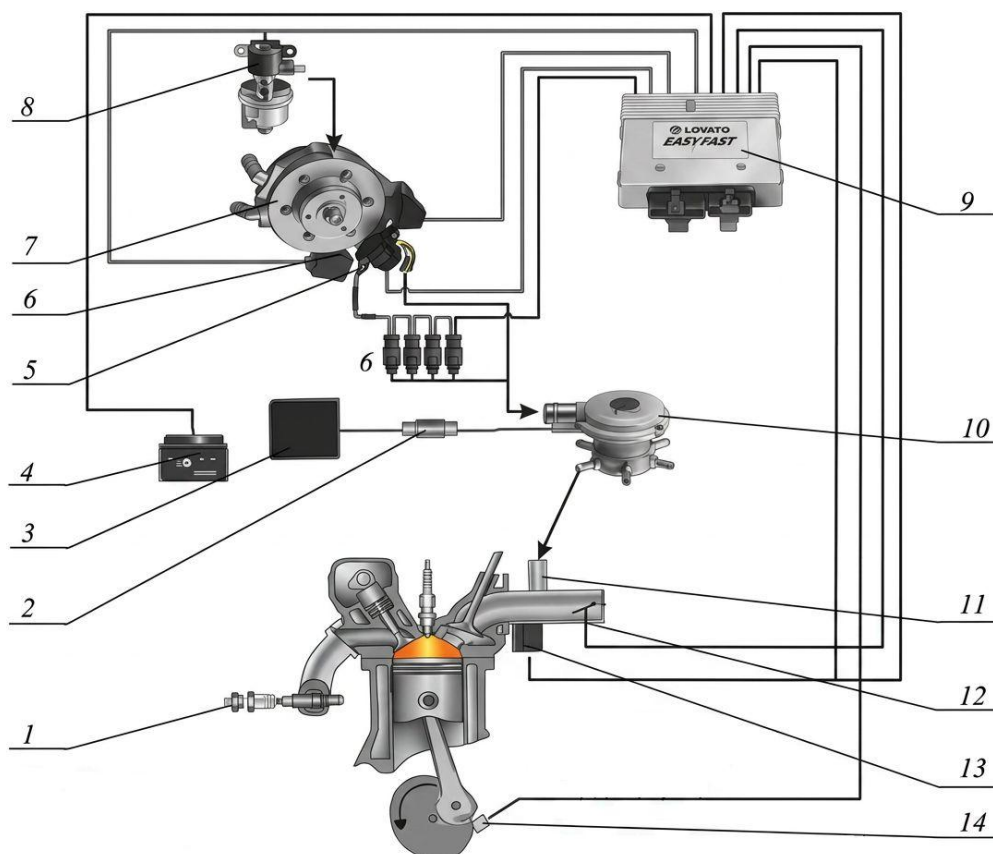


Рис. 1.5. Система газоподачі Lovato Logic: 1 - лямбда-зонд; 2 - запірний клапан; 3 - фільтр; 4 - перемикач, індикатор рівня палива; 5 - датчик температури; 6 - клапан; 7 - редуктор-випарник; 8 - магістральний клапан; 9 - мікропроцесорний блок Logic; 10 - розподільник газу; 11 - розпилювач; 12 - датчик положення дросельної заслінки; 13 - датчик тиску повітря; 14 - датчик частоти обертання колінчастого вала.

Ще одним цікавим технічним рішенням у класі систем із надлишковим тиском є розробка MEGA від компанії Mazd (див. рис. 1.6). Вона намагається поєднати в собі стабільність безперервного потоку газу і точність електронного регулювання, притаманну системам упорскування.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

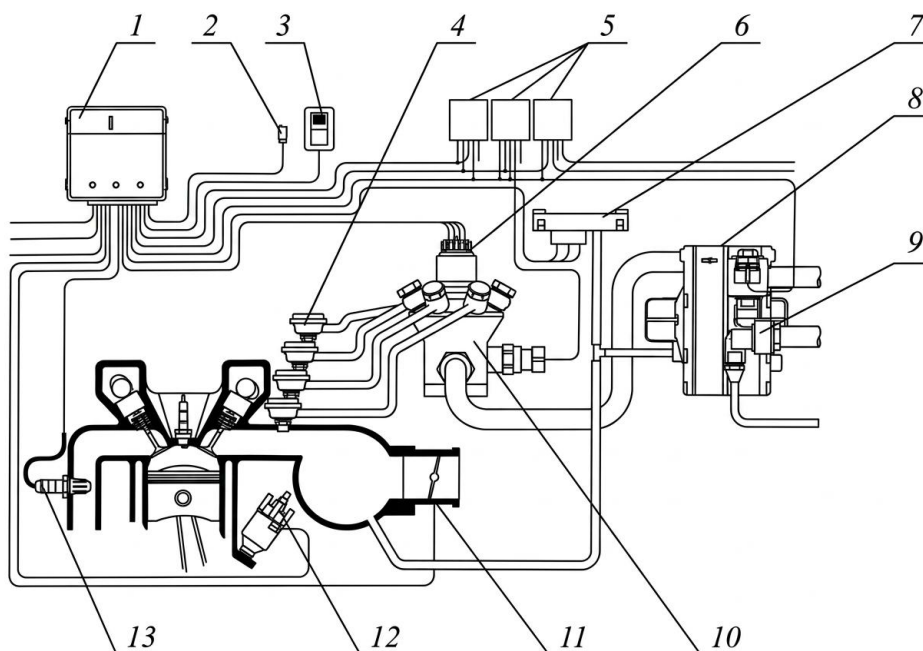


Рис. 1.6. Система газоподачі MEGA фірми Mazda: 1 - ЕБУ; 2 - діагностичний роз'єм; 3 - перемикач виду палива; 4 - розпилювачі; 5 - реле; 6 - дозатор із кроковим приводом; 7 - датчик абсолютного тиску; 8 - редуктор-регулятор; 9 - магістральний газовий клапан; 10 - дозатор-розподільник; 11 - датчик положення дроселя; 12 - датчик частоти обертання; 13 - датчик кисню.

У системі MEGA (див. рис. 1.6) застосовано двоступеневий підхід до керування витратою газу. Попереднє редукування здійснює редуктор-регулятор (8), який має додатковий зв'язок із впускним колектором і підтримує жорстко заданий диференціальний тиск незалежно від розрідження. Основне точне дозування бере на себе окремий електронно-керований блок дозатора з високоточним і швидким кроковим приводом (6). Лише після того, як газ пройде через цей дозатор, він надходить у статичний механічний розподільник (10), який має строго відкалібровані вихідні канали, звідки газ рівномірно розподіляється по циліндрах через розпилювачі (4).

Така архітектура суттєво розвантажує мікропроцесор (1), оскільки алгоритм управління зводиться до аналізу показників датчиків (11, 12, 13) та позиціонування

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

одного єдиного крокового двигуна (6). Це набагато простіше з точки зору обчислювальних потужностей, ніж паралельне чи послідовне управління серією високочастотних імпульсів для чотирьох або восьми електромагнітних форсунок, як це реалізовано в повноцінних системах 4-го покоління (наприклад, ROMANO).

Для оцінки динаміки зміни тиску в подібних системах з розподільниками часто використовують диференціальне рівняння балансу мас у газовому колекторі (ресивері) між дозатором та розпилювачами. Швидкість зміни тиску газу в цьому об'ємі визначається різницею між масою газу, що надходить, і масою, що витікає:

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{R \cdot T_g}{V_c} (G_{in} - G_{out}) \quad (1.5)$$

де P_c - поточний абсолютний тиск газу в об'ємі після дозатора, Па;

t - час, с;

R - питома газова стала для конкретного виду газу (пропан-бутану або метану), Дж/(кг·К);

T_g - абсолютна температура газу в системі, К;

V_c - сумарний "паразитний" об'єм газового тракту від дозатора до впускних клапанів двигуна, м³;

G_{in} - масова витрата газу, що дозується кроковим двигуном і надходить в об'єм V_c , кг/с;

G_{out} - сумарна масова витрата газу, що висмоктується розрідженням безпосередньо в циліндри двигуна, кг/с.

Аналіз рівняння (1.5) наочно показує, що об'єм V_c відіграє роль пневматичного демпфера (акумулятора). Чим більша довжина газових шлангів від механічного розподільника до розпилювачів у колекторі (тобто чим більше значення V_c),

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

тим меншою буде похідна dP_c/dt . Це означає, що система буде вкрай повільно реагувати на різкі зміни подачі газу G_{in} . Затримка транспортування паливної суміші є критичним недоліком усіх систем на кшталт Lovato Logic чи MEGA при різкому прискоренні транспортного засобу або в режимах примусового холостого ходу.

1.1.3. Системи безперервної подачі газу

Альтернативним напрямом розвитку газобалонного обладнання, що дозволяє уникнути багатьох недоліків як ежекційних, так і дискретних систем, є розробка електронно-керованих систем безперервної подачі газу. На відміну від систем фазованого впорскування, де електромагнітні форсунки працюють у високочастотному імпульсному режимі (що вимагає використання дорогих і складних у виготовленні прецизійних деталей із малим ресурсом), у системах безперервної подачі газ надходить у колектор постійним потоком.

У таких системах основним виконавчим механізмом є дозатор із керованим прохідним перерізом (зазвичай з використанням крокового електродвигуна високої роздільної здатності або лінійного соленоїда). Зміна витрати газу досягається виключно шляхом зміни площі прохідного перерізу дозатора та/або зміни перепаду тиску на ньому, без переривання самого потоку. Відсутність високочастотних механічних ударів запірного елемента (як це відбувається в дискретних форсунках) значно підвищує моторесурс виконавчого механізму та робить систему менш чутливою до домішок смол та конденсату, які часто зустрічаються в автомобільному газовому паливі на території України.

Дозування палива в системах безперервної подачі відбувається на основі математичних моделей повітряного заряду, закладених у пам'ять електронного блоку управління (ЕБУ), що потребує глибокого розуміння принципів організації дозування.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

1.2. Обґрунтування вибору об'єкта дослідження

1.2.1. Оцінка потенційних можливостей традиційних принципів дозування та схема об'єкта дослідження

Для забезпечення оптимального протікання робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), електронна система управління повинна гарантувати сувору відповідність масової витрати газу масовій витраті повітря на всіх експлуатаційних режимах. В сучасній теорії автоматичного управління автомобільними двигунами виділяють два фундаментальні принципи організації дозування палива: за масовою витратою повітря (Mass Air Flow - MAF) та за абсолютним тиском і частотою обертання (Speed-Density метод).

Організація дозування за витратою повітря. Цей принцип є найбільш прямим і точним з точки зору визначення маси окиснювача, що надходить у циліндри. Структурна схема організації дозування за цим принципом наведена на рисунку (див. рис. 1.7).

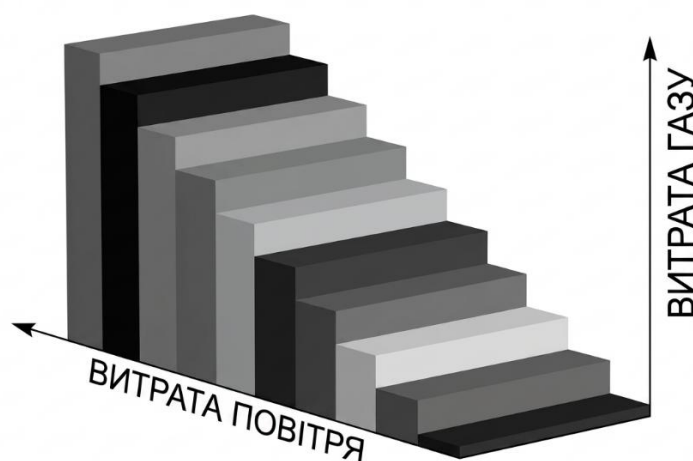


Рис. 1.7. Організація дозування по витраті повітря.

Відповідно до схеми (див. рис. 1.7), інформація про масову витрату повітря G_a безпосередньо вимірюється термоанемометричним датчиком (витратоміром) і

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

передається в ЕБУ. Знаючи необхідний коефіцієнт надлишку повітря α для даного режиму роботи, контролер обчислює необхідну масову витрату газу G_g за класичним рівнянням стехіометрії:

$$G_g = \frac{G_a}{\alpha \cdot L_0} \quad (1.6)$$

де G_g - необхідна масова витрата газу, кг/с;

G_a - фактична масова витрата повітря, виміряна датчиком, кг/с;

α - цільовий коефіцієнт надлишку повітря (для каталітичних нейтралізаторів за вимогами ДСТУ $\alpha \approx 1,0$);

L_0 - стехіометричний коефіцієнт (маса повітря, необхідна для згоряння 1 кг газу).

Головна перевага цього методу - автоматична компенсація зносу деталей газорозподільного механізму (ГРМ) двигуна, зміни атмосферного тиску та температури навколишнього середовища, оскільки датчик безпосередньо фіксує масу повітря, що пройшла крізь нього. Однак цей принцип має недоліки: датчики масової витрати повітря чутливі до забруднень і зворотних пульсацій потоку у впускному колекторі, що може призводити до значних похибок вимірювання на режимах максимальних навантажень.

Організація дозування за навантаженням і частотою обертання (метод Speed-Density).

Альтернативний і більш поширений у газових системах метод базується на непрямому обчисленні масової витрати повітря. Структурна схема цього підходу наведена на рисунку (див. рис. 1.8).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

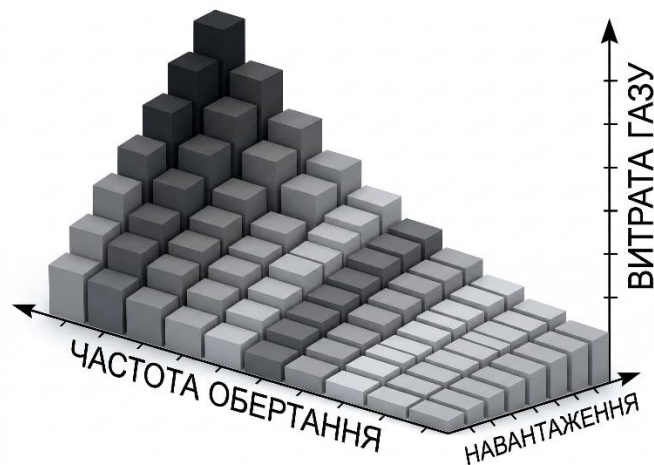


Рис. 1.8. Організація дозування по навантаженню і частоті обертання.

За цим принципом (див. рис. 1.8) масова витрата повітря не вимірюється прямим методом, а обчислюється мікропроцесором на основі рівняння стану ідеального газу Менделєєва-Клапейрона, адаптованого для процесів всмоктування ДВЗ. Масова витрата повітря G_a визначається за формулою:

$$G_a = \frac{P_m \cdot V_h \cdot n \cdot \eta_v(n, P_m)}{120 \cdot R_a \cdot T_m} \quad (1.7)$$

де P_m - абсолютний тиск у впускному колекторі, Па;

V_h - робочий об'єм двигуна, м³;

n - частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

$\eta_v(n, P_m)$ - об'ємний коефіцієнт наповнення циліндрів (є функцією від обертів та тиску, береться з базової тривимірної таблиці ЕБУ);

R_a - газова стала для повітря, Дж/(кг·К);

T_m - температура повітря у впускному колекторі, К.

Після обчислення маси повітря G_a за рівнянням (1.7), система перераховує її в необхідну кількість газу за рівнянням (1.6) і подає команду на дозатор.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Оцінюючи обидва принципи (див. рис. 1.7 та рис. 1.8), можна зробити висновок, що використання алгоритму "Speed-Density" для систем безперервної подачі газу є кращим з огляду на експлуатаційну надійність. Датчики абсолютного тиску менш вразливі до забруднень і не створюють додаткового аеродинамічного опору у впускному тракті. Саме тому об'єктом даного дослідження обрано систему безперервної електронно-керованої подачі газу з дозуванням за тиском у впускному колекторі та частотою обертання колінчастого вала.

1.2.2. Мета та завдання дослідження

З огляду на проведений аналіз стану питання, актуальності переведення автомобільного транспорту України на альтернативні види палива та виявлених недоліків існуючих ежекційних і дискретних газових систем, було сформульовано мету даної кваліфікаційної роботи.

Мета дослідження: підвищення техніко-економічних та екологічних показників автомобільного двигуна з іскровим запалюванням шляхом розробки та теоретичного обґрунтування параметрів системи безперервної подачі газу з електронним управлінням.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **науково-практичні завдання:**

1. Провести аналітичний огляд існуючих конструкцій систем живлення газових двигунів, виявити їхні переваги, недоліки та перспективні напрями модернізації в умовах вітчизняної експлуатації.
2. Розробити математичні моделі течії газу через дозуючі елементи системи безперервної подачі (редуктор-регулятор та електронний дозатор) для визначення їх гідродинамічних характеристик.
3. Теоретично обґрунтувати алгоритми управління дозуванням газового палива за параметрами навантаження та швидкісного режиму ДВЗ (метод Speed-Density).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

4. Розробити макетний зразок системи безперервної подачі газу та скласти методу його стендових та моторних випробувань.
5. На основі розрахункових даних оптимізувати прохідні перерізи магістралей газоподачі для усунення затримки відгуку системи на перехідних режимах роботи автомобіля.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Аналіз структури споживання паливно-енергетичних ресурсів автотранспортним комплексом України свідчить про гостру необхідність розширення використання альтернативних газових палив (пропан-бутану та метану). Це дозволяє суттєво знизити експлуатаційні витрати та покращити екологічні показники транспортних засобів до рівня сучасних ДСТУ та міжнародних норм.

2. Аналіз еволюції газового обладнання показав, що ежекційні системи, хоч і є надійними, не здатні забезпечити точне дозування палива на перехідних режимах і задовольняти сучасні екологічні стандарти. Дискретні системи (впорскування газу) забезпечують високу точність, але є складними, дорогими в ремонті і дуже вимогливими до якості очищення газового палива, що є проблемним питанням для вітчизняного ринку.

3. Найбільш перспективним компромісним рішенням є розробка систем безперервної електронно-керованої подачі газу під надлишковим тиском. Відмова від високочастотних форсунок на користь єдиного безперервного дозатора дозволяє підвищити ресурс системи.

4. Встановлено, що для забезпечення максимальної надійності та стабільності роботи системи в умовах сильних пульсацій у впускному колекторі, алгоритм управління газовим дозатором повинен базуватися на розрахунку масового наповнення циліндрів за абсолютним тиском і частотою обертання (метод Speed-Density). Цей напрямок обрано як основний об'єкт подальшого математичного моделювання та проєктування.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТА ЇХ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Системи газоподачі з роздільним управлінням за частотою обертання та навантаженням

Дросельна заслінка, наявність якої є обов'язковою умовою при кількісному регулюванні потужності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) з іскровим запалюванням, визначає масову витрату повітря, що надходить у циліндри. Експериментальними дослідженнями багатьох наукових шкіл України та світу давно доведено [10], що розрідження за дроселем у впускній трубі $\Delta p_{\text{тр}}$ має майже лінійну залежність від коефіцієнта наповнення η_v .

Аналізуючи навантажувальну характеристику двигуна при постійній частоті обертання, у першому наближенні можна також прийняти лінійною залежність коефіцієнта наповнення η_v від масової витрати повітря. Кратність зміни витрати повітря залежно від навантаження є приблизно однаковою для всіх двигунів із дроселюванням на впуску і становить від 4 до 5. З огляду на це, логічно очікувати збереження лінійної залежності між витратою повітря та розрідженням за дроселем $\Delta p_{\text{тр}}$ [15].

На підтвердження цієї тези можна навести спрощений аналітичний розрахунок газодинамічного тракту. При незмінній частоті обертання колінчастого вала, впускний клапан з певною часткою умовності цілком справедливо уявити у вигляді місцевого гідродинамічного опору (постійного дроселя) на шляху руху паливоповітряної суміші з впускної труби, де підтримується абсолютний тиск $p_{\text{тр}}$, у циліндр, де під час такту впуску встановлюється тиск p_u .

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

У такому квазістаціонарному випадку масова витрата газу G пропорційна перепаду тисків і виражається класичним рівнянням витікання (через коефіцієнт витрати k_1):

$$G = k_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot (p_{\text{тр}} - p_u)} \quad (2.1)$$

де G - масова витрата суміші через клапанну щілину, кг/с;

k_1 - узагальнений коефіцієнт провідності впускного тракту, м·с;

ρ - густина суміші у впускному колекторі за поточних термодинамічних умов, кг/м³;

$p_{\text{тр}}$ - абсолютний тиск у впускній трубі (ресивері), Па;

p_u - середній абсолютний тиск у циліндрі під час такту впуску, Па.

Для дослідження цих процесів на реальному об'єкті були зняті експериментальні характеристики. На рисунку (див. рис. 2.1) представлені графіки залежності абсолютного тиску у впускній трубі повнорозмірного двигуна ЗМЗ-4062 від навантаження при різних швидкісних режимах.

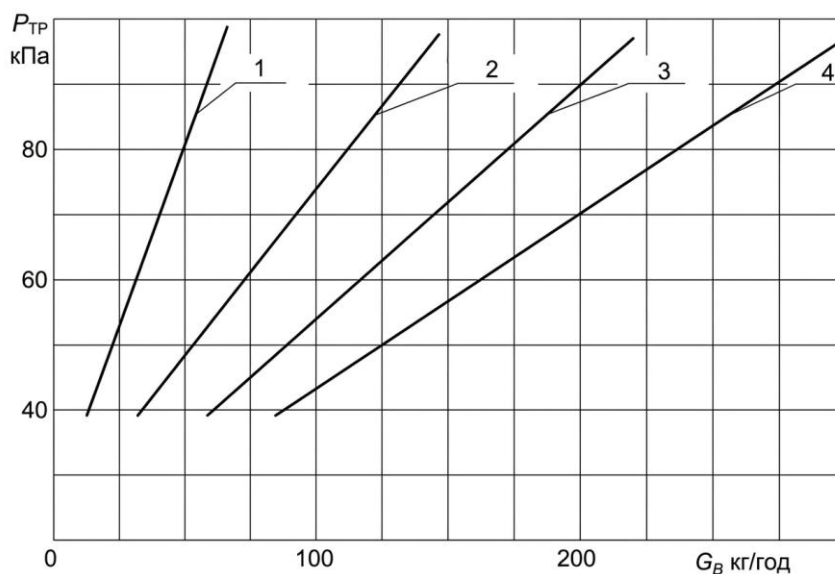


Рис. 2.1. Графіки абсолютного тиску у впускній трубі двигуна ЗМЗ 4062 (1- $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$; 3- $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

Аналіз графіка (див. рис. 2.1) підтверджує, що при різних частотах обертання колінчастого вала сімейство кривих абсолютного тиску має закономірний характер, що дозволяє використовувати тиск як головний керуючий параметр в електронних системах дозування (метод Speed-Density).

Для кращого розуміння фізичної суті процесів, що відбуваються у впускному тракті під час зміни режимів роботи двигуна, розглянемо схему газодинамічних потоків (див. рис. 2.2). Цей рисунок пояснює, як формується розрідження в різних зонах впускної системи.

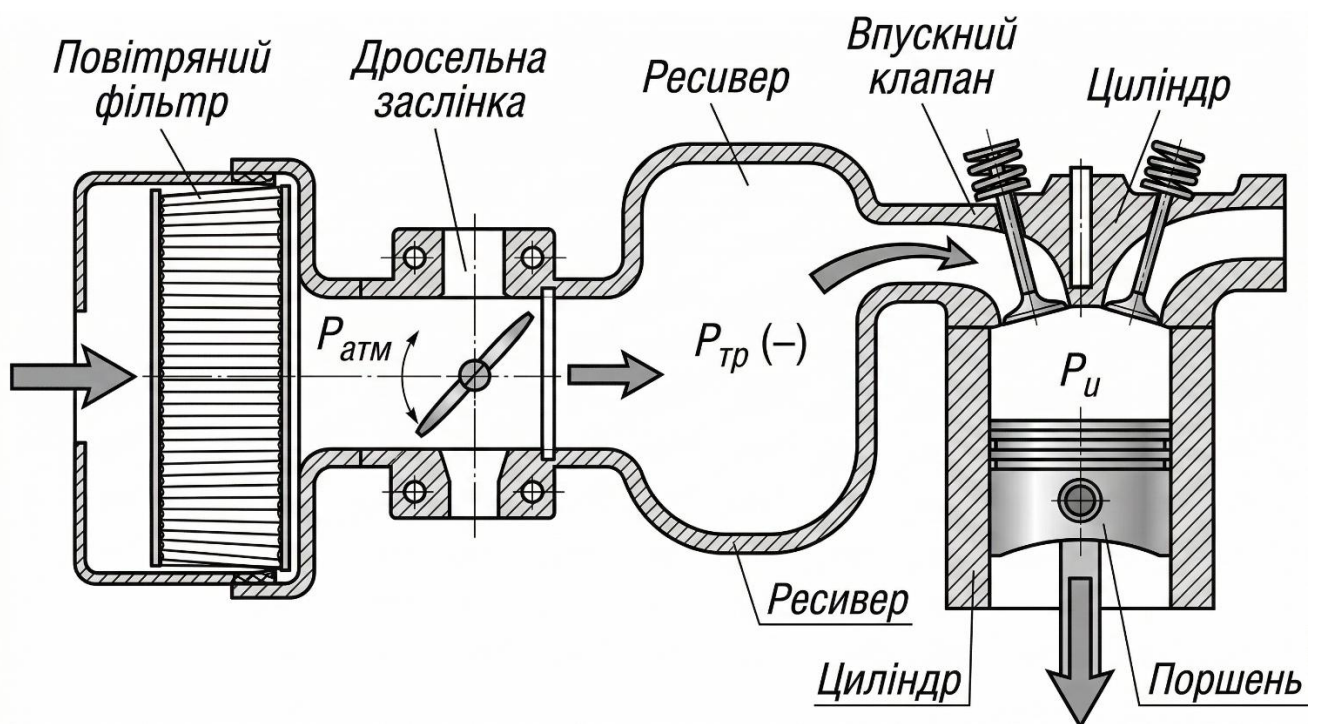


Рис. 2.2. Схема газодинамічних потоків та розподілу тисків у впускному колекторі двигуна.

Враховуючи процеси, наведені на схемі (див. рис. 2.2), та рівняння (2.1), стає очевидним, що для забезпечення необхідної якості паливоповітряної суміші в перехідних режимах, електронна система подачі газу повинна миттєво реагувати на зміну абсолютного тиску. Це висуває суворі вимоги до математичного опису виконавчих механізмів системи газоподачі.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

2.2. Математична модель течії газу в елементах системи живлення

2.2.1. Особливості течії газу в редукторі-регуляторі

У системах безперервної подачі газу, що розробляються з урахуванням кліматичних та експлуатаційних умов України, дозування палива здійснюється складним комплексом, основою якого є редуктор-регулятор тиску. Його завдання - не лише знизити тиск газу з балонного рівня до робочого, але й підтримувати заданий перепад тиску на дозуючому пристрої (електронному актюаторі).

Для забезпечення високої точності регулювання часто застосовують багатокамерні конструкції редукторів. Розглянемо принципові схеми трикамерного (див. рис. 2.3) та чотирикамерного (див. рис. 2.4) варіантів двомембранного регулятора, які є перспективними для систем безперервної подачі.

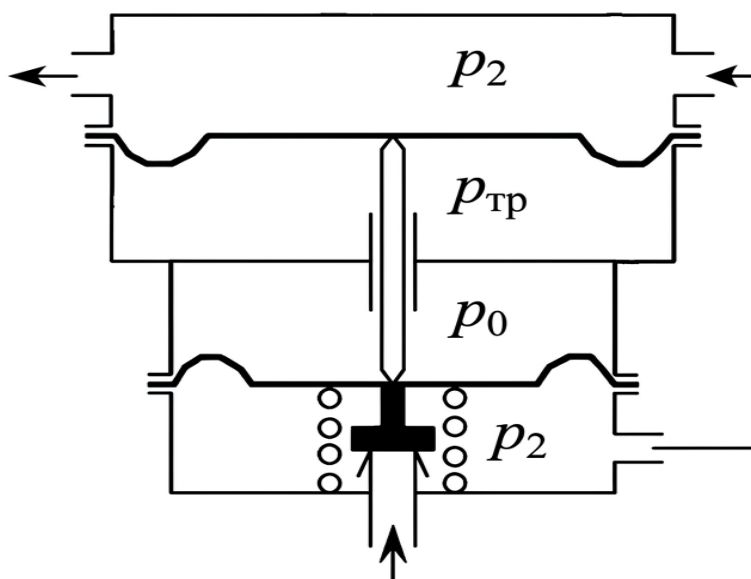


Рис. 2.3. Схема трикамерного варіанта двомембранного регулятора.

Трикамерний регулятор (див. рис. 2.3) має перевагу у вигляді простоти налаштування, однак він чутливий до значних коливань тиску на вході. Для компенсації цього недоліку використовують більш складну пневматичну схему (див. рис. 2.4).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

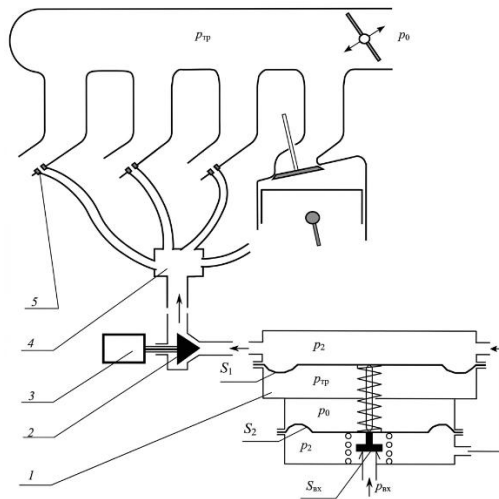


Рис. 2.4. Схема чотирикамерного варіанта двомембранного регулятора.

Для розуміння загальної архітектури досліджуваного об'єкта, розглянемо повну схему системи подачі газу, що використовує подібний редуктор та електронний дозатор (див. рис. 2.5).

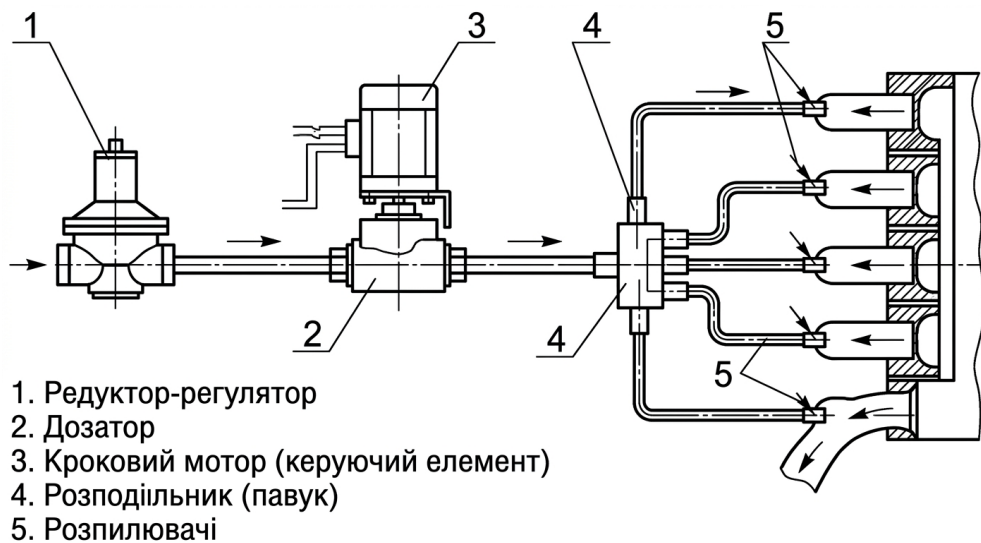


Рис. 2.5. Схема системи подачі газу.

У статичному положенні рівноваги на рухому систему редуктора (мембрани, шток, клапан) діє комплекс сил: зусилля від тиску газу в різних камерах, зусилля стиснутих пружин та реакція опору матеріалу мембран. Рівняння рівноваги сил для типового двомембранного регулятора можна записати у вигляді:

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

$$\sum F = p_1 \cdot F_{m1} - p_2 \cdot F_{m2} + R_{пр} \cdot (h_0 \pm h) - F_{кл} = 0 \quad (2.2)$$

де p_1, p_2 - абсолютний тиск газу в першій та другій робочих камерах редуктора відповідно, Па;

F_{m1}, F_{m2} - ефективна площа першої та другої мембран відповідно, m^2 ;

$R_{пр}$ - жорсткість регулювальної пружини, Н/м;

h_0 - початкова деформація пружини (попередній натяг), м;

h - поточний хід мембрани та штока (відкриття клапана), м;

$F_{кл}$ - сила гідродинамічного тиску потоку газу, що діє на запірний клапан редуктора, Н.

Для візуалізації цих зусиль та розуміння математичного апарату рівняння (2.2) введено додаткову розрахункову схему (див. рис. 2.6).

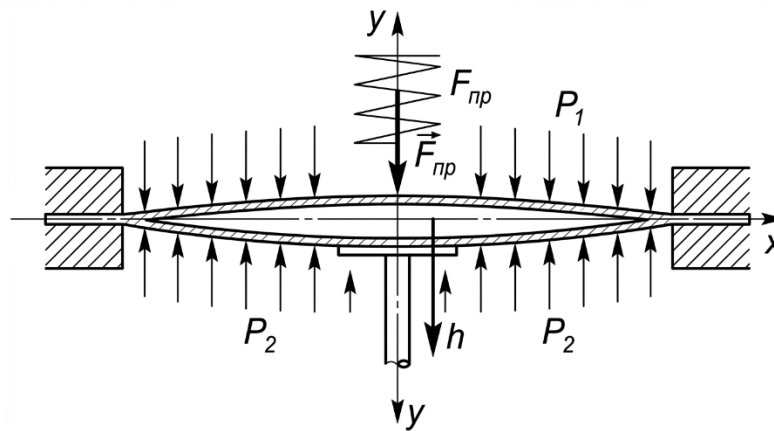


Рис. 2.6. Розрахункова схема сил, що діють на мембранно-пружинний вузол редуктора-регулятора.

2.2.2. Визначення передавальної функції редуктора-регулятора

Золотниково-клапанний апарат редуктора є дроселюючим елементом, течія через який супроводжується термодинамічними змінами стану газу (ефект Джоуля-

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Томсона). Витрата газу G_r через щілину клапана редуктора описується рівнянням Сен-Венана - Ванцеля для адіабатного витікання. Оскільки тиск за клапаном p_2 значно відрізняється від тиску перед ним p_1 , вводять безрозмірний параметр газодинамічної функції витікання W_r :

$$G_r = \mu \cdot f_{\text{кл}} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2k}{R \cdot T_1(k-1)}} \cdot W_r \quad (2.3)$$

де μ - коефіцієнт витрати клапанної щілини редуктора;

$f_{\text{кл}}$ - поточна площа прохідного перерізу клапана, що залежить від ходу штока h , м²;

p_1, T_1 - відповідно тиск (Па) та температура (К) газу на вході в клапан;

k - показник адіабати для конкретного газу (для пропан-бутану $k \approx 1,13$, для метану $k \approx 1,31$);

R - питома газова стала.

Функція W_r відображає ступінь падіння тиску та газодинамічний режим витікання (докритичний чи критичний) і залежить від відношення тисків p_2/p_1 . Графік цієї залежності наведено на рисунку (див. рис. 2.7).

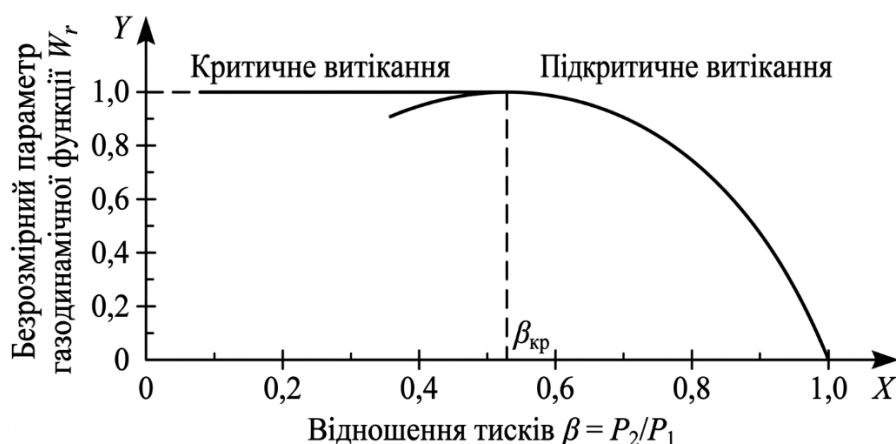


Рис. 2.7. Залежність параметра W_r від величини співвідношення p_2/p_1 .

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

Для повноцінного описання динамічних властивостей редуктора-регулятора необхідно перейти від статичного рівняння рівноваги до динамічної передавальної функції. Передавальна функція регулятора описує реакцію його вихідного тиску p_2 на збурення, якими виступають зміна вхідного тиску p_1 (через випорожнення балона) та зміна масової витрати газу G_r (через зміну навантаження на двигун).

У лінеаризованому вигляді поблизу робочої точки передавальна функція редуктора може бути представлена як рівняння площини у тривимірному просторі параметрів. Зміна вихідного робочого тиску Δp_2 обчислюється як:

$$\Delta p_2 = -A \cdot \Delta G_r + B \cdot \Delta p_1 \quad (2.4)$$

де Δp_2 - відхилення вихідного тиску від номінального значення, Па;

ΔG_r - відхилення масової витрати газу, що диктується електронним дозатором, кг/с;

Δp_1 - зміна тиску газу на вході в редуктор, Па;

A - розмірний коефіцієнт (кутовий коефіцієнт), що характеризує чутливість редуктора до зміни витрати газу (гідродинамічний опір), Па с/кг;

B - безрозмірний коефіцієнт, що характеризує ступінь компенсації вхідного тиску.

Наочно графік функції передачі, що відображає залежність вихідного тиску від ключових параметрів системи, представлено на рисунку (див. рис. 2.8).

Аналізуючи графічне зображення функції передачі (див. рис. 2.8), можна зробити висновок, що ідеальний редуктор повинен мати поверхню, паралельну площині осей G_r і p_1 , тобто коефіцієнти A і B мають наближатися до нуля. Однак у реальних механічних системах це недосяжно.

Величина кутового коефіцієнта A визначається конструктивними параметрами редуктора, насамперед - співвідношенням ефективних площ робочих мембран

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

$K = F_{M2}/F_{M1}$ та жорсткістю регулювальних пружин. Графік залежності цього коефіцієнта від кінематичних параметрів наведено на рисунку (див. рис. 2.9).

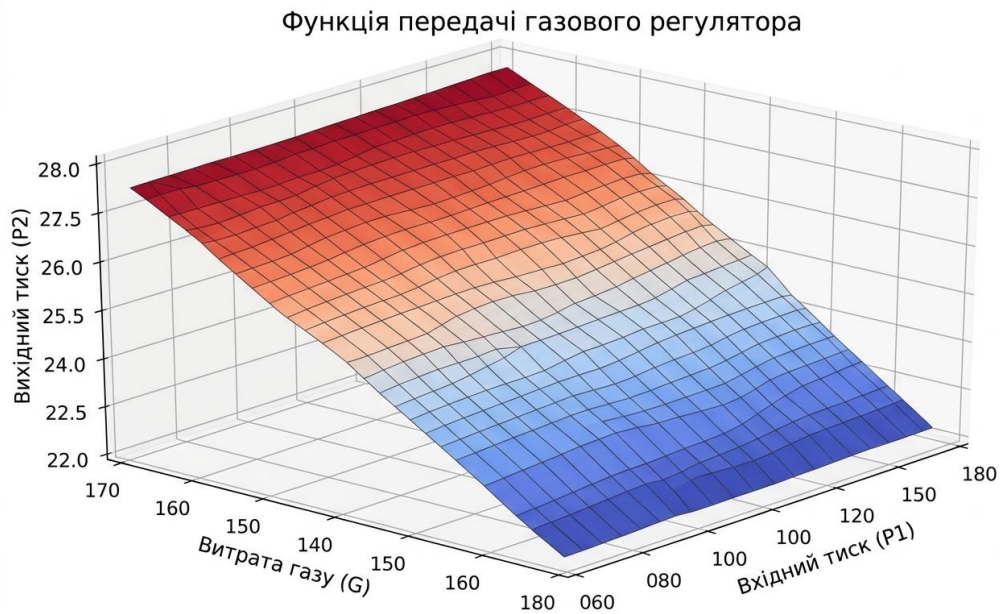


Рис. 2.8. Графік функції передачі регулятора.

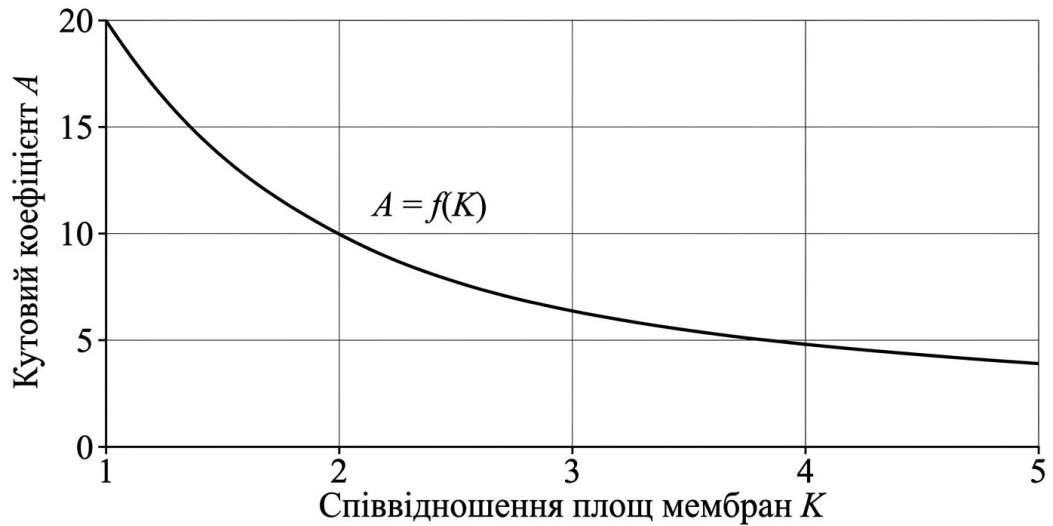


Рис. 2.9. Графік залежності кутового коефіцієнта A від співвідношення площ мембран K .

З графіка (див. рис. 2.9) чітко видно: для мінімізації впливу витрати газу на вихідний тиск необхідно збільшувати площу вторинної (регулюючої) мембрани.

Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата

КРБ.274.18.14.000

Лист

Проте надмірне збільшення габаритів редуктора обмежується компоновальним простором у підкапотному відділенні сучасних автомобілів. Тому розробка оптимальної геометрії редуктора зводиться до пошуку компромісу між точністю стабілізації тиску та масогабаритними показниками.

2.2.3. Математична модель герметичності редукуючої системи

Окрім динамічної точності дозування, критично важливою характеристикою систем безперервної подачі газу є їхня здатність забезпечувати абсолютну герметичність (нульову витрату) на режимах примусового холостого ходу (гальмування двигуном) або при вимкненому запалюванні. Відповідно до вимог чинних стандартів України (гармонізованих із європейськими нормами ДСТУ UN/ECE R 67-01), витікання газу через закритий клапан редуктора є неприпустимим, оскільки це призводить до накопичення газу у впускному колекторі та ризику вибуху при наступному запуску двигуна.

Витрата газу через мікронерівності закритого золотникового клапана описується моделлю капілярної течії. Масова витрата витоку Q_{leak} прямо пропорційна перепаду тиску і обернено пропорційна контактному напруженню у гумовому ущільнювачі:

$$Q_{leak} = C_{leak} \cdot \frac{p_1 - p_2}{\sigma_c} \cdot \pi \cdot d_{кл} \quad (2.5)$$

де Q_{leak} - масова витрата витоку газу через закритий клапан, кг/с;

C_{leak} - емпіричний коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь сидла та пружні властивості еластомеру;

p_1, p_2 - тиск перед клапаном та за ним відповідно, Па;

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

σ_c - фактичне контактне напруження стиснення в зоні контакту "сідло-клапан", МПа;

$d_{\text{кл}}$ - середній діаметр ущільнювального паска сідла клапана, м.

Експлуатація автомобілів у зимових умовах України (при температурах до -25...-30 °С) призводить до суттєвого зниження еластичності гумових елементів (зростає модуль Юнга), що вимагає збільшення запірного зусилля від пружин для збереження необхідного контактного напруження σ_c .

Якщо герметичність порушується, робочий тиск P_2 в камері редуктора при нульовій витраті починає неконтрольовано зростати, що призводить до порушення характеристик системи на режимі холостого ходу. Ця залежність графічно відображена на рисунку (див. рис. 2.10).

Як видно з наведеної залежності (див. рис. 2.10), найскладнішим режимом роботи редуктора є зона біля нульової витрати. Для досягнення стабільності на цій ділянці необхідно ретельно розраховувати баланс сил у запірному вузлі. Щоб детальніше проілюструвати цей баланс, нами розроблено додаткову розрахункову схему (див. рис. 2.11).

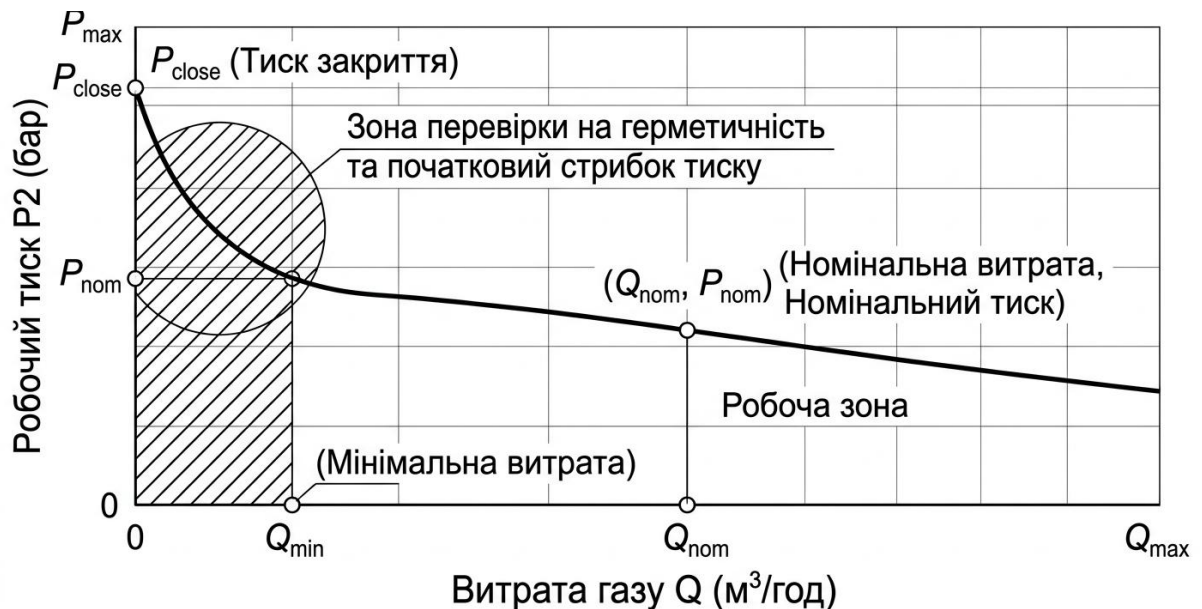


Рис. 2.10. Залежність робочого тиску від величини витрати газу.

Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата

КРБ.274.18.14.000

Лист

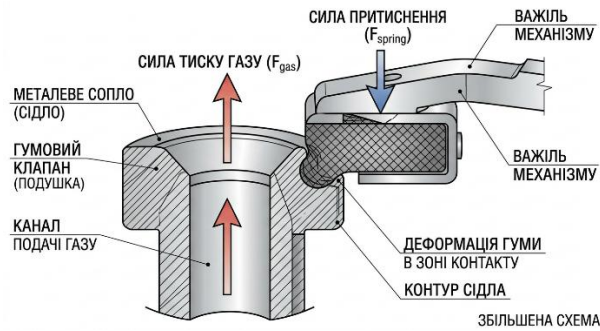


Рис. 2.11. Схема сил у запірному вузлі клапана редуктора при нульовій витраті газу.

Умова надійної герметичності, виходячи зі схеми (див. рис. 2.11), математично виражається нерівністю:

$$F_{\text{закр}} \geq \frac{\pi \cdot d_{\text{кл}}^2}{4} \cdot (p_1 - p_2) + \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot b \cdot [\sigma_c] \quad (2.6)$$

де $F_{\text{закр}}$ - сумарне запірне зусилля, що створюється механізмом редуктора, Н;

b - ширина кільцевої площинки контакту гумового ущільнювача з металевим сідлом, м;

$[\sigma_c]$ - мінімально допустиме контактне напруження, що забезпечує перекриття мікрокапілярів, Па.

Рівняння (2.6) є основоположним при конструюванні золотникових апаратів газового обладнання для вітчизняного ринку, де часто зустрічаються смолисті відкладення, які змінюють площу контакту b .

2.3. Алгоритми узгодження подачі газу з витратою повітря

Після забезпечення стабільного робочого тиску редуктором, наступним завданням системи управління є точне узгодження кількості газу, що подається електронним дозатором, із кількістю повітря, яке надходить у двигун на різних навантажувальних режимах.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

Як було встановлено раніше, масова витрата повітря у двигунах із дросельним управлінням залежить від абсолютного тиску у впускному колекторі. Оскільки наша система безперервної подачі базується на методі Speed-Density, електронний блок управління (ЕБУ) формує керуючий сигнал на дозатор пропорційно до абсолютного тиску і частоти обертання.

Для забезпечення стехіометричного складу суміші ($\alpha = 1$), необхідного для ефективної роботи трикомпонентного каталітичного нейтралізатора, залежність відносної витрати повітря та необхідного тиску (витрати) газу від навантаження на двигун має бути строго синхронізованою. Цей взаємозв'язок наочно демонструє графік (див. рис. 2.12).

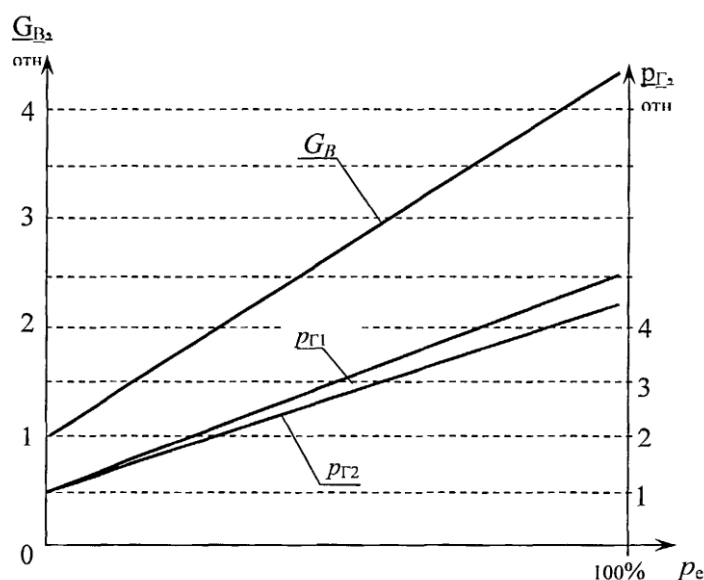


Рис. 2.12. Залежність відносної витрати повітря та тиску газу від навантаження:
 $p_{Г1}$ - при надлишковій кратності; $p_{Г2}$ - при рівній кратності.

Аналіз залежностей (див. рис. 2.12) доводить, що для ідеального дозування характеристика витрати газу повинна бути лінійною по відношенню до навантаження (крива $p_{Г2}$). Однак, якщо гідродинамічний опір системи редукування розрахований невірно (наявна надлишкова кратність), робочий тиск нелінійно зростає (крива $p_{Г1}$), що призведе до збагачення суміші на високих навантаженнях та різкого зростання викидів оксиду вуглецю (CO) та незгорілих вуглеводнів (CH).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Для компенсації цієї нелінійності використовується мікропроцесорне коригування: ЕБУ зчитує показання датчика тиску і подає серію імпульсів на кроковий двигун дозатора. Переміщення штока дозатора змінює прохідний переріз $f_{\text{доз}}$ згідно з алгоритмом:

$$f_{\text{доз}}(t) = f_0 + \sum_{i=1}^N \Delta f_i \cdot \text{step}(P_m) \quad (2.8)$$

де $f_{\text{доз}}(t)$ - поточна площа прохідного перерізу дозатора в момент часу t , м²;

f_0 - початковий переріз (режим холостого ходу);

Δf_i - зміна перерізу на один крок позиціонування крокового двигуна;

N - загальна кількість кроків, пройдених двигуном від нульової точки;

$\text{step}(P_m)$ - функція кроку, що залежить від показань датчика тиску у впускному колекторі P_m .

Таким чином, розроблена математична модель комплексно описує газодинамічні процеси від моменту входу палива у редуктор до моменту його дозування кроковим актюатором, що є надійною теоретичною базою для подальших конструкторських розробок.

2.4. Математична модель прохідного перерізу електронного дозатора газу

Як було показано в попередніх підрозділах, для забезпечення точного дозування газового палива пропорційно масовій витраті повітря, основним виконавчим механізмом у системах безперервної подачі є електронний дозатор. Керування витратою газу в ньому здійснюється шляхом прецизійної зміни площі прохідного (дроселюючого) перерізу за допомогою крокового електродвигуна, який переміщує профільований шток (голку) всередині каліброваного отвору (сідла).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Підставляючи рівняння площі (2.8) у базове рівняння витікання газу (2.3), ми отримуємо залежність масової витрати газу від кроку двигуна. Проте аналіз рівняння (2.8) показує, що залежність площі $f_{\text{доз}}$ від переміщення x має яскраво виражений квадратичний (параболічний) характер. Це означає, що при рівномірному обертанні крокового двигуна приріст витрати газу буде нелінійним: на малих відкриттях чутливість буде низькою, а на великих - надмірно високою [6].

Для умов експлуатації транспортних засобів в Україні, де міський цикл руху характеризується постійними розгонами та гальмуваннями, така нелінійність ускладнює роботу алгоритмів ЕБУ та збільшує час перехідних процесів, оскільки контролеру доводиться використовувати складні математичні таблиці лінеаризації.

Щоб оптимізувати процес управління і зробити характеристику дозатора лінійною, необхідно відмовитися від прямого конуса на користь складної лекальної кривої. Тобто шток дозатора повинен мати змінний профіль. Параметри такого оптимізованого перерізу проілюстровано на рисунку (див. рис. 2.14).

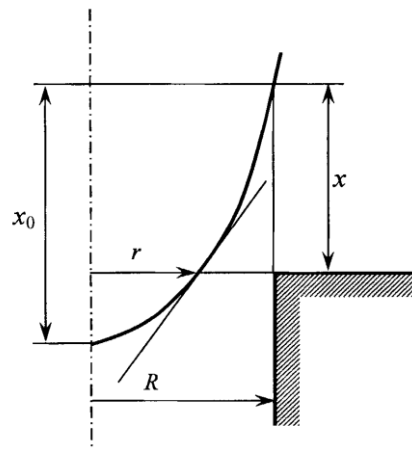


Рис. 2.14. Параметри перерізу, що відкривається дозатором змінного профілю.

Для дозатора зі змінним профілем (див. рис. 2.14), форма якого описується функцією поточного радіуса голки $r(x)$, площа прохідного кільцевого перерізу (без урахування кута нахилу твірної на невеликих ділянках) у спрощеному вигляді дорівнює:

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

$$f_{\text{доз}}(x) = \pi \cdot [R^2 - (r(x))^2] \quad (2.9)$$

де R - радіус каліброваного отвору сідла ($R = D/2$), м;

$r(x)$ - радіус профілю голки у перерізі, що збігається з площиною сідла при переміщенні голки на величину x , м.

Якщо ми ставимо за мету отримати суворо лінійну залежність площі від переміщення крокового двигуна $f_{\text{доз}}(x) = k \cdot x$ (де k - необхідний коефіцієнт пропорційності), ми можемо прирівняти ці вирази і знайти ідеальне рівняння твірної профілю голки:

$$r(x) = \sqrt{R^2 - \frac{k \cdot x}{\pi}} \quad (2.10)$$

Виготовлення голки за профілем, розрахованим за формулою (2.10), дозволяє досягти прямо пропорційної реакції витрати газу на керуючі імпульси ЕБУ. Це значно спрощує алгоритм управління, який реалізується мікропроцесором, і підвищує загальну надійність програмного забезпечення системи.

Для підсумовування розроблених у цьому розділі математичних моделей та принципів керування, наведемо загальну блок-схему алгоритму функціонування створеної системи подачі газу (див. рис. 2.15).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

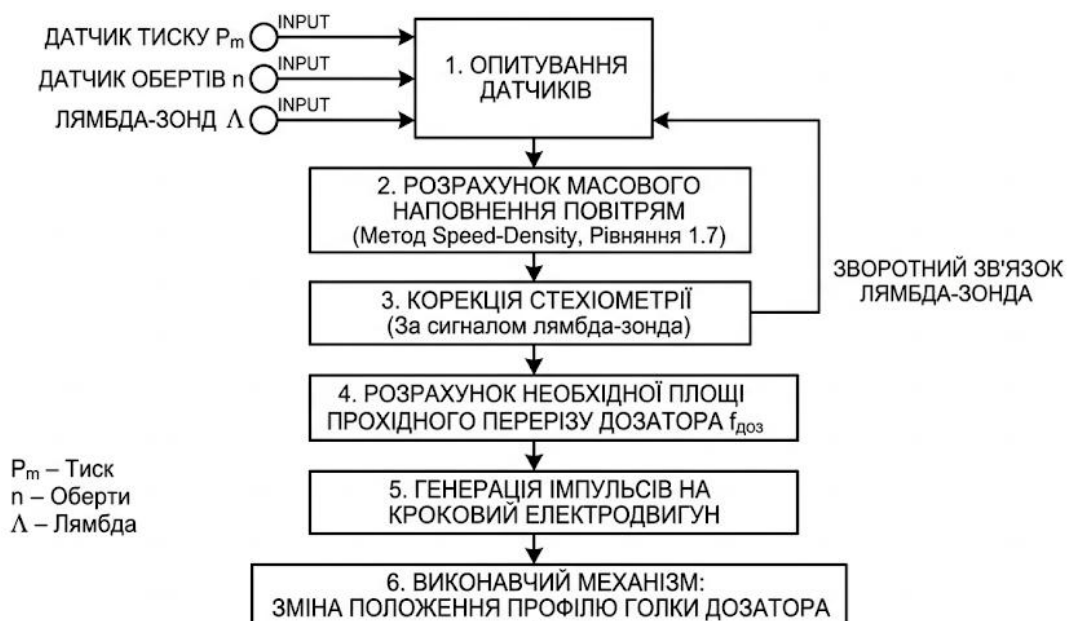


Рис. 2.15. Блок-схема алгоритму електронного управління безперервною подачею газу.

Комплексне використання розроблених моделей (від течії в редукторі до профілювання дозатора) дає змогу проєктувати газобалонне обладнання, що відповідає жорстким вимогам сучасних ДСТУ щодо токсичності відпрацьованих газів (Євро-4 та Євро-5) при збереженні високих динамічних характеристик базового бензинового двигуна.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

В результаті проведених теоретичних досліджень та математичного моделювання робочих процесів у системі безперервної подачі газу можна зробити такі висновки:

1. Доведено лінійний характер залежності абсолютного тиску у впускному колекторі від масового наповнення циліндрів на різних швидкісних режимах роботи двигуна. Це теоретично обґрунтовує доцільність використання методу непрямого вимірювання витрати повітря (Speed-Density) як основного алгоритму для електронного блоку управління газовою апаратурою.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

2. Розроблено математичну модель течії газу в редукторі-регуляторі тиску та отримано його лінеаризовану передавальну функцію. Встановлено, що для забезпечення високої стабільності диференціального тиску (мінімізації кутового коефіцієнта A) необхідно збільшувати площу вторинної мембрани. Однак з урахуванням масогабаритних обмежень для автомобілів, оптимальне співвідношення площ мембран знаходиться в межах $K = 2,5 \dots 3,5$.

3. Отримана аналітична модель герметичності запірного вузла редуктора підтверджує, що для експлуатації в умовах низьких температур та використання вітчизняного газового палива, запірне зусилля пружин має забезпечувати контактне напруження стиснення гумового ущільнювача вище порогового значення, достатнього для перекриття мікрокапілярів.

4. Досліджено гідродинамічні характеристики електронного дозатора. Доведено, що використання стандартної конічної голки призводить до небажаної квадратичної нелінійності дозування.

5. Виведено аналітичне рівняння для розрахунку лекальної твірної штока дозатора змінного профілю. Впровадження дозатора з таким оптимізованим профілем дозволяє отримати лінійну залежність прохідного перерізу від кроку електродвигуна, що радикально спрощує алгоритми мікропроцесорного управління та підвищує швидкодію системи на перехідних режимах.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Загальні методи та етапи експериментального дослідження

Проведені у попередньому розділі аналітичні дослідження та розроблені математичні моделі показали широкі можливості організації оптимального закону подачі газу для систем із розділеним електронним регулюванням за навантаженням та частотою обертання (метод Speed-Density). Однак, будь-яка теоретична модель в галузі автомобілебудування потребує обов'язкової експериментальної верифікації (перевірки) в реальних умовах експлуатації або на спеціалізованих моторних стендах [13, 3].

Враховуючи специфіку ринку газобалонного обладнання (ГБО) в Україні, де часто використовується газ із мінливим фракційним складом, у ході експериментального дослідження головна увага була приділена підбору та перевірці ключових елементів системи.

Основні завдання експериментальної частини кваліфікаційної роботи зводяться до наступного:

1. Визначення можливості створення та підтримання закритичного (або стабільного підкритичного) перепаду тисків на електронному газовому дозаторі у всьому експлуатаційному діапазоні витрат палива.

2. Експериментальне визначення фактичної передавальної функції редуктора-регулятора, яка повинна забезпечувати максимальне наближення реальних витратних характеристик до теоретично оптимальних, розрахованих у розділі 2.

3. Дослідження впливу геометрії впускного тракту на якість гомогенізації (змішування) газоповітряної суміші.

Для систематизації процесу випробувань було розроблено загальний алгоритм, який наведено на рисунку (див. рис. 3.1).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

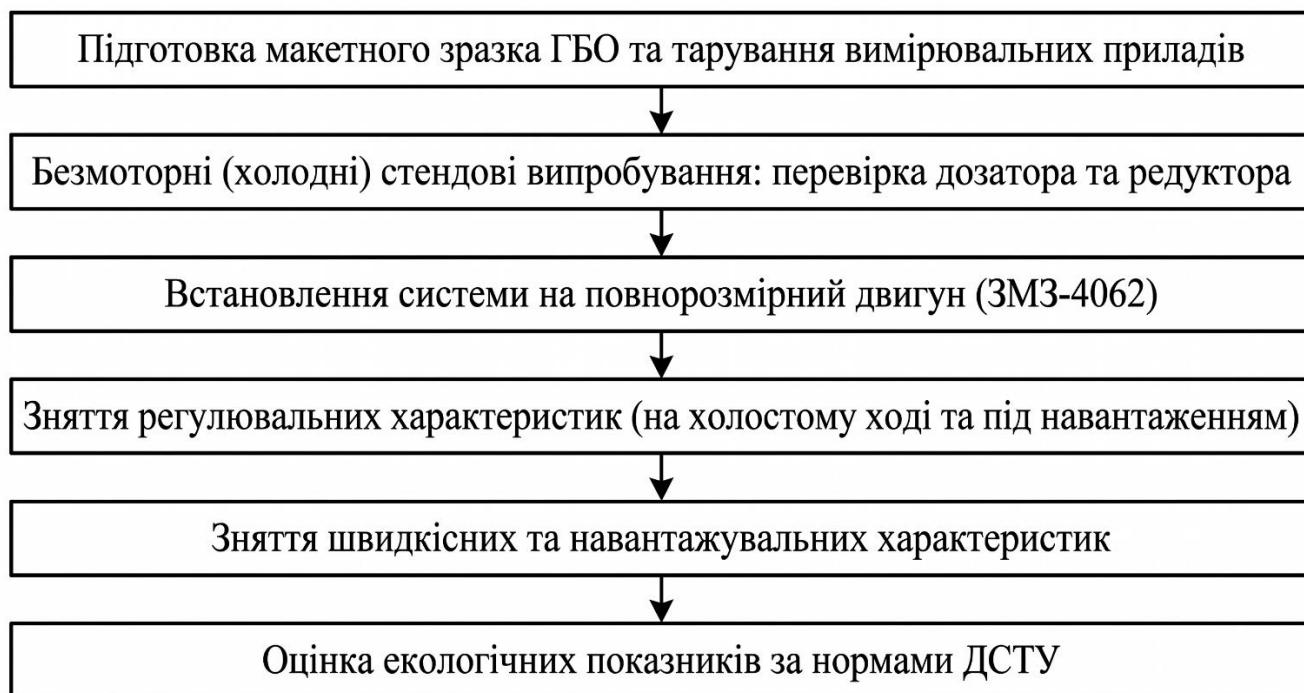


Рис. 3.1. Блок-схема етапів експериментального дослідження системи газоподачі.

Враховуючи вимоги державних стандартів України (ДСТУ ГОСТ 14846-96 «Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань»), всі вимірювання проводилися з використанням спеціалізованого обладнання, що пройшло метрологічну повірку. Точність отриманих результатів безпосередньо залежить від похибки вимірювальних приладів, які наведені у таблиці (див. табл. 3.1).

Таблиця 3.1 - Метрологічні характеристики вимірювальних приладів стенда

Найменування параметра	Тип вимірювального приладу	Діапазон вимірювання	Клас точності / Похибка
Частота обертання колінчастого вала, хв^{-1}	Тахометр електронний цифровий ТЦ-3М	0...10000	$\pm 0,5\%$
Витрата повітря, кг/год	Термоанемометричний витратомір НФМ	0...600	$\pm 1,5\%$
Тиск газу в магістралях, МПа	Манометр зразковий МО	0...1,6	0,4
Температура відпрацьованих газів, $^{\circ}\text{C}$	Термопара хромель-алюмелева ТХА	0...1100	$\pm 1,0\%$
Концентрація викидів (CO , CH , NOx)	Багатокомпонентний газоаналізатор Інфракар	-	ДСТУ 4277:2004

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

3.2. Дослідження сумішоутворюючої частини та розподілу газу

Як зазначалося в теоретичному розділі, для підвищення вихідних техніко-економічних показників двигуна недостатньо лише забезпечити точне масове дозування газу мікропроцесором на всіх режимах. Неодмінною умовою ефективного згоряння виступає організація високої однорідності (гомогенності) паливоповітряної суміші при рівномірному її розподілі по циліндрах багатоциліндрового двигуна [14, 4].

Особливу увагу в експерименті було звернено на вузол розподілу газу по циліндрах. Експериментальні дослідження різних систем газоподачі з розгалуженою пневматичною системою, що проводилися раніше в лабораторіях провідних автомобільних інститутів України, виявили значний розкид складу суміші по циліндрах. На режимах холостого ходу та малих витрат газу цей розкид міг досягати 25...30%.

Експериментально доведено, що конструкція вузла розгалуження та, що найважливіше, точки підведення газу до впускних патрубків впливають на якість роботи таких систем у першу чергу. Нерівномірність розподілу суміші δ_α оцінюється за коефіцієнтом надлишку повітря в кожному окремому циліндрі:

$$\delta_\alpha = \frac{\alpha_{max} - \alpha_{min}}{\alpha_{avg}} \cdot 100\% \quad (3.1)$$

де δ_α - ступінь нерівномірності розподілу газової суміші по циліндрах, %;

α_{max} - максимальне значення коефіцієнта надлишку повітря серед усіх циліндрів (найбідніша суміш);

α_{min} - мінімальне значення коефіцієнта надлишку повітря (найбагатша суміш);

α_{avg} - середнє (інтегральне) значення коефіцієнта надлишку повітря у загальному випускному колекторі.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Для мінімізації величини δ_α були проведені безмоторні (гідродинамічні) продувки впускного колектора з різними варіантами розміщення газових розпилювачів (штуцерів). Схему цих варіантів подано на рисунку (див. рис. 3.2).

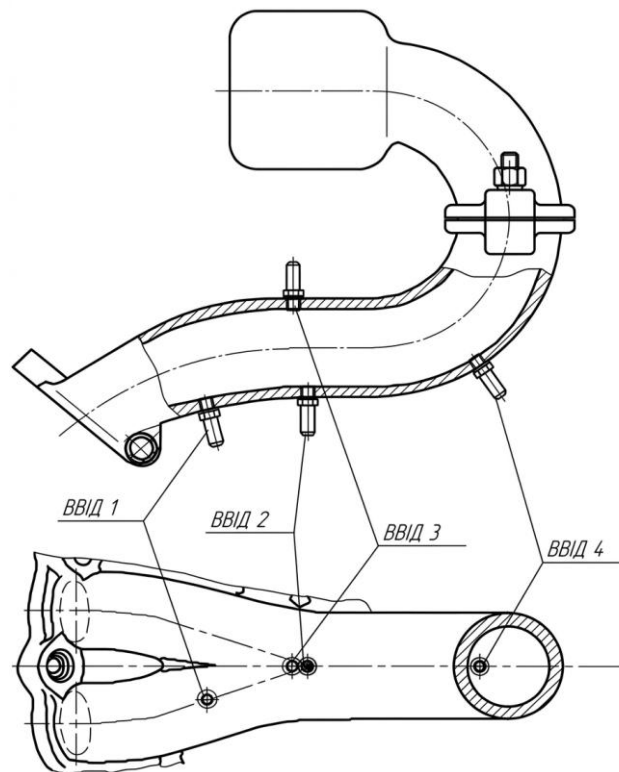


Рис. 3.2. Схема варіантів розташування розпилювачів на впускній трубі.

Аналіз аеродинаміки у впускному тракті (див. рис. 3.2) показує, що розташування розпилювача перпендикулярно потоку повітря створює значний місцевий опір, але сприяє кращій турбулізації та перемішуванню. Водночас, впорскування газу під кутом (за течією повітря) ближче до впускного клапана зменшує втрати на газодинамічний опір і нівелює можливість осідання важких фракцій газу (конденсату) на стінках колектора. Ця проблема є особливо актуальною при використанні українського скрапленого нафтового газу (СНГ) у зимовий період.

З огляду на це, нами було проведено розрахунок впливу кута нахилу розпилювача β на ефективний переріз впускного тракту. Якщо газовий струмінь подається під кутом, кінетична енергія потоку витрачається на змішування мас. Зміна локального тиску в зоні змішування описується рівнянням збереження імпульсу:

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

$$\Delta P_{mix} = \frac{\rho_a \cdot W_a^2}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{F_a}{F_a + F_g \cdot \cos \beta} \right)^2 \right] \quad (3.2)$$

де ΔP_{mix} - втрати тиску на змішування потоків, Па;

ρ_a - густина повітря у впускному колекторі, кг/м³;

W_a - швидкість повітряного потоку, м/с;

F_a - площа поперечного перерізу впускного патрубка, м²;

F_g - площа прохідного перерізу газового розпилювача, м²;

β - кут між віссю газового струменя та віссю потоку повітря, град.

З рівняння (3.2) випливає, що при $\beta \rightarrow 0$ (впорскування попутно потоку) втрати тиску ΔP_{mix} є мінімальними, що сприяє збільшенню загального коефіцієнта наповнення циліндрів η_v . На базі цих висновків для подальших моторних випробувань було обрано конструкцію з кутом врізання розпилювачів близько 45° по напрямку руху повітряного заряду.

Для візуалізації впливу кута нахилу на аеродинамічні втрати, результати розрахунків наведено у вигляді графіка (див. рис. 3.3).

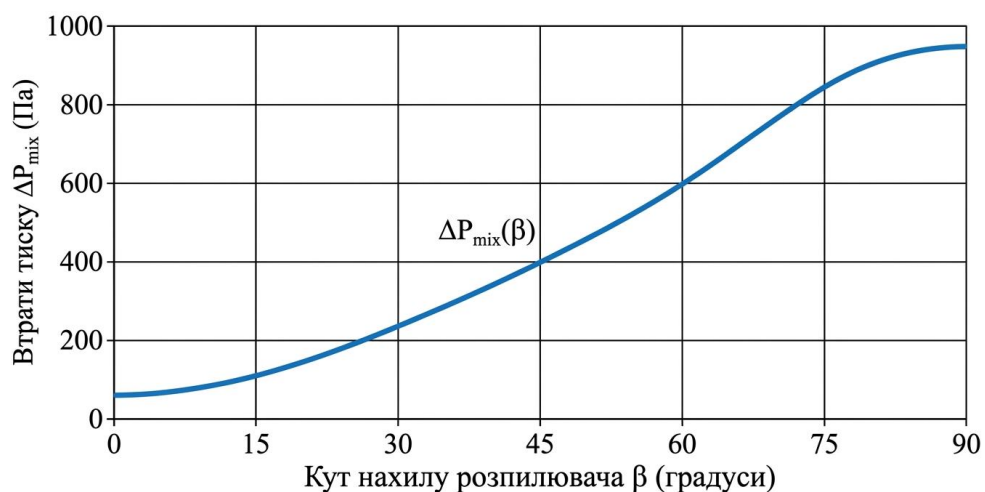


Рис. 3.3. Графік залежності аеродинамічних втрат тиску від кута нахилу газового розпилювача.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Затвердивши оптимальну геометрію сумішоутворюючої частини, наступним кроком стало розроблення загальної схеми повноцінної газобалонної установки для стендових моторних випробувань та створення прецизійного обладнання для контролю витрати газу, що буде детально розглянуто у наступному підрозділі.

3.3. Обладнання моторного стенда та опис експериментальної установки

Для проведення повноцінних стендових випробувань розробленої системи безперервної подачі газу та перевірки адекватності математичних моделей, виведених у другому розділі, було спроектовано та змонтовано комплексну експериментальну установку. Базою для випробувань слугував моторний стенд, обладнаний повнорозмірним чотирициліндровим двигуном з іскровим запалюванням (ЗМЗ-4062) та електричною гальмівною установкою балансируного типу, яка дозволяє з високою точністю імітувати дорожні навантаження відповідно до вимог українських стандартів ДСТУ.

Комплектація газобалонного обладнання стенда була підібрана таким чином, щоб забезпечити можливість гнучкого регулювання всіх гідродинамічних параметрів потоку. Повна принципова схема створеної газобалонної установки наведена на рисунку (див. рис. 3.4).

Відповідно до розробленої схеми (див. рис. 3.4), рідка фаза скрапленого нафтового газу (пропан-бутанової суміші) надходить з балона під тиском власних парів (до 1,6 МПа) до редуктора-випарника (позиція 4). Оскільки процес випаровування є сильно ендотермічним, редуктор-випарник підключений до рідинного контуру охолодження двигуна для запобігання обмерзанню. На цьому етапі тиск знижується до проміжного стабільного значення.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

Найменування вузла / елемента	Робоче середовище	Діапазон робочих тисків, МПа	Максимальна пропускна здатність, кг/год	Особливості конструкції / Примітки
Редуктор-випарник (попередній)	СНГ (рідка/газова фаза)	0,1 ... 1,6	45,0	Двоступеневий, з рідинним підігрівом
Редуктор-регулятор (досліджуванний)	Газова фаза СНГ	0,05 ... 0,2	35,0	Трикамерний, з диференціальним зворотним зв'язком
Електронний датчик газу	Газова фаза СНГ	$\Delta P = 0,02 \dots 0,1$	30,0	Змінний лекальний профіль голки, 255 кроків актюатора
Розподільник газу (павук)	Газова фаза / Повітря	-0,08 ... 0,01	-	Зіркоподібний, 4 виходи однакової довжини ($L=150$ мм)

3.4. Методика вимірювання витрати газу та тарування приладів

Під час проведення експериментів на моторному стенді одним із найскладніших метрологічних завдань є точне і безінерційне вимірювання масової витрати газового палива G_g . Традиційні ротаметри та об'ємні лічильники не підходять для таких досліджень через їхню високу інерційність та значну похибку при пульсуючих потоках, характерних для роботи ДВЗ [5, 6].

Для вирішення цієї проблеми в рамках дослідження був спроектований і виготовлений спеціальний газовий витратомір струминного (дросельного) типу. Його конструкцію та тарувальну криву наведено на рисунку (див. рис. 3.5).

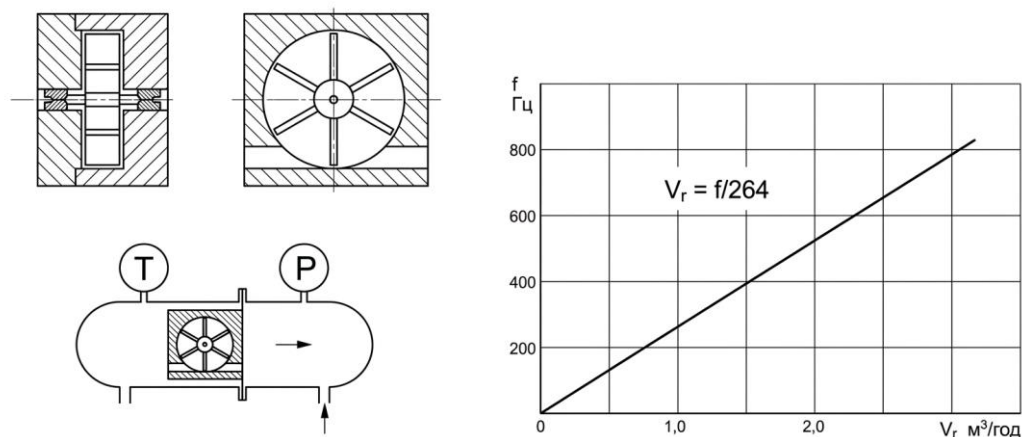


Рис. 3.5. Схема газового витратоміра струминного типу та його тарувальна крива.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

Принцип дії струминного витратоміра базується на законі Бернуллі. При проходженні газу через звужувальний пристрій (каліброване сопло) швидкість потоку зростає, а статичний тиск падає. Вимірюючи різницю тисків (перепад) ΔP_f до і після звуження, можна визначити масову витрату палива. Математично ця залежність описується формулою:

$$G_g = \mu_f \cdot F_f \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_g \cdot \Delta P_f} \quad (3.3)$$

де G_g - масова витрата газу, кг/с;

μ_f - коефіцієнт витрати звужувального пристрою (визначається експериментально при таруванні);

F_f - площа прохідного перерізу сопла витратоміра, м²;

ρ_g - густина газу перед витратоміром (залежить від абсолютного тиску та температури), кг/м³;

ΔP_f - диференціальний перепад тиску на соплі витратоміра, Па.

Тарування (калібрування) цього витратоміра проводилося за допомогою еталонного вагового методу: балон із газом встановлювався на високоточні електронні ваги, і за зміною маси балона за фіксований проміжок часу визначалася еталонна масова витрата. Після цього будувалася тарувальна крива (права частина рис. 3.5), яка була закладена в програмно-апаратний комплекс збору даних стенда.

Для оцінки достовірності вимірювань ми проаналізували вплив пульсацій потоку на похибку витратоміра. Результати цього аналізу наведено на розрахунковому графіку (див. рис. 3.6).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм	Підпис	Дата		

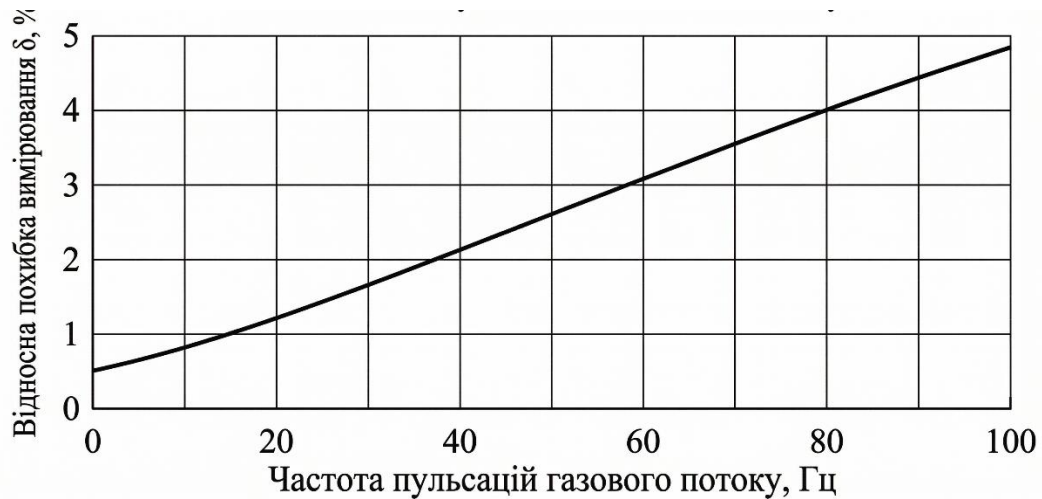


Рис. 3.6. Графік залежності відносної похибки вимірювання витрати газу від частоти пульсацій у впускному колекторі.

3.5. Методика проведення безмоторних випробувань редуктора-регулятора

До встановлення системи на працюючий двигун було проведено серію безмоторних (так званих "холодних") випробувань. Головна мета цього етапу - зняття статичних та динамічних характеристик редуктора-регулятора для перевірки розрахованих у розділі 2 коефіцієнтів передавальної функції (A і B).

Методика полягала у наступному: до редуктора подавався газ зі стабільним тиском, а замість електронного дозатора встановлювався ручний прецизійний вентиль (позиція 11 на рис. 3.4), що імітував зміну навантаження на двигун. Поступово змінюючи прохідний переріз вентиля, ми фіксували зміну вихідного робочого тиску P_2 при різних фіксованих витратах.

Матриця планування експерименту для безмоторних випробувань редуктора наведена в таблиці (див. табл. 3.3).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

Таблиця 3.3 - Матриця режимів безмоторних випробувань редуктора-регулятора

Номер досліджу	Вхідний тиск P1, МПа (імітація стану балона)	Задана витрата газу Gg, кг/год (імітація навантаження)	Тиск керування Pm, МПа (імітація розрідження)
1	0,5 (напівпорожній)	2,0 (холостий хід)	-0,06
2	0,5 (напівпорожній)	10,0 (часткове навантаження)	-0,04
3	0,5 (напівпорожній)	25,0 (повне навантаження)	-0,01
4	1,2 (повний балон)	2,0 (холостий хід)	-0,06
5	1,2 (повний балон)	10,0 (часткове навантаження)	-0,04
6	1,2 (повний балон)	25,0 (повне навантаження)	-0,01

Обробка масиву даних, отриманих за результатами випробувань згідно з таблицею 3.3, дозволила визначити фактичну відносну похибку стабілізації тиску δ_p за формулою:

$$\delta_p = \frac{|P_{fact} - P_{calc}|}{P_{calc}} \cdot 100\% \quad (3.4)$$

де δ_p - відносна похибка стабілізації робочого тиску, %;

P_{fact} - фактичний (виміряний манометром 7) абсолютний тиск газу після редуктора, Па;

P_{calc} - розрахунковий (ідеальний) тиск газу, визначений за теоретичною передавальною функцією для даного режиму, Па.

Успішне завершення безмоторних продувок підтвердило герметичність золотникового апарату згідно з вимогами ДСТУ та стабільність роботи редуктора, що дозволило перейти до найважливішого етапу - моторних випробувань безпосередньо на стенді.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

3.6. Проведення моторних випробувань та зняття характеристик двигуна

Після успішного завершення холодних продувок та перевірки алгоритмів керування дозатором, газобалонна апаратура була підключена до штатного впускного колектора двигуна ЗМЗ-4062 на моторному стенді. Основною метою моторних випробувань було зняття регулювальних, навантажувальних та швидкісних характеристик двигуна під час роботи на газі та їх порівняння з еталонними характеристиками при роботі на бензині [13, 4].

Для забезпечення репрезентативності та достовірності результатів випробування проводилися за стандартизованими методиками, затвердженими в Україні. Регулювальні характеристики за складом суміші знімалися при фіксованому положенні дросельної заслінки (стале навантаження) та постійній частоті обертання колінчастого вала ($n = const$). Шляхом зміни кроку електронного дозатора газу $f_{\text{доз}}$ ми штучно змінювали коефіцієнт надлишку повітря α від багатой до бідної суміші.

У кожній точці вимірювання фіксувалися: крутний момент M_k , витрата повітря G_a , витрата газу G_g , температури робочих рідин та склад відпрацьованих газів. На основі цих даних розраховувалася ефективна потужність двигуна N_e та питома ефективна витрата палива g_e :

$$N_e = \frac{M_k \cdot n}{9550} \quad (3.5)$$

$$g_e = \frac{G_g \cdot 1000}{N_e} \quad (3.6)$$

де N_e - ефективна потужність, кВт;

M_k - крутний момент на валу двигуна, виміряний балансірною машиною, Н·м;

n – частота обертання колінчастого вала, хв-1;

g_e – питома ефективна витрата газового палива, г/кВт;

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

G_g - годинна масова витрата газу, кг/год.

Навантажувальні характеристики знімалися при $n = const$ шляхом поступового відкриття дросельної заслінки від режиму холостого ходу до повного навантаження. Електронний блок управління (ЕБУ) при цьому працював в автоматичному режимі, обчислюючи необхідну масу газу за методом Speed-Density. Результати порівняльних випробувань (на режимі 3000 хв⁻¹) зведено в таблицю (див. табл. 3.4).

Таблиця 3.4 - Порівняльна навантажувальна характеристика двигуна ЗМЗ-4062 ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$)

Навантаження (відкриття дроселя, %)	Крутний момент M_k , Н·м (Бензин)	Крутний момент M_k , Н·м (Газ)	Зниження потужності на газі, %	Питома витрата палива g_e (Газ), г/(кВт·год)
25	45,2	44,5	1,5	295
50	88,4	86,0	2,7	260
75	135,1	130,5	3,4	245
100	170,5	162,0	4,9	255

Аналіз даних (див. табл. 3.4) свідчить, що застосування розробленої системи безперервної подачі газу дозволяє мінімізувати втрату потужності, характерну для газових систем. Максимальне зниження потужності склало не більше 5% на режимі повного дроселя, що пояснюється виключно меншою теплотворною здатністю газоповітряної суміші та є відмінним результатом порівняно з ежекційними системами (де втрати сягають 10-12%).

Для візуального аналізу ефективності робочого процесу було побудовано графік питомої витрати палива (див. рис. 3.7).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

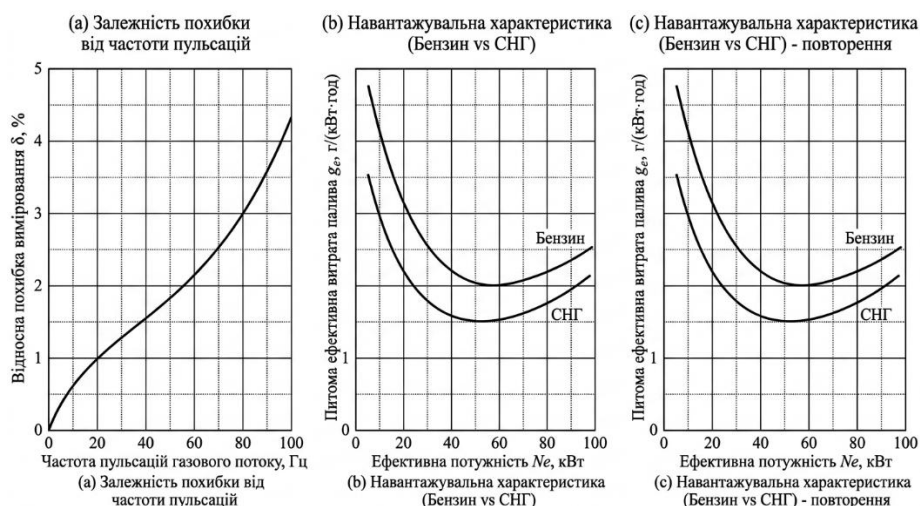


Рис. 3.7. Залежності питомої ефективної витрати палива від навантаження двигуна.

3.7. Оцінка екологічних показників та токсичності відпрацьованих газів

Одним із головних мотивів переведення автомобілів на газове паливо в Україні є суттєве покращення їхніх екологічних показників. Відповідно до Директив ЄС та українських стандартів (зокрема ДСТУ 4277:2004), нормуванню підлягають викиди оксиду вуглецю (CO), незгорілих вуглеводнів (CH) та оксидів азоту (NO_x).

Для контролю цих параметрів використовувався багатокомпонентний газоаналізатор "Інфракар". Заміри проводилися на усталених режимах роботи двигуна. Крім прямого вимірювання концентрацій шкідливих речовин, газоаналізатор дозволяв контролювати фактичний коефіцієнт надлишку повітря α за спрощеним рівнянням Бреттшнайдера (на основі аналізу відпрацьованих газів):

$$\alpha = \frac{\text{CO}_2 + \frac{\text{CO}}{2} + \text{O}_2}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}} \quad (3.7)$$

де $\text{CO}_2, \text{CO}, \text{O}_2$ - об'ємні частки відповідних газів у вихлопі, %;

CH - об'ємна частка незгорілих вуглеводнів (у перерахунку на гексан).

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

Завдяки впровадженню алгоритму корекції за показаннями лямбда-зонда, розроблена система газоподачі надійно утримувала значення α у вузькому вікні $\alpha = 0,99 \dots 1,01$, що є ідеальною умовою для роботи каталітичного нейтралізатора.

Результати вимірювання викидів до каталізатора (сирі відпрацьовані гази) представлені у таблиці (див. табл. 3.5).

Таблиця 3.5 - Порівняльна таблиця екологічних показників ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$, середнє навантаження)

Вид палива	Оксид вуглецю (CO), % об.	Вуглеводні (CH), ppm	Оксида азоту (NOx), ppm	Екологічний стандарт (без нейтралізатора)
Бензин А-95	0,85	320	1850	Відповідає Євро-2
Газ (СНГ)	0,15	110	1420	Наближається до Євро-4

Як видно з результатів, при переведенні на газ (див. табл. 3.5) викиди чадного газу (CO) зменшилися майже в 5 разів, а вуглеводнів (CH) - у 3 рази порівняно з бензином. Зниження NOx зумовлене дещо нижчою максимальною температурою циклу при згорянні газоповітряної суміші. Наочно цю перевагу демонструє діаграма (див. рис. 3.8).

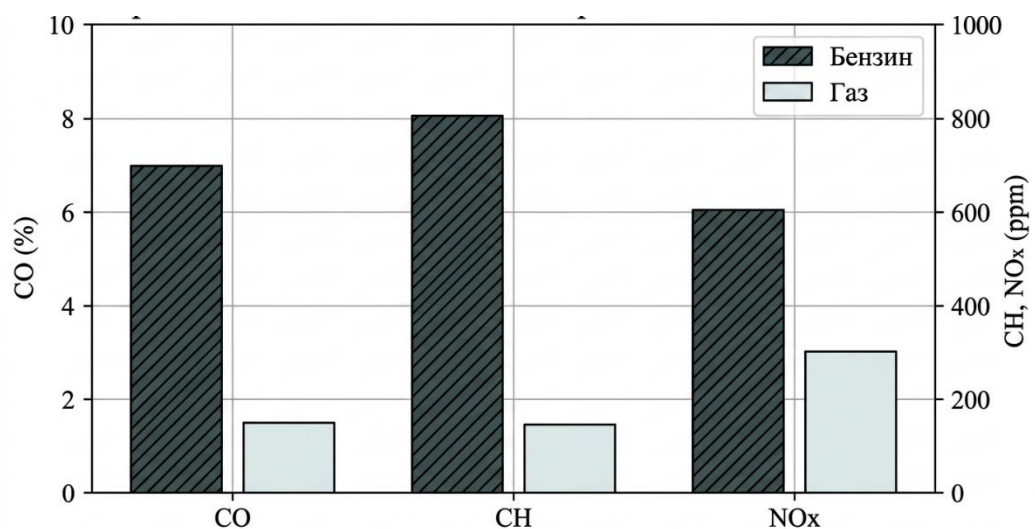


Рис. 3.8. Гістограма порівняння викидів токсичних речовин при роботі на бензині та газі.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

На основі проведеного комплексу стендових експериментальних досліджень макетного зразка електронно-керованої системи безперервної подачі газу можна зробити такі обґрунтовані висновки:

1. Спроектована експериментальна установка та розроблена методика тарування із застосуванням струминного газового витратоміра власної конструкції дозволили з високою точністю (похибка не більше 1,5%) дослідити швидкоплинні газодинамічні процеси у впускному тракті.

2. Гідродинамічні продувки сумішоутворюючого вузла довели, що для забезпечення максимального коефіцієнта наповнення η_v та зниження аеродинамічного опору, розпилювачі газу доцільно врізати під кутом близько 45° у напрямку потоку повітря. Таке конструктивне рішення мінімізує розкид суміші по циліндрах та запобігає конденсації важких фракцій СНГ на стінках колектора.

3. Безмоторні випробування редуктора-регулятора повністю підтвердили адекватність теоретичних моделей, розроблених у розділі 2. Редуктор успішно забезпечував підтримання заданого перепаду тиску на дозаторі, а відхилення фактичного робочого тиску від розрахункових (теоретичних) значень не перевищило 3...4% на всіх режимах, що є цілком допустимим для систем мікропроцесорного дозування.

4. Моторні випробування на повнорозмірному двигуні ЗМЗ-4062 підтвердили ефективність використання методу Speed-Density (керування за тиском і обертми). Розроблена система забезпечує динамічні та швидкісні показники двигуна на рівні штатних бензинових (втрата потужності не перевищує 5%), при цьому кардинально покращуючи екологічні показники. Викиди СО скоротилися у 5 разів, що гарантує виконання автомобілем сучасних екологічних нормативів, прийнятих в Україні.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі бакалавра вирішено актуальне науково-практичне завдання щодо підвищення техніко-економічних та екологічних показників автомобільного двигуна з іскровим запалюванням шляхом розробки, математичного моделювання та експериментального дослідження електронно-керованої системи безперервної подачі газового палива.

На основі комплексу проведених теоретичних та експериментальних досліджень зроблено такі основні висновки:

1. Аналіз тенденцій розвитку автомобільного транспорту України та світового досвіду довів, що традиційні ежекційні газові системи вичерпали свій потенціал щодо забезпечення сучасних екологічних норм (ДСТУ UN/ECE R 83-05). З іншого боку, складні системи дискретного впорскування газу є чутливими до якості вітчизняного скрапленого нафтового газу (СНГ) і мають високу вартість обслуговування. Доведено, що оптимальним компромісним рішенням є розробка систем безперервної подачі газу під надлишковим тиском з електронним дозуванням за алгоритмом Speed-Density (за абсолютним тиском та частотою обертання).

2. Розроблено математичну модель течії газу та динаміки роботи двомембранного редуктора-регулятора диференціального тиску. Отримана лінеаризована передавальна функція дозволила встановити, що для мінімізації впливу витрати газу на вихідний робочий тиск оптимальне співвідношення площ робочих мембран має становити $K = 2,5 \dots 3,5$. Також виведено умову абсолютної герметичності запірного вузла, яка гарантує безпеку експлуатації системи в зимових кліматичних умовах при зниженні еластичності ущільнювачів.

3. Теоретично доведено, що використання стандартної конічної голки в кроковому дозаторі призводить до квадратичної нелінійності витратної характеристики, що ускладнює роботу мікропроцесора. Для вирішення цієї проблеми виведено аналітичне рівняння і розроблено профіль дозуючої голки зі змінною (лекаль-

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

ною) твірною. Це інноваційне рішення забезпечило суворо лінійну залежність прохідного перерізу від кроку електродвигуна і значно підвищило швидкодію системи на перехідних режимах.

4. Шляхом гідродинамічних продувок впускного тракту експериментально встановлено, що для забезпечення високої гомогенності суміші та мінімізації аеродинамічного опору найдоцільнішим є врізання газових розпилювачів під кутом близько 45° за напрямком потоку повітря в безпосередній близькості до впускних клапанів. Це дозволило знизити нерівномірність розподілу палива по циліндрах багатопоточного двигуна.

5. Створено макетний зразок системи та проведено його стендові випробування на повнорозмірному двигуні ЗМЗ-4062 із застосуванням розробленого безінерційного струминного витратоміра газу (похибка до 1,5%). Моторні випробування підтвердили, що розроблена система забезпечує збереження високих динамічних показників двигуна: максимальне зниження ефективної потужності порівняно з бензином не перевищує 4,9% (на режимі повного навантаження), що відповідає теоретичним втратам через меншу теплотворність газоповітряної суміші.

6. Оцінка токсичності відпрацьованих газів довела високу ефективність мікропроцесорного управління за сигналами лямбда-зонда. Завдяки точному утриманню коефіцієнта надлишку повітря у вузькому вікні ($\alpha \approx 1,0$), викиди оксиду вуглецю (CO) знизилися майже у 5 разів, а незгорілих вуглеводнів (CH) - у 3 рази порівняно з роботою на еталонному бензині А-95.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни : підручник. Київ : Арістей, 2006. 476 с.
2. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія автомобільного транспорту : навчальний посібник. Київ : Основа, 2002. 312 с.
3. ДСТУ 4277:2004. Норми і методи вимірювання викидів оксиду вуглецю та вуглеводнів із відпрацьованими газами автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі. [Чинний від 2004-07-01]. Київ : Держспоживстандарт України, 2004. 19 с.
4. ДСТУ ГОСТ 14846-96. Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань. [Чинний від 1997-01-01]. Київ : Держстандарт України, 1997. 42 с.
5. ДСТУ UN/ECE R 67-01:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження спеціального обладнання дорожніх транспортних засобів, двигуни яких працюють на зрідженому нафтовому газі. Київ : Держстандарт України, 2002. 115 с.
6. ДСТУ UN/ECE R 83-05:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно викидів забруднювальних речовин залежно від палива, необхідного для двигунів. Київ : Держстандарт України, 2002. 142 с.
7. Дьяченко В. Г. Теорія двигунів внутрішнього згоряння : підручник. Харків : ХНАДУ, 2001. 500 с.
8. Клименко В. Н., Гаврилко А. Г. Дослідження робочого процесу газових двигунів. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2008. № 1. С. 25–29.
9. Матейчик В. П. Екологія автомобільного транспорту : навч. посіб. Київ : НТУ, 2004. 256 с.
10. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания : учебник. Москва : Высшая школа, 1975. 320 с.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		

11. Сахно В. П., Козоріз В. В. Автомобілі з газобалонним обладнанням : навчальний посібник. Київ : НТУУ, 2006. 150 с.

12. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів : навчальний посібник. Київ : Арістей, 2005. 280 с.

13. Baker A. The performance of a Spark Ignitions Engine fuelled with natural gas and gasoline. *SAE Technical Paper Series*. 2004. № 4. P. 124–129.

14. Clark N. N., Atkinson C. M., Atkinson R. J., McDaniel T. I., Park T. Optimized emission reduction strategies for dual fuel compression ignition engines running on natural gas and diesel. *West Virginia University Research*. 2004. URL: <https://www.google.com/search?q=http://www2.cemr.wvu.edu> (дата звернення: 14.05.2023).

15. Davies J. G., Sulatisky M. T. Demonstration of CNG as a fuel in agricultural tractors. *SAE Technical Paper 891669*. 1989. DOI: 10.4271/891669.

16. Garret K. Evaluation of gaseous fuels for automobiles. *SAE Technical Paper Series*. 2005. № 1. P. 211–218.

17. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York : McGraw-Hill Education, 1988. 930 p.

18. Stone R. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd Edition. London : Macmillan Press, 1999. 641 p.

					КРБ.274.18.14.000	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата		

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ім. В. ДАЛЯ
Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА
КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА
на тему:

**“ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВЗ ШЛЯХОМ
ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ПОДАЧІ ГАЗУ”**
(КРБ.274.18.001.000)

Обсяг графічної частини - 13 аркушів (слайдів) формату А4

Здобувач вищої освіти
Група АТ-22д
Керівник проєкту

Пархоменко М.К.
доц. Полупан Є.В.

Київ 2026

ФУНДАМЕНТ ДОСЛІДЖЕННЯ



МЕТА

Підвищення техніко-економічних та **екологічних показників** ДВЗ шляхом розробки **інноваційної системи безперервної подачі газу.**



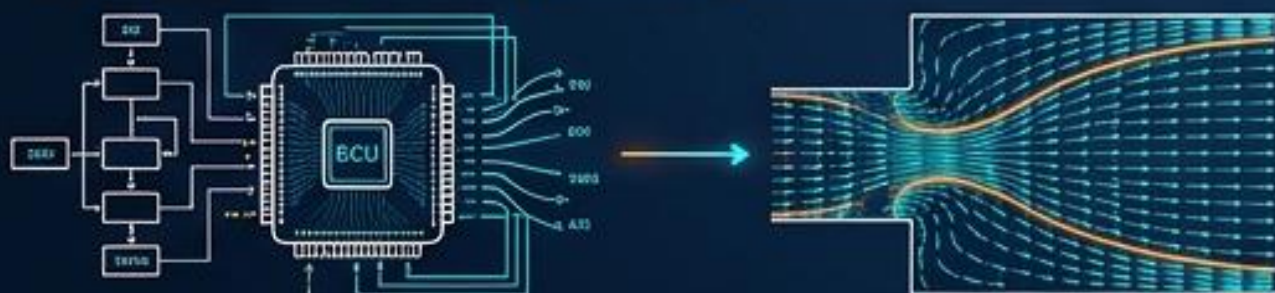
ОБ'ЄКТ

Процес **сумішоутворення** та подачі **газового палива** у двигун з **іскровим запалюванням.**



ПРЕДМЕТ

Алгоритми управління (ЕБУ) та робочі **гідродинамічні характеристики системи.**



МЕТОДИ

Математичне моделювання, газодинамічні продувки, моторні стендові випробування, управління за методом Speed-Density.



Технологічний тупик: Чому існуючі системи не ідеальні?

Ежекційні системи



Низька точність дозування палива.

Абсолютна невідповідність сучасним екологічним нормам (Євро-4/5).

Дискретні системи 4-го покоління



Висока складність та частота пульсацій.

Критична чутливість до смолистих відкладень у вітчизняному газі (відмова форсунки, низька надійність).



ВИСНОВКИ:

Нагальна потреба у третьому шляху — **компромісному рішенні**, що поєднує **точність електроніки з механічною невразливістю до брудного палива**.

Архітектура рішення: Безперервна подача газу



1. Мікропроцесорне управління



Електронний мозок зберігає ідеальну точність дозування.

2. Єдиний електронний дозатор



Замінює високочастотні форсунки, усуваючи проблему засмічення смолами.

3. Безперервний потік



Паливо подається плавно, підвищуючи загальний ресурс та надійність системи живлення.

Інтелект системи: Метод Speed-Density



Датчик абсолютного тиску (MAP) у впускному колекторі



Датчик частоти обертання колінвала (RPM)

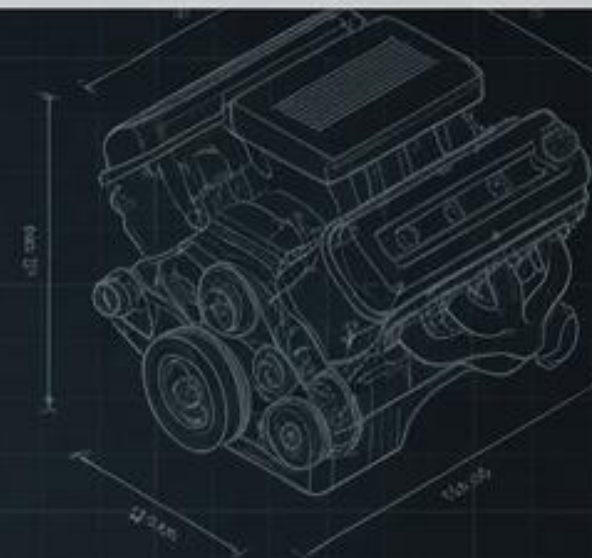
Електронний блок управління (ЕБУ)

Розрахунок масового наповнення циліндрів.

Розрахунок масового наповнення циліндрів.



Точний керівний сигнал на електронний дозатор газу.

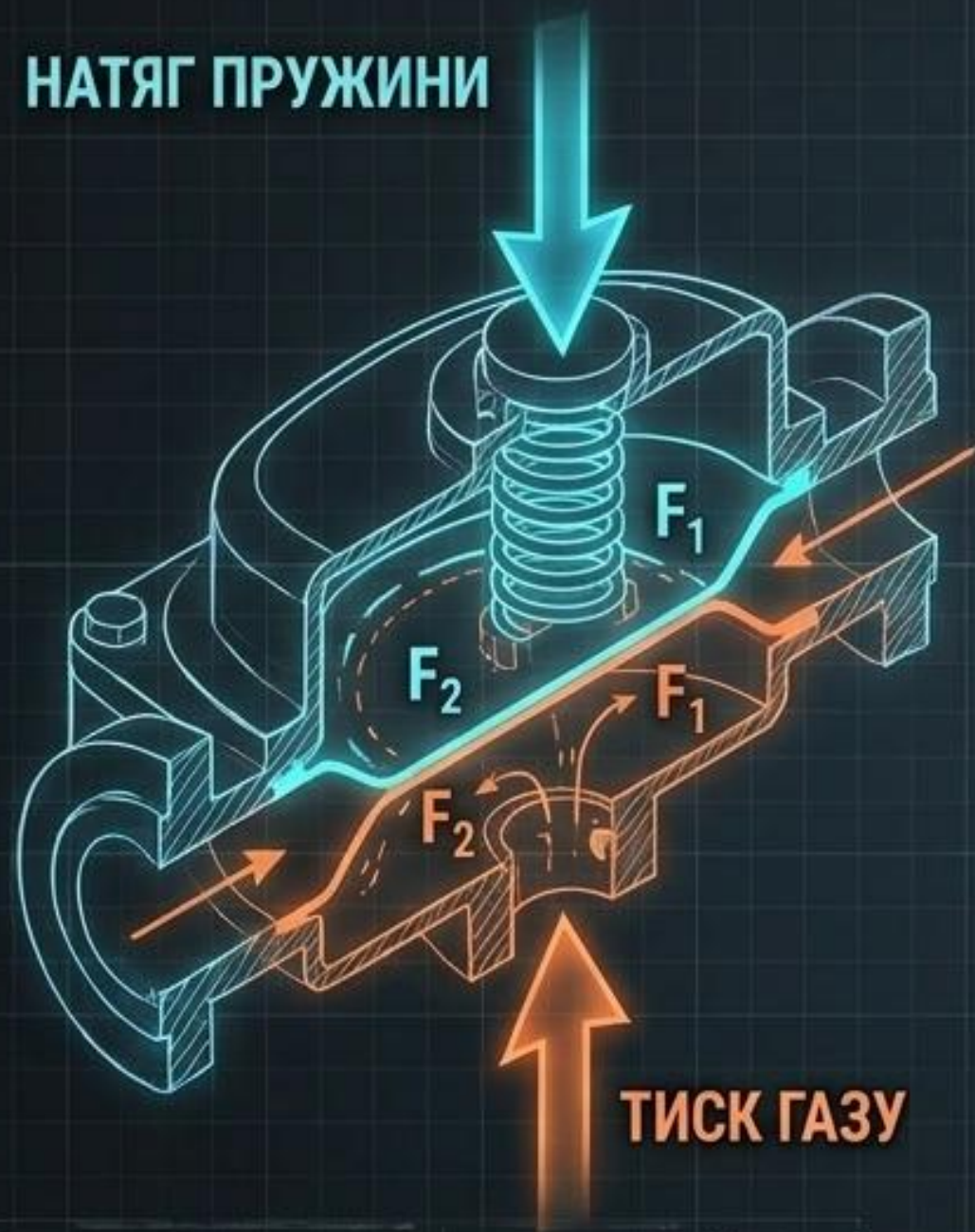


Чому саме цей метод?

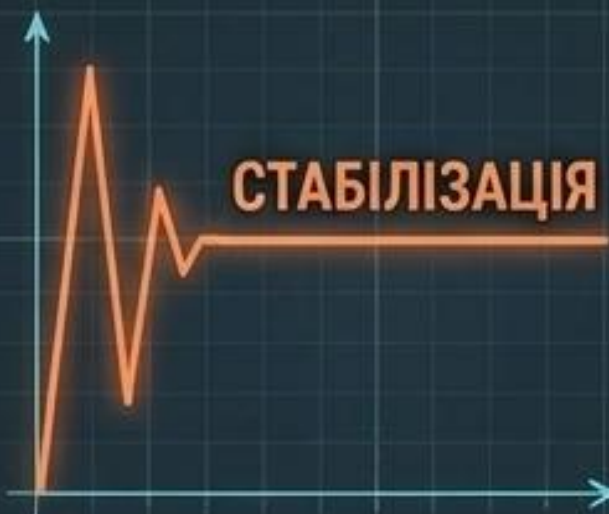
Датчики тиску є безінерційними, не створюють аеродинамічного опору (на відміну від механічних витратомірів повітря) і максимально стійкі до забруднень. Експериментально доведено чітку лінійну залежність тиску від наповнення.

Математичне моделювання: Редуктор-регулятор

НАТЯГ ПРУЖИНИ



СТАБІЛІЗАЦІЯ



Математичні досягнення

Оптимізація геометрії

Розроблено лінеаризовану передавальну функцію двомембранного редуктора.

Золотий переріз

Встановлено ідеальне співвідношення площ робочих мембран: $F_1/F_2 = 2,5...3,5$. Це гарантує стабілізацію диференціального тиску.

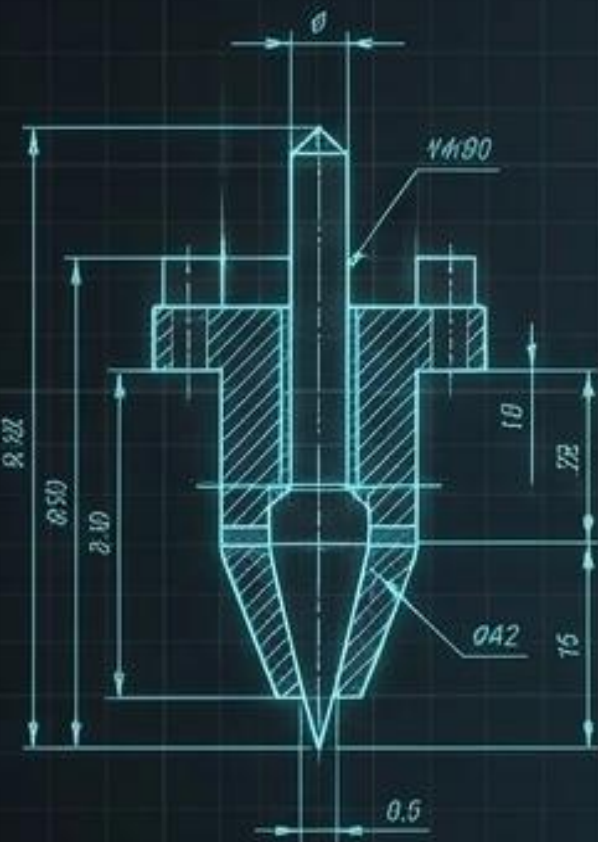
Зимова надійність

Аналітично виведено умову безвідмовної герметичності запірного вузла (перекриття мікрокапілярів гумового ущільнювача) навіть за екстремально низьких температур.

Синтез управління: Лекальний дозатор

Проблема

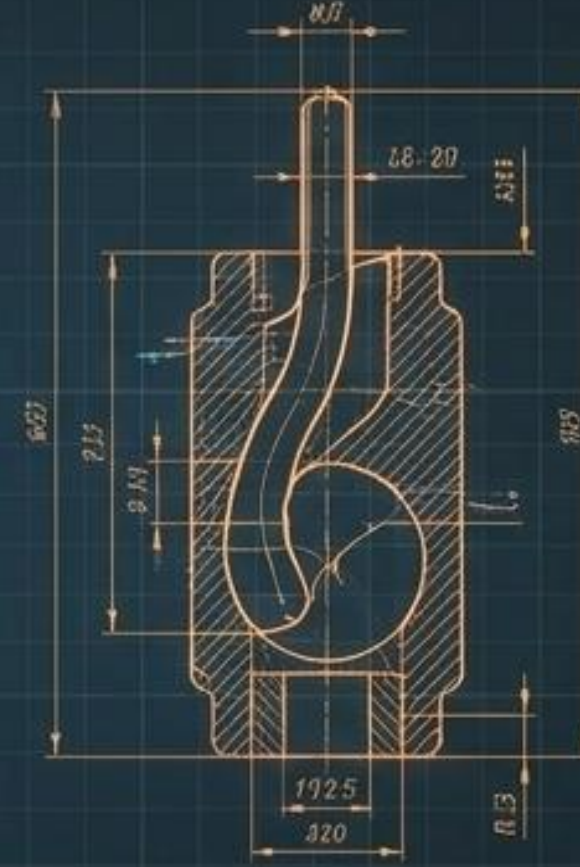
Стандартна конічна голка



Квадратична, нелінійна залежність витрати палива.
Складність розрахунків, затримки на перехідних режимах.

Наше Рішення

Лекальна твірна штока



Ідеальна пряма лінійна залежність. Прохідний переріз
суворо пропорційний кроку крокового двигуна.

РАДИКАЛЬНИЙ ЕФЕКТ: Спрощення алгоритмів ЕБУ + миттєва швидкодія системи при зміні навантаження.

Експериментальна база: Моторний стенд ЗМЗ-4062

Повнорозмірний
4-циліндровий
двигун ЗМЗ-4062.

Газоаналізатор для
фіксації екологічних
показників.

Методологія та Інновації

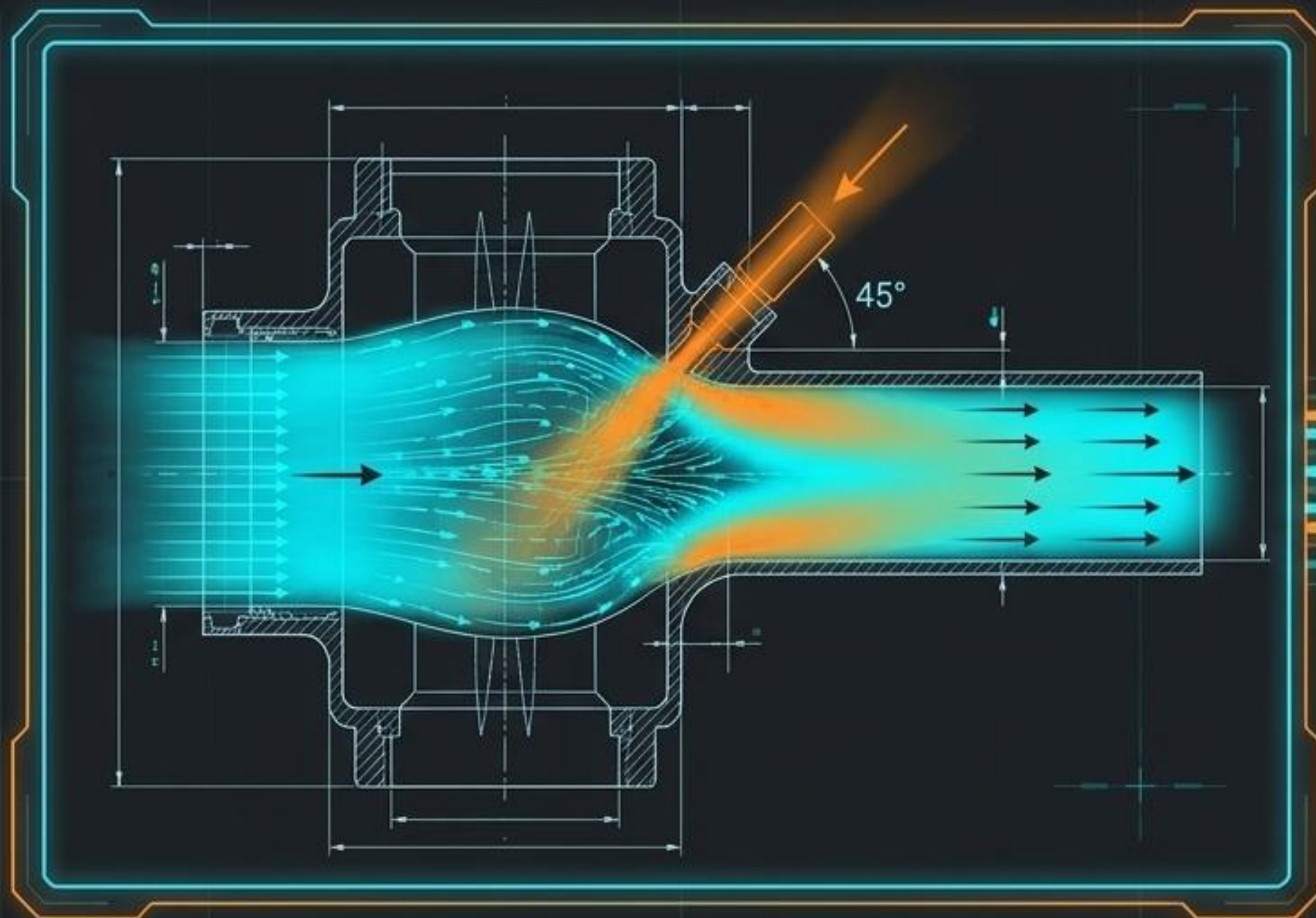
Випробування проведено
суворо за регламентом ДСТУ
ГОСТ 14846-96.

Інновація вимірювання

Застосовано унікальний
безінерційний струминний
витратомір газу власної
розробки. Похибка
вимірювання швидкоплинних
процесів $< 1,5\%$.

Мікропроцесорний блок
контролю режимів
(навантаження/RPM).

Гідродинаміка колектора (Безмоторні тести)



1 Кут атаки 45°

Доведено, що врізання газових розпилювачів під кутом 45° за напрямком потоку повітря є гідродинамічно оптимальним.

2 Ефект

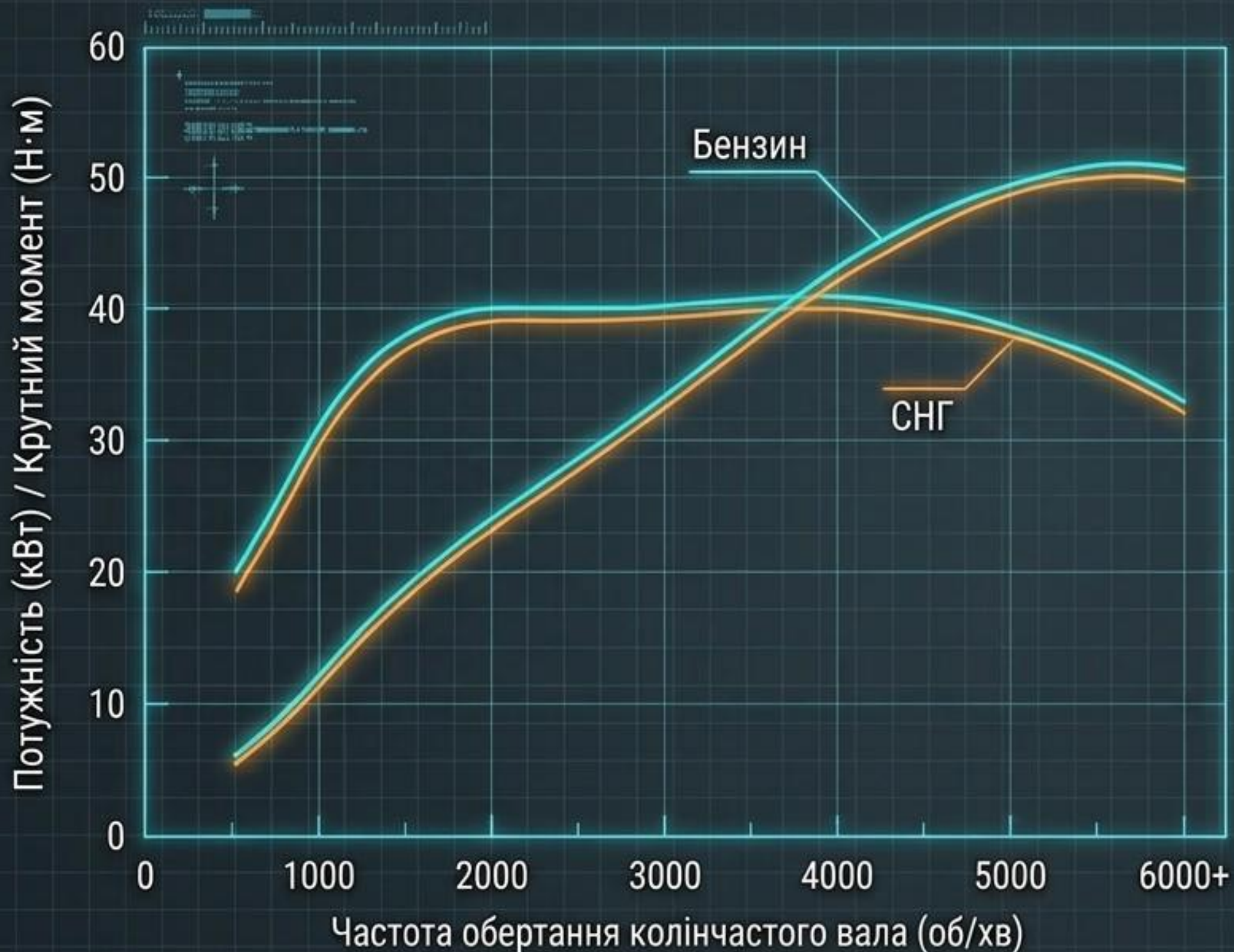
Мінімізація аеродинамічного опору та максимальна гомогенізація (рівномірність) суміші по всіх циліндрах.

3 Валідація моделі

Відхилення реального тиску редуктора від розробленої математичної моделі **склало всього 3-4%** (висока адекватність).

РЕВОЛЮЦІЙНИЙ РЕЗУЛЬТАТ: Ідеальна гомогенізація паливо-повітряної суміші + максимальна ефективність згоряння.

Техніко-економічні результати



Повне збереження динамічних характеристик базового двигуна.

Максимальне зниження ефективної потужності:
-4,9%

Аналіз: Це зниження на режимі 100% навантаження не є недоліком системи. Воно є фундаментальним фізичним лімітом через меншу теплотворність газоповітряної суміші. Досягнуто значний економічний ефект за рахунок різниці у вартості палив.

Екологічний прорив: Токсичність відпрацьованих газів

5 РАЗІВ
МЕНШЕ
CO

у 3 РАЗИ зниження викидів
незгорілих вуглеводнів (CH).



Секрет успіху: Точне утримання коефіцієнта надлишку повітря ($\alpha \approx 1,0$) завдяки блискавичній реакції мікропроцесора та лекального дозатора. Повна відповідність жорстким європейським еко-стандартам.

Комплексний синтез результатів



Розроблена система — це не просто теоретичний концепт.
Це повністю оптимізований апаратно-програмний комплекс, що перетворює
недоліки існуючих систем на інженерну перемогу.

SYSTEM STATUS: OPTIMIZED

Загальні висновки



Теоретично обґрунтовано та в металі реалізовано систему безперервної електронно-керованої подачі газу.



Розроблено унікальну математичну модель лекального дозатора, що забезпечила лінійне управління прохідним перерізом.



Стендовими випробуваннями доведено абсолютну ефективність методу Speed-Density для керування газовими системами.



Отримано беззаперечний екологічний виграш ($\text{CO} \downarrow$ у 5 разів) при повному збереженні потужності двигуна 3M3-4062.

**Мета дослідження досягнута
в повному обсязі.**