

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ПОГОДЖЕНО
Декан факультету (Директор ННІ)
механіко – технологічний факультет
(назва факультету (ННІ))

(підпис) Братішко В.В.
“ ” _____ 2025 р.
(ПІБ)

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів
(назва кафедри)

(підпис) Калінін Є.І.
“ ” _____ 2025 р.
(ПІБ)

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Підвищення ефективності колісної машини під час виконання
сільськогосподарської операції»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

(науковий ступінь та вчене звання) Братішко В.В.
(підпис) (ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(науковий ступінь та вчене звання) Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

Виконав
А.А.

(підпис)

Чернілевський
(ПІБ)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів

д.т.н., проф. _____

Калінін Є.І.

(наук. ступ., вч. звання) (підпис)
(ПІБ)

« _____ »

_____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Чернілєвському Андрію Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ **208 «Агроінженерія»** _____
(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Підвищення ефективності колісної машини під час виконання сільськогосподарської операції»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: _____ **01.11.2025** _____
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: загальні дані по системам забезпечення та підвищення екологічності колісних машин, стандарти «Євро»

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ. Проблеми і перспективи зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами поршневого двигуна внутрішнього згорання. Використання вихрових труб у системах зниження токсичності поршневих двигунів внутрішнього згорання. Програма та методика експериментального дослідження. експериментальна установка. Результати експериментального дослідження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 з їх рециркуляцією і охолодженням. Висновки

Перелік графічного матеріалу: Проблеми і перспективи зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами поршневого двигуна внутрішнього згорання. Використання вихрових труб у системах зниження токсичності поршневих двигунів внутрішнього згорання. Теоретичне дослідження екологічних показників колісних машин. Експериментальні дослідження. Результати експериментальних досліджень. Висновки.

Дата видачі завдання «01» вересня 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____ **Калінін Є.І.** _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ **Чернілєвський А.А.** _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 82 сторінках пояснювальної записки і 16 слайдах презентації та ілюстрована 52 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Підвищення ефективності колісної машини під час виконання сільськогосподарської операції».

Об'єктом дослідження служили процеси в газоповітряному тракті та камері згоряння ПДВЗ з рециркуляцією ВГ та каталітичним нейтралізатором.

Предметом дослідження були екологічні та економічні показники дизеля з газотурбінним наддувом, обладнаного каталітичним нейтралізатором, системою рециркуляції відпрацьованих газів та їх охолодженням за допомогою вихрової труби.

Мета роботи – підвищити екологічну безпеку поршневих двигунів внутрішнього згоряння за рахунок використання вихрової труби в системі випуску відпрацьованих газів.

У кваліфікаційній роботі виконане теоретичне та експериментальне дослідження у підтвердженні можливості зниження концентрації оксидів азоту та твердих частинок у відпрацьованих газах, а також підвищення економічних показників дизеля з рециркуляцією відпрацьованих газів та їх охолодженням за допомогою вихрової труби.

Ключові слова: екологічні показники, дизельний двигун, нейтралізатор, відпрацьовані гази, викиди.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ ЗНИЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ	8
1.1. Екологічні проблеми взаємодії поршневих двигунів внутрішнього згорання та навколишнього середовища	8
1.2. Основні фактори, що впливають на утворення шкідливих речовин в дизелях.....	8
1.3 Способи підвищення екологічної безпеки дизелів	16
РОЗДІЛ 2 ВИКОРИСТАННЯ ВИХРОВИХ ТРУБ У СИСТЕМАХ ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ.....	28
2.1. Можливі варіанти використання вихрових труб для зниження токсичності поршневих двигунів внутрішнього згорання	29
2.2. Математична модель та теоретичне дослідження вихрової труби для системи рециркуляції відпрацьованих газів.....	36
2.2.1. Математична модель.....	36
2.2.2 Програмна реалізація моделі	42
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА	48
3.1. Програма та методика експериментального дослідження.....	48
3.2. Експериментальна установка.....	54
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЯ 4ЧН13/15 З ЇХ РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ І ОХОЛОДЖЕННЯМ	64
4.1. Визначення показників двигуна у вихідній комплектації	64
4.2. Визначення впливу частки та температури рециркульованих газів на параметри двигуна	68

4.3. Вплив регулювання температури відпрацьованих газів на ефективність роботи каталітичного нейтралізатора	76
ВИСНОВКИ.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82

ВСТУП

Поршневі двигуни внутрішнього згорання – надзвичайно економічні та зручні джерела енергії – використовують практично у всіх галузях людської діяльності. Вони виробляють понад 80% енергії, що споживається людством. Їх широке поширення зумовлене тим, що внаслідок багаторічного розвитку, який став можливим завдяки загальному науково-технічному прогресу, успіхам металургії та машинобудування, вони досягли досить високих енергетичних та економічних показників, мають достатню надійність і добре освоєні в технологічному відношенні. За довгостроковими науковими прогнозами в найближчому майбутньому бензинові двигуни і дизелі, як і раніше, становитимуть основу транспортної енергетики [4].

Однак відпрацьовані гази (ВГ), що викидаються з поршневих двигунів внутрішнього згорання (ПДВЗ) в атмосферу, містять велику кількість шкідливих речовин (ШР), які завдають непоправної шкоди здоров'ю людини, навколишньому середовищу, впливаючи на родючість ґрунту та врожайність культур. У сучасному двигунобудуванні зниження екологічної шкоди, що завдається ПДВЗ, є найважливішим самостійним завданням.

Сказане свідчить про існування протиріччя між безальтернативною нині та у найближчій перспективі потребою людства продовжувати широке використання ПДВЗ для своїх потреб, з одного боку, та шкідливим впливом їх ВГ на людину та довкілля (НС) – з іншого.

Огляд способів підвищення екологічної безпеки дизелів показав, що через особливості їхнього робочого процесу заходи, спрямовані на зниження викидів продуктів неповного згорання, оксиду вуглецю, вуглеводнів та шкідливих частинок супроводжується зростанням викидів оксидів азоту. Тому для забезпечення відповідності дизелів діючим і перспективним нормам з токсичності з використанням методів зниження ВГ

поршневыми ДВЗ, що включають поєднання систем рециркуляції відпрацьованих газів (РВГ) з охолодженням ВГ та нейтралізації ВГ [1, 6, 7].

Застосування систем РВГ та їх нейтралізації показує, що ефективність використання зазначених способів суттєво залежить від температури ВГ (при цьому шкідливі як малі, так і надмірно високі її значення).

Однак більшу частину часу силові установки мобільної техніки працюють на змінних швидкісних та навантажувальних режимах. В результаті температура ВГ коливається в широких межах (від 120 до 750°C і вище), що створює проблему забезпечення оптимальної реалізації зазначених способів підвищення екологічної безпеки ПДВЗ.

В даний час для забезпечення доцільної температури ВГ використовують традиційні рекуперативні теплообмінники [5, 8, 9, 15, 16, 17], що характеризуються значною масою, металоємністю (кольорових металів) тощо.

Крім того, слід зазначити, що створення надійного та ефективного теплообмінника для охолодження ВГ є складним завданням через відкладення та забруднення, що виділяються з ВГ дизеля.

В плані виключення зазначених негативних особливостей традиційних теплообмінників значний інтерес становить використання для охолодження ВГ вихрових труб (ВТ). Роботи [3, 9, 10] свідчать про теоретичну можливість використання ВТ для часткового вирішення зазначеної вище проблеми.

РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ ЗНИЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

1.1. Екологічні проблеми взаємодії поршневих двигунів внутрішнього згоряння та навколишнього середовища

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння використовують практично у всіх галузях людської діяльності та за довгостроковими науковими прогнозами в найближчому майбутньому бензинові двигуни та дизелі становитимуть основу транспортної енергетики [4].

В процесі роботи ПДВЗ безперервно взаємодіють із навколишнім середовищем, одержуючи з нього паливо та повітря та викидаючи до нього продукти своєї діяльності, що породжує цілу низку екологічних проблем.

Насамперед, це проблема спалювання великої кількості природного органічного палива, запаси якого обмежені, що у перспективі створює серйозну екологічну небезпеку для людства. Процес спалювання палива в ПДВЗ включає, як обов'язковий елемент його, паливо з використанням кисню атмосферного повітря, що обумовлює його інтенсивну витрату. Припускають [2], що, протягом найближчих 150...180 років, кількість кисню в атмосфері скоротиться на третину порівняно із сучасним його вмістом.

Найсерйозніші проблеми в навколишньому середовищі створюють і шкідливі речовини, що викидаються з ПДВЗ, що входять до складу ВГ, завдають непоправної шкоди здоров'ю людини та природі.

1.2. Основні фактори, що впливають на утворення шкідливих речовин в дизелях

До нормованих в даний час ВГ, що утворюються в ході роботи ПДВЗ, відносять оксид вуглецю, вуглеводні, тверді (дисперсні) частинки та оксиди азоту [6, 8, 9, 12 та ін]. Виходячи з оборотності хімічних реакцій, процес згоряння теоретично не може дійти до кінця, а повнота згоряння

визначається умовами перебігу процесу [7, 10], насамперед якістю сумішоутворення. Недостача окислювача в локальних зонах полум'я в камері згоряння, зокрема дизеля, зниження температури газів, призводить до неповного окислення палива та збільшення концентрації вуглеводнів, оксиду вуглецю та сажових частинок в ВГ. Надлишок окислювача в умовах високих температур та тисків веде до інтенсивного утворення оксидів азоту [4].

Розглянемо коротко основні фактори, що впливають на утворення ВГ в дизелях.

Продукти неповного згоряння та часткового розкладання палива (оксиди вуглецю, вуглеводні та сажа) утворюються через загальний або локальний дефіцит кисню. Визначальними факторами їх утворення є: склад та якість палива, коефіцієнт надлишку повітря, рівномірність макроструктури та оптимальна мікроструктура робочої суміші.

Істотне значення має також фазовий стан процесу згоряння.

Його «затягування» збільшує вміст CO, CH та сажі. Утворення оксидів азоту, навпаки, є наслідком виникнення реакцій окиснення азоту у високотемпературних зонах камер згоряння за наявності незв'язаного кисню.

Концентрація NO_x у ВГ не залежить від сорту палива, але обумовлена швидкістю охолодження («загартування») продуктів згоряння.

Виходячи з цих визначальних причин, можна проаналізувати утворення ВР залежно від регульовальних та режимних факторів.

Склад та якість палива. Якість палива в основному має прямий вплив на вміст у ВГ як нормованих, так і ненормованих токсичних компонентів. Вміст сірки та її сполук у ВГ (головним чином, у вигляді твердих частинок) пропорційний вмісту сірки в паливі. Збільшення частки циклічних та поліциклічних ароматичних вуглеводнів у паливі підвищує димність ВГ. Вплив на емісію NO_x безпосередньо проявляється через органічні сполуки азоту, що входять до складу палива.

Можливий також опосередкований вплив на утворення NO_x через швидкість горіння палива та температуру полум'я. Ефект зниження всіх токсичних викидів, отриманий за рахунок поліпшення якості палива, досить очевидний і знаходиться в межах 10...20% [4]. Детальний аналіз впливу фізико-хімічних властивостей дизельного палива на викиди ВГ дизелів наведено в дослідженні [13].

Різні присадки до палив дозволяють покращувати їх моторні якості та впливати на склад ВГ. Зокрема, поширені антидимні присадки до палива на основі різних металів (наприклад, барію), що є каталізаторами горіння, ефект зниження димності ВГ від застосування яких може досягати 40...60%. Протягом багатьох років вивчається ефективність додавання води до повітря або палива для покращення різних показників ПДВЗ [5]. Додавання води до паливо-повітряного заряду призводить до зниження максимальної температури згоряння, що обумовлено витратами енергії на випаровування води та нагрівання її пари (питома теплоємність водяної пари вище за теплоємність повітря) і, отже, до зниження інтенсивності утворення оксидів азоту.

Альтернативні палива у цьому дослідженні не розглядаються.

Коефіцієнт надлишку повітря. У дизелях загальний коефіцієнт надлишку повітря обумовлює вміст в ВГ твердих частинок (сажі) та вуглеводнів, але мало впливає на концентрацію СО. Чітке збільшення продуктів неповного згоряння та сажеутворення спостерігається лише за коефіцієнта надлишку повітря менше 1,35...1,40.

Збільшення тиску повітряного заряду (наприклад, підвищенням ступеня наддуву, використанням двоступінчастого наддуву) спричиняє зниження емісії оксиду вуглецю, сажевих частинок. Вплив підвищення тиску на оксиди азоту неоднозначний, оскільки, з одного боку, збільшується коефіцієнт надлишку повітря, знижуючи емісію NO_x , з іншого – зростає температура повітря на впуску в циліндр, збільшуючи емісію оксидів азоту. У сучасних дизелях зазвичай використовуються регульовані

турбокомпресори (наприклад, із змінною геометрією), що забезпечує оптимальну величину тиску повітряного заряду для кожного режиму роботи ПДВЗ.

Зниження температури повітря в повітряному заряді на кожні 10°C, дозволяє зменшити питомі викиди NO_x приблизно на 10% [6, 10].

Опір систем впуску та випуску впливає на тиск і температуру повітряного заряду. Зазвичай клапани відкриваються за допомогою кулачкового механізму з постійним профілем кулачка. При цьому на режимах роботи двигуна, які відрізняються від номінального, закон підймання клапанів не є оптимальним. В даний час спостерігається тенденція заміни традиційних механічних газорозподільних механізмів на системи з електромагнітним, гідравлічним або електрогідравлічним приводом. Подібну систему застосовує, наприклад, Caterpillar (Variable Valve Actuation – VVA) на дизелях серії C13 та C15.

Від геометрії впускного клапана і каналу залежить аеродинаміка руху повітряного заряду, тобто, особливості процесу сумішоутворення

Величина надпоршневого зазору обумовлює об'єм зони горіння полум'я при положенні поршня біля ВМТ, тобто, визначає емісію продуктів неповного згорання, переважно – вуглеводнів.

Геометрія бічної поверхні поршня визначає кількість олії, що потрапляє в камеру згорання зі стінок циліндра. Від цього параметра залежать викиди вуглеводнів, оксиду вуглецю та сажових частинок.

Збільшення ступеня стиснення призводить до зростання температур горіння та продуктів згорання, до зростання емісії NO_x та зниження емісії СН.

Тип сумішоутворення. При плівковому сумішоутворенні спостерігається найменша кількість СО, СН та сажових частинок в ВГ; при об'ємному – оксидів азоту. Об'ємно-плівкове сумішоутворення займає проміжне положення.

Момент впорскування палива. Утворення ВГ у дизелях істотно залежить від моменту впорскування палива, що визначається кутом подачі палива до ВМТ (θ_{en}). Пізніше впорскування переносить закінчення процесу згоряння за межі процесу розширення, на початок випуску. В результаті кількість продуктів неповного згоряння в ВГ зростає. Збільшення θ_{en} сприятливо позначається на вмісті вуглеводнів, що не згоріли, проте викликає різке збільшення емісії оксидів азоту. Останнє пояснюється тим, що зі зростанням θ_{en} збільшується період затримки займання, що, у свою чергу, призводить до підвищення частки циклової подачі палива, що пройшла передполум'яну підготовку та згорає з високою швидкістю. Це зумовлює зростання максимальних тиску і температури циклу, які, природно, призводять до збільшення емісії оксиду азоту.

Геометрія розпилювача обумовлює характер розвитку паливних струменів: їх кількість, кут розкриття, дисперсність паливних крапель, далекобійність. Об'єм підголкового колодязя визначає ефект підтікання палива після основного упорскування, що призводить до збільшення емісії вуглеводнів.

Положення кінця розпилювача відносно поршня визначає точку зустрічі вершини паливного факела з поверхнею камери згоряння, що особливо важливо для напіввідкритих камер згоряння.

Збільшення максимального тиску впорскування палива впливає на якість сумішоутворення, спричиняє більш повне згоряння палива і, як наслідок, веде до зниження викидів оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажевих частинок і зростання викидів оксидів азоту.

Однією з найпоширеніших систем упорскування високого тиску в даний час є «Common Rail». Для більш ефективної роботи вона доповнюється системою електронного керування впорскуванням, яка є частиною загальної системи керування двигуном та забезпечує оптимальні

значення кута початку подачі та тиску впорскування палива для кожного швидкісного та навантажувального режиму.

Збільшення тиску початку впорскування палива призводить, з одного боку, до затримки початку впорскування (викиди NO_x знижуються), з іншого – до збільшення дисперсності крапель (викиди NO_x зростають). Сукупний вплив цих факторів визначається особливостями робочого процесу.

Режими роботи двигуна. Збільшення навантаження на дизель, що компенсується підвищенням циклової подачі палива, призводить до зростання максимальних тисків і температур циклу, відповідно, збільшення концентрації NO_x в ВГ, збільшення часу випаровування палива, що спричиняє зростання концентрації продуктів неповного згоряння [6]. Проте характер зміни питомих величини викидів ВГ менш однозначний. Загальною закономірністю утворення токсичних компонентів в ВГ дизелів є зростання продуктів неповного згоряння (CO , CH і сажі) зі збільшенням навантаження (рис. 1.1), коли коефіцієнт надлишку повітря знижується від 6...8 одиниць на холостому ході до 1,4...1,6 на режимі номінальної потужності. У ВГ дизелів на режимі холостого ходу міститься лише близько 0,1% (за об'ємом) CO , концентрація якого збільшується при зростанні середнього ефективного тиску до 0,2% на режимі повної подачі палива. Утворенню вуглеводнів у продуктах згоряння дизелів сприяють відносно низькі температури середовища та локальний дефіцит кисню.

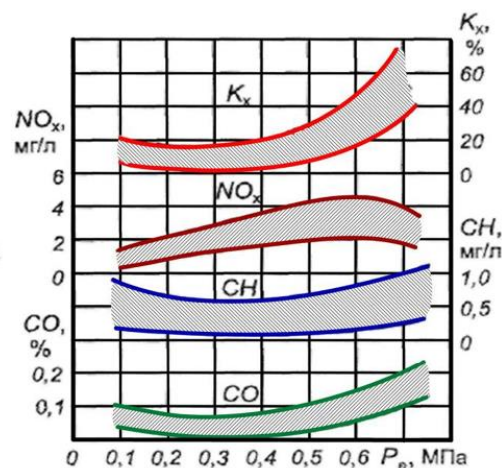


Рисунок 1.1 – Залежність вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля від навантаження [13]

Тому при роботі дизелів на малих навантаженнях та на режимі холостого ходу реєструється найбільша кількість вуглеводнів (аж до $0,8 \text{ г/м}^3$). Мінімум викидів СН проходить при $p_e = 0,4 \dots 0,6 \text{ МПа}$, а при повній подачі палива, внаслідок локального дефіциту кисню в зонах дифузійного горіння, концентрація СН знову підвищується. Ще більшим при підвищенні навантаження є зростання викидів сажі. Різке підвищення димності, починаючи з $p_e = 0,4 \dots 0,5 \text{ МПа}$, пояснюється погіршенням процесів сумішоутворення, зміною загального та локальних коефіцієнтів надлишку повітря та уповільненням дифузійної стадії згоряння на тлі температури, що підвищується, в зоні полум'я. В результаті для кожного типу дизеля існують граничні значення циклової подачі, у яких можна забезпечити задоволення нормативів по димності ВГ. Така циклова подача встановлюється при регулюванні паливних насосів високого тиску і не повинна виходити за ці межі в процесі експлуатації.

Кількість оксидів азоту в ВГ дизелів зі зростанням навантаження також зростає, досягаючи максимуму при $p_e = 0,5 \dots 0,6 \text{ МПа}$, що пояснюється зростанням температурного рівня циклу при збереженні достатньої кількості незв'язаного кисню. Подальше зростання навантаження призводить до погіршення сумішоутворення внаслідок збільшення циклових подач палива та появи в камері згоряння великої кількості зон, перезбагачених паливом. У цих зонах зменшується температура та недостатня концентрація незв'язаного кисню, що зменшує емісію NO_x в ВГ.

При роботі дизеля за швидкісною характеристикою зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу спостерігається деяке зниження викидів СО та СН (рис. 1.2), що пояснюється інтенсифікацією процесів

упорскування та розпилювання палива та посиленням вихрового руху повітряного заряду.

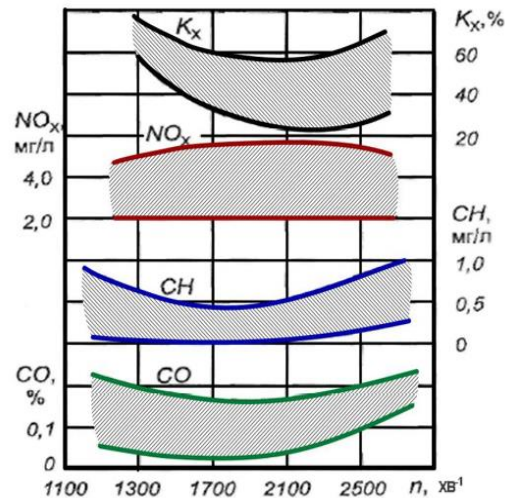


Рисунок 1.2 – Залежність вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля від частоти обертання колінчастого валу [13]

З цих причин зменшується концентрація сажі, що зумовлює зниження димності K_x . Однак таке покращення екологічних характеристик відбувається лише до певного режиму (приблизно до $n = 1700 \dots 2000 \text{ хв}^{-1}$).

Подальше зростання частоти обертання колінчастого валу скорочує час і погіршує якість сумішоутворення, що веде до підвищення концентрації CO та CH та збільшення викидів сажі, що супроводжується підвищенням димності. При певній для кожного типу дизеля частоті обертання настає межа димлення, що обмежує його швидкохідність. Збільшення частоти обертання колінчастого валу слабо впливає на викид оксидів азоту, хоча, як показано на рис. 1.2, максимальний вміст NO_x відповідає режиму повного та швидкого згоряння палива, коли вміст CO та CH мінімальний. Зменшення частоти обертання колінчастого валу дизеля веде до збільшення часу, що відводиться на процес сумішоутворення, що дозволяє підвищити його якість, а також до зменшення тривалості процесу згоряння, що виражена через кут повороту колінчастого валу, що спричиняє підвищення максимальних температур та тисків згоряння.

1.3 Способи підвищення екологічної безпеки дизелів

Оскільки в ВГ дизелів при їхньому нормальному технічному стані міститься невелика кількість оксиду вуглецю та незгорілих вуглеводнів, то основна увага приділяється зменшенню викидів оксиду азоту та твердих частинок – сажі [2, 8, 17]. Наявність надлишкового кисню в ВГ не дозволяє забезпечити нейтралізацію NO_x , як це виконується в бензинових двигунах. У цьому випадку потрібно вводити додаткові відновники, наприклад, аміак (NH_3), що суттєво ускладнює двигун. Тому превалюючим є придушення емісії NO_x безпосередньо при згорянні палива. З цією метою організація робочого процесу дизелів коригується шляхом:

- оптимізації часових та енергетичних характеристик впорскування палива, що забезпечують найкращу мікро- та макроструктуру заряду, а також мінімальну затримку займання;
- оптимізації вихрового руху повітряного заряду;
- вдосконалення конструкції дизелів;
- упорскуванням води у впускну систему;
- використання водопаливних емульсій;
- застосування рециркуляції ВГ.

Загалом перелічені прийоми спрямовані на те, щоб процес згорання починався якомога ближче до ВМТ при мінімальному періоді затримки займання.

Оптимізація часових та енергетичних характеристик впорскування палива. Утворення ВР у дизелі істотно залежить від якості сумішоутворення, загального та локальних значень коефіцієнта надлишку повітря, а також температури продуктів згорання.

З огляду на це одним із факторів, змінюючи який можна ефективно впливати на утворення ВГ, є момент початку впорскування палива. З метою поліпшення екологічних властивостей дизелів кут випередження впорскування палива відносно ВМТ (θ_{en}) встановлюється не виходячи з мінімізації питомих витрат палива, а за умовою компромісу між значеннями

допустимих викидів оксидів азоту та вуглеводнів, залежність яких від кута θ_{en} протилежна. У зв'язку з цим для дизелів останніх поколінь момент початку впорскування палива вибирається таким, при якому суттєво знижується емісія оксидів азоту і водночас питомий викид вуглеводнів не перевищує 0,15...0,20 г/(кВт·год) [3].

Рекомендується складна програма зміни моменту початку впорскування палива в залежності від частоти обертання колінчастого валу, навантаження та теплового стану двигуна. Під час роботи холодного двигуна на холостому ході кут випередження впорскування палива доцільно збільшувати з ростом частоти обертання колінчастого валу, щоб унеможливити появу «білого» диму з великим вмістом вуглеводнів. Однак, після прогріву двигуна значення θ_{en} має зменшуватися приблизно на 10 град повороту колінчастого валу. Під час роботи «гарячого» двигуна під навантаженням програма зміни моменту впорскування палива має зовсім інший характер: θ_{en} повинен зменшуватись при підвищенні швидкісного та навантажувальних режимів роботи дизеля від частоти обертання холостого ходу до частоти обертання 800...1200 хв.₁ і зберігатись на рівні 5...6 град повороту колінчастого валу після ВМТ при великих частотах обертання. Реалізація таких програм здійснюється за допомогою електронних систем управління паливopoдачею.

Крім моменту початку впорскування палива на утворення ВГ впливає тривалість впорскування. При надто затягнутому впорскуванні останні порції палива вводяться безпосередньо в гарячі продукти згорання і нагріваються при дефіциті кисню. Внаслідок цього збільшується кількість продуктів неповного згорання, зростає викид сажових частинок. Тому у сучасних дизелях тривалість упорскування зменшують до технічно можливих меж у 20...30 град повороту колінчастого валу.

Скорочення тривалості впорскування досягається за рахунок істотного підвищення тиску впорскування (p_{en}). Підвищення p_{en} позитивно

впливає на дрібність розпилювання, дозволяючи оптимізувати мікроструктуру паливного струменя та макроструктуру заряду та за рахунок цього знизити димність ВГ (рис. 1.3).

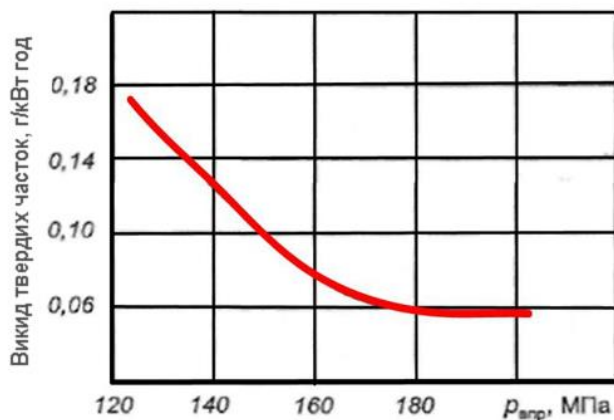


Рисунок 1.3 – Залежність викиду твердих частинок від тиску впорскування палива

У зв'язку з цим у сучасному дизелебудуванні визначилася цілком чітка тенденція зростання $p_{вп}$ до 100...120 МПа. Існують варіанти паливної апаратури, що мають тиск упорскування аж до 180 МПа та більше.

Оптимізація вихрового руху заряду. Вихровий рух заряду разом з параметрами паливного струменя суттєво впливає на макроструктуру паливо-повітряної суміші. Як показують дослідження (рис. 1.4) [6], існує цілком певна інтенсивність вихору, при якій мінімізуються як викиди продуктів неповного згоряння (СО, СН, С), так і питома витрата палива. Однак у цьому разі спостерігається зростання викиду оксидів азоту.

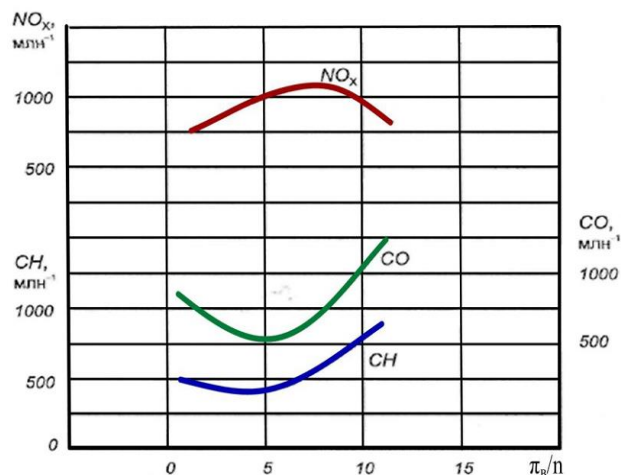


Рисунок 1.4 – Вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля залежно від вихрового відношення π_e / n

Тому в останніх моделях дизелів інтенсивність вихрового руху заряду підбирається таким чином, щоб досягти максимального зниження викидів оксидів азоту, навіть за деякого підвищення вмісту в ВГ СО та СН.

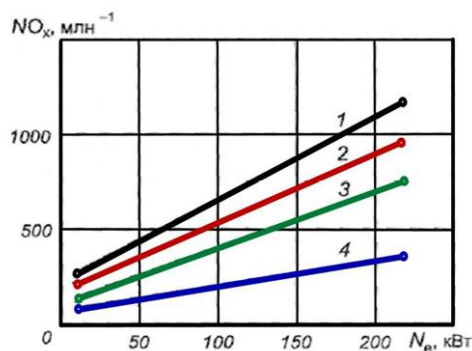
Велике значення має раціональна організація вихрового руху заряду в двигунах, що мають чотири клапани у кожному циліндрі. У цьому варіанті використовуються роздільні впускні канали різної форми. Один канал закінчується равликоподібною камерою, що забезпечує закрутку потоку і створює вихровий рух в циліндрі заряду в площині, перпендикулярній осі циліндра. Другий канал виконується прямим і ініціює вихровий рух у площині, що паралельна осі циліндра.

Удосконалення конструкції дизелів. Основними конструктивними прийомами підвищення екологічної безпеки дизелів є: збільшення відношення ходу поршня до діаметра циліндра; зменшення надпоршневого об'єму; заповнення зазору між гільзою та головкою прокладкою з термостійких синтетичних матеріалів; зменшення жарового поясу поршня; перехід на чотириклапанні системи газорозподілу.

Великі завдання підвищення екологічної безпеки дизелів покладаються на паливну апаратуру. Застосовуються форсунки з мінімальним підголковим об'ємом та з електромагнітним керуванням.

Впорскування води у впускний трубопровід. Впорскування води у впускну систему також позитивно впливає на екологічні показники дизелів. Наявність води у свіжому заряді призводить до її швидкого випаровування і в кінці стиснення паливо впорскується в практично гомогенну суміш повітря з парами води. При цьому середня та локальні температури суміші мало відрізняються від температури заряду без добавки води, оскільки об'єм пари становить незначну частку від об'єму повітря. В цих умовах пари води діють як інертний баласт, який незначно впливає на затримку займання. Знижена температура заряду та зменшення концентрації вільного кисню

обумовлює зниження емісії NO_x . Встановлено [2, 7], що додавання 6% (за масою) води до повітря, що надходить у циліндр, дозволяє зменшити концентрацію NO_x в ВГ на 50 % (рис. 1.5).



1 – без упорскування води; 2 – з упорскуванням 1% води; 3 – з упорскуванням 2% води; 4 – з упорскуванням 6% води

Рисунок 1.5 – Вплив упорскування води на впуску в дизель на емісію оксидів азоту

Застосування водопаливних емульсій. Емульсія – це система, що складається з двох рідких фаз, одна з яких диспергована у вигляді крапель розміром 0,1...100 мкм (дисперсна фаза). Рідина, в якій знаходяться краплі, називається дисперсним середовищем. Водопаливні емульсії можуть бути прямими (краплі палива у воді) та зворотними (краплі води у паливі).

Існує кілька гіпотез про механізм впливу водопаливних емульсій на характер згоряння у дизелі [7, 8, 10]. Однією з поширених є гіпотеза «мікробухів» крапельок води, що прогріваються, у зворотній емульсії при впорскуванні її в циліндр. За рахунок інтенсивного розширення пари, що знаходиться всередині краплі палива, забезпечується вторинне розпилювання палива та змішування його з повітрям. Результатом цього є зменшення викидів продуктів неповного згоряння.

Останнім часом з'явилися відомості про те, що поліпшення повноти згоряння спостерігається при використанні прямих емульсій. На цій підставі ряд дослідників вважає, що при потраплянні у високотемпературне середовище відбувається дисоціація молекул води з наступною хімічною

взаємодією радикалів – продуктів розкладання вуглеводнів з воднем та гідроксильною групою (ОН).

Найімовірнішим є існування обох механізмів впливу води у паливі. Крім того, випаровування води призводить до зниження локальної температури в зонах займання, що спричиняє значне збільшення затримки займання. Звідси можливий двоїстий вплив води в паливі на викид NO_x : збільшення затримки займання інтенсифікує швидкість наростання тиску та середньої температури, що збільшує емісію NO_x , а зниження локальних температур за рахунок випаровування води – її зниження. Тому в деяких дослідженнях спостерігався або слабкий вплив добавки води на емісію NO_x або навіть збільшення останньої.

Однак більшістю досліджень [2, 4, 6, 8, 9, 11 та ін.] встановлено, що застосування водопаливних емульсій з високим вмістом води знижує концентрацію оксидів азоту в ВГ. Так, за кількості води в емульсії, що дорівнює 20%, вміст оксидів азоту падає на 30...40%, а за 40% води – на 100%, становлячи 6...8 тис. часток на мільйон. Крім того, при 20% води в емульсії концентрація СО зменшилася на 33%, а при 40% води – на 66% і становить 0,1%. Встановлено також, що наявність води у паливі зменшує утворення сажі, перешкоджаючи коагуляції її молекул у великі агломерати.

Тим не менш, перспективи впорскування води та застосування водопаливних емульсій не безперечні, оскільки спричиняють багато проблем. Для їх реалізації необхідний запас води (до 20...30% від запасу палива). Існують складнощі у приготуванні водопаливних емульсій та забезпеченні стабільності її структури в часі, оскільки вода згодом виділяється з палива та осідає на дні паливного бака.

Робота системи палива з водопаливною емульсією стає проблемною при негативній температурі. Виникають також складнощі з протикорозійним захистом деталей паливної апаратури та самого двигуна. Потрібна досить складна автоматика для дозування води, що додається до палива.

Рециркуляція відпрацьованих газів (РВГ) – це перепуск частини ВГ у впускний колектор (рис. 1.6) [2, 9, 13, 15].

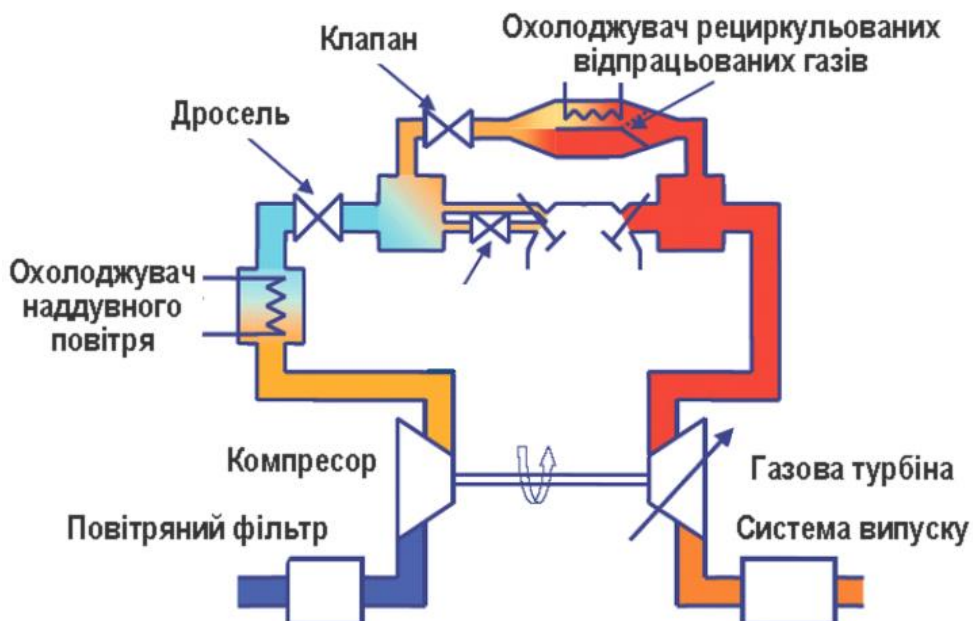


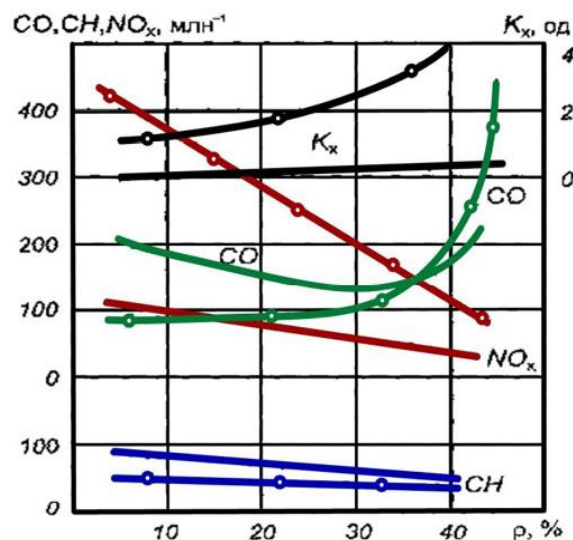
Рисунок 1.6 – Схема системи рециркуляції відпрацьованих газів

Частина відпрацьованих (умовно інертних) газів потрапляє в циліндри як баласт, що спричиняє зниження максимальної температури горіння і, як наслідок, зменшення викидів оксидів азоту, що утворюються при високих температурах [1, 4].

Робота системи спричиняє зниження потужності двигуна.

Механізм впливу розведення свіжого заряду ВГ полягає в тому, що діоксид азоту NO_2 , який міститься в ВГ, а також підвищена температура кінця процесу стиснення прискорюють займання (скорочують період затримки займання), а також, будучи баластним компонентом, знижують теплоту згорання, віднесену до одиниці мас концентрацію незв'язаного кисню.

В результаті рециркуляції ВГ до рівня 25...45 % від маси циклового заряду вміст оксидів азоту зменшується більш ніж удвічі за середніх навантажень [3] (рис. 1.7).



з крапками – при середньому ефективному тиску 0,364 МПа; суцільна – холостий хід

Рисунок 1.7 – Вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля залежно від ступеня рециркуляції відпрацьованих газів (ρ)

Однак подальше збільшення вмісту ВГ у свіжому заряді зазвичай призводить до збільшення викидів продуктів неповного згоряння: оксиду вуглецю (CO) та твердих частинок, а також збільшення димності ВГ. Що ж до емісії сумарних вуглеводнів, їх зміна можливе як у бік збільшення, так і зменшення – залежно від особливостей організації як системи рециркуляції, так і самого робочого процесу дизеля. Поряд із зниженням NO_x рециркуляція ВГ забезпечує також зниження викидів альдегідів.

Практичне застосування рециркуляції ВГ вимагає досить складного автоматичного керування, що забезпечує оптимальне дозування кількості ВГ, що спрямовуються до впускної системи.

Найбільш повно описані вище способи забезпечення екологічної безпеки використані в дизелі Ecotec Diesel, що розроблений у 90-х роках фірмою Opel спільно з фірмою GME, що є європейським відділенням GMC. Слід наголосити, що дизелі із системами РВГ є у виробничих програмах усіх провідних світових виробників [1].

Для дизелів з турбонаддувом можливе застосування різних схем системи рециркуляції:

1. Зовнішня рециркуляція з відбором ВГ після турбіни та їх підведенням до впускного колектора перед компресором (система низького тиску).

2. Зовнішня рециркуляція з відбором ВГ перед турбіною та введенням їх у впускний колектор після компресора перед охолоджувачем наддувного повітря, або після нього (система високого тиску).

3. Внутрішня рециркуляція (на такті випуску на деякий час відкриваються впускні клапани, через які ВГ потрапляють у впускний колектор). У сучасних конструкціях дизелів така система РВГ реалізується управлінням фазами газорозподілу, що дозволяє спростити конструкцію двигуна (не потрібен спеціальний клапан) та підвищити надійність.

Застосування для дизелів з турбонаддувом рециркуляції ВГ дозволяє знизити викиди оксидів азоту в середньому на 60%, при цьому вартість двигуна збільшується приблизно на 15% [8].

Рециркуляція призводить до підвищення температури повітряного заряду, тому доцільно застосування першої схеми, а також охолоджувача ВГ у системі РВГ та/або охолоджувача наддувного повітря.

На різних конструкціях двигунів система зовнішньої рециркуляції має різне конструктивне виконання. Разом з тим, можна виділити загальні конструктивні елементи даної системи: клапан рециркуляції; керуючий клапан; повітряні патрубки.

Клапан рециркуляції безпосередньо здійснює перепускання ВГ з випускної системи у впускний колектор. Робота клапана заснована на розрідженні, що виникає у впускному колекторі. За рахунок розрідження вакуумний перетворювач переміщує вал клапана. Величина відкриття клапана визначає об'єм ВГ, поданих до впускного колектора.

Керуючий клапан (активатор) регулює величину розрідження, що подається на клапан рециркуляції, робота якого здійснюється за командою електронного блоку керування в залежності від режимів роботи двигуна. На основі електричного сигналу від електронного блоку керування

відкривається електромагнітний клапан. Розрідження із впускного колектора подається на вакуумний перетворювач. Клапан рециркуляції відкривається на певну величину, частина ВГ спрямовується у впускний колектор.

На окремих двигунах у системі РВГ, як було зазначено, застосовується охолодження газів. Охолодження ВГ додатково знижує температуру продуктів згоряння і тим самим зменшує утворення оксидів азоту. Охолодження проводиться шляхом проходження охолоджуючої рідини через рециркуляційний клапан. Рідше у системі рециркуляції ВГ використовується спеціальний радіатор, включений у систему охолодження.

Коефіцієнт рециркуляції зазвичай знаходиться в межах 8...12% відносно сумарної витрати повітряного заряду. Однак деякі виробники, наприклад Cummins, Detroit Diesel, Volvo, доводять величину рециркуляції до 30...35%. Застосування рециркуляції ВГ призводить до падіння потужності та погіршення паливної економічності.

Нижче наведені приклади реалізації систем РВГ різними виробниками.

Спільне застосування систем рециркуляції та регулювання фаз газорозподілу вперше було запропоновано фірмою John Deere для дизелів позашляхових машин.

Використання систем рециркуляції та регулювання фаз газорозподілу спільно з сажевим фільтром DPF та нейтралізаторів окисного типу забезпечує виконання норм Tier 4 Interim і, на думку John Deere, є більш доцільним, ніж упорскування сечовини з причин недостатньо розвиненої інфраструктури заправних станцій сечовини та низької температури її застигання.

Фірма Caterpillar розвиває технологію ACERT, в основі якої лежать: система подачі палива з електронним управлінням, система рециркуляції ВГ (рис. 1.8).

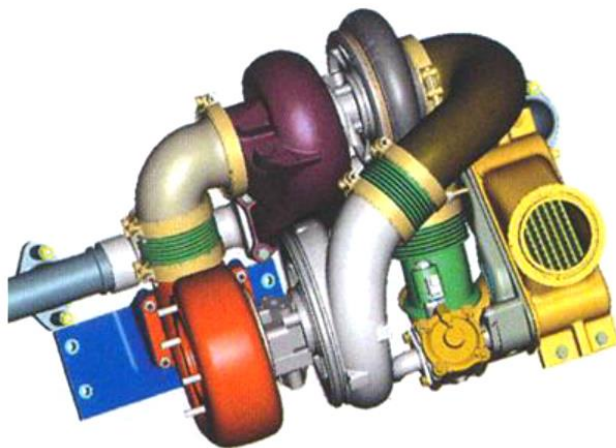


Рисунок 1.8 – Рециркуляція відпрацьованих газів дизелів Caterpillar з технологією ACERT (система CGI)

На відміну від системи SCR, що використовується в Європі, для очищення відпрацьованих газів, технологія ACERT не передбачає застосування сечовини або будь-яких інших хімічних реагентів.

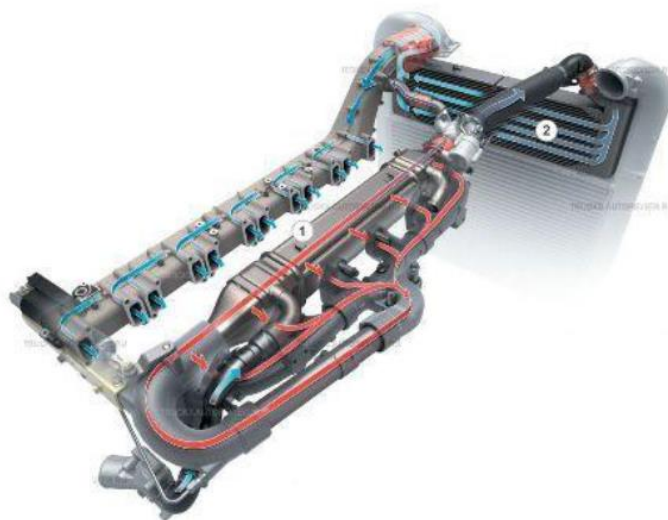
Норми Euro 5 та Euro 6 вимагали впровадження системи подачі (рециркуляції) очищених вихлопних газів CGI.

Основна відмінність CGI від інших відомих систем РВГ полягає в якості газу. У системі РВГ у циліндри подаються охолоджені ВГ, а CGI – очищені. В обох випадках газ з киснем, що вигорів, знижують температуру згоряння паливної суміші, але в CGI сажа в циліндри не надходить. Система очищення ВГ CGI не вимагає застосування витратних матеріалів, а газ, що повертається в циліндри, проходить подвійну фільтрацію, не забруднюючи сажею внутрішні деталі двигуна.

Технологія ACERT також використовується для дизелів Volvo Penta.

У двигунах Deutz об'ємом понад 7 л поряд із звичайною системою РВГ використовується «внутрішня рециркуляція», тобто короткочасне відкриття впускного клапана на такті випуску, а також РВГ з електронним керуванням та охолодженням газів, що рециркулюються. Останній варіант застосовується на дизелях для потужних сільськогосподарських та промислових тракторів.

На перспективних моделях дизелів Scania не використовується впорскування сечовини, проте вони забезпечують виконання вимог Євро 5. Це досягнуто використанням системи РВГ з двоступінчастим охолодженням до 50°C (рис. 1.9), турбокомпресором із змінною геометрією і системи впорскування «Common Rail» (тиск впорскування до 2400 бар, трифазне упорскування).



1 – рідинний охолоджувач, 2 – повітряний охолоджувач

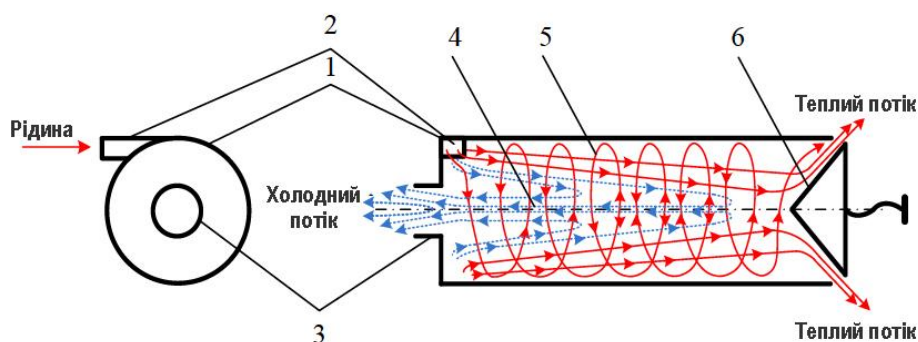
Рисунок 1.9 – Двоступінчасте охолодження рециркульованих газів у системі рециркуляції відпрацьованих газів дизеля «Scania»

Для охолодження ВГ, як правило, використовують традиційні рекуперативні теплообмінники [5, 6, 8, 17, 18, 25], що характеризуються значною масою, металоємністю (кольорових металів) та мають суттєві гідравлічні опори. Крім того, слід зазначити, що створення надійного та ефективного теплообмінника для охолодження ВГ є складним завданням через відкладення та забруднення, що виділяються з ВГ дизеля.

З огляду на зниження зазначених негативних особливостей традиційних теплообмінників в системі РВГ значний інтерес представляє використання для охолодження ВГ вихрової труби.

РОЗДІЛ 2 ВИКОРИСТАННЯ ВИХРОВИХ ТРУБ У СИСТЕМАХ ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

У техніці досить добре відомі вихрові холодильно-нагрівальні установки. В 1933 р. французький інженер Ж. Ранк виявив, а 1946 р. німецький фізик Р. Хілш досліджував ефект перерозподілу температури стисненої рідини (крапельної або пружної) у поперечному перерізі закрученого потоку (ефект Ранка-Хілша) [4, 9, 15, 17]. Пристрій, в якому був реалізований цей ефект, зветься трубою Ранка або вихровою трубою.



1 – корпус; 2 – завихрювач тангенціального типу для подачі рідини; 3 – патрубок виходу холодного потоку (діафрагма); 4 – центральна зона холодних течій; 5 – периферійний вихровий потік; 6 – дросельний кран

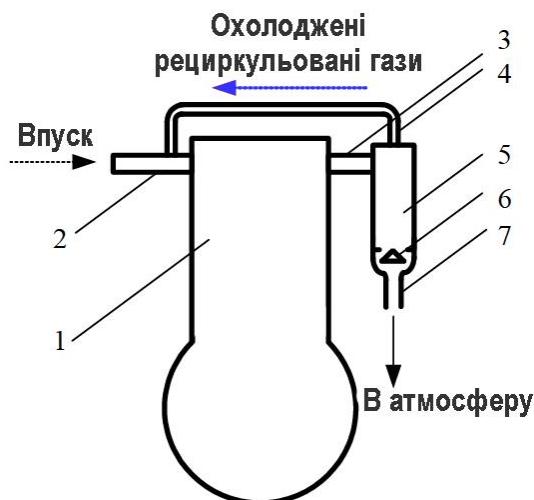
Рисунок 2.1 – Принциповий пристрій вихрової труби

Важливим тут є те, що одержання холодної та гарячої рідини (газу) здійснюється з одного джерела, яким є закручений потік цієї рідини.

Працює ВТ в такий спосіб. При втіканні рідини через завихрювач утворюється інтенсивний круговий потік, осьові шари якого помітно охолоджуються і відводяться через отвір діафрагми у вигляді холодного потоку, а периферійні шари підігріваються і витікають через дросель у вигляді гарячого потоку. По мірі прикриття дроселя загальний рівень тиску у вихровій трубі підвищується та витрата холодного потоку збільшується при відповідному зменшенні витрати гарячого потоку. При цьому температури холодного та гарячого потоків також змінюються [7].

2.1. Можливі варіанти використання вихрових труб для зниження токсичності поршневих двигунів внутрішнього згорання

Як зазначалося в розділі 1.3, у сучасному двигунобудуванні, для зниження викидів оксидів азоту, широко використовується рециркуляція ВГ. Недоліками запропонованої системи є: витрати енергії для охолодження ВГ (у разі використання рідинних охолоджувачів), що призводить до зниження потужності та економічності двигуна; недостатньо ефективне (глибоке) охолодження ВГ, що знижує коефіцієнт наповнення ПДВЗ, а отже, його потужність та економічність; досить складна і дорога конструкція теплообмінника, призначеного для охолодження ВГ, що знижує надійність двигуна з рециркуляцією ВГ в цілому; наявність спеціального клапана, що регулює частку ВГ, що також знижує надійність двигуна з рециркуляцією ВГ в цілому. У роботах [5, 6, 9] було запропоновано замінити охолоджувач ВГ. Найпростіший варіант такої заміни показано на рис. 2.2 [6].



1 – поршневий ДВЗ; 2 – впускний колектор; 3 – вхідний патрубок; 4 – перепускний патрубок охолоджених відпрацьованих газів; 5 – вихрова труба; 6 – дросель вихрової труби; 7 – патрубок виходу нагрітих відпрацьованих газів

Рисунок 2.2 – Принципова схема системи рециркуляції відпрацьованих газів з використанням вихрової труби

Показана система працює наступним чином. Відпрацьовані гази з циліндра ПДВЗ по вхідному патрубку потрапляють у ВТ, де їх потік поділяється на два – холодний, що прямує у впускний колектор, та гарячий, що викидається в атмосферу через випускний колектор.

Частка холодних ВГ, що прямують у впускний колектор, регулюється дросельним краном ВТ.

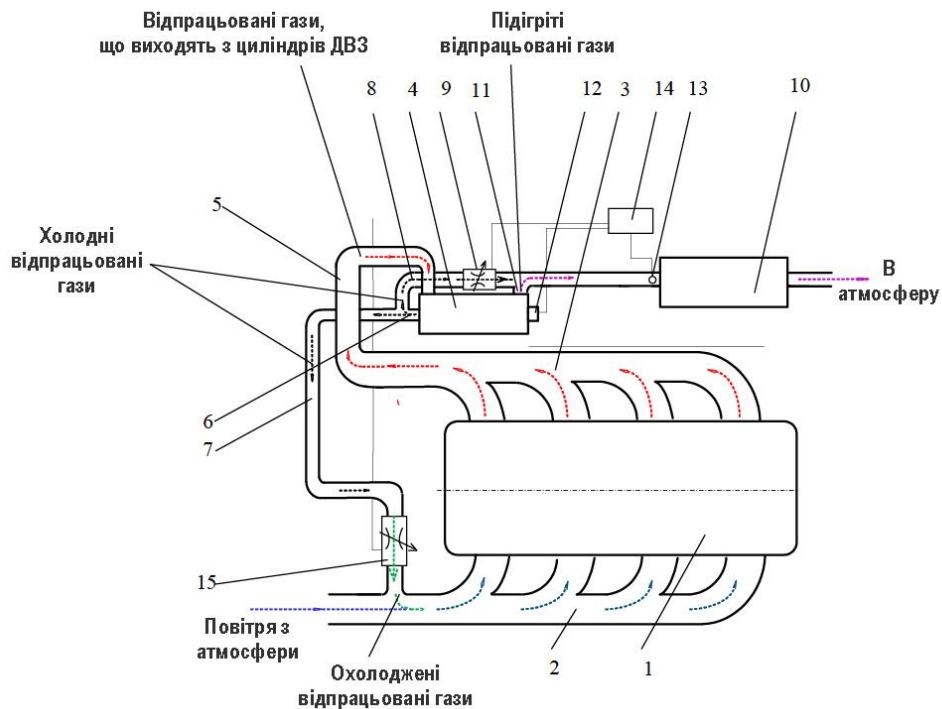
Порівняно з традиційною системою рециркуляції у розглянутій забезпечується: виключення витрат енергії для охолодження ВГ (у разі використання рідинних охолоджувачів); суттєве підвищення ефективності (глибини) охолодження ВГ, що підвищує коефіцієнт заповнення ПДВЗ; підвищення надійності двигунів з рециркуляцією ВГ в цілому, так як спрощується пристрій, що забезпечує охолодження ВГ (в результаті заміни теплообмінника ВТ) і забезпечується можливість регулювання частки ВГ за допомогою дросельного крана ВТ, що виконує роль клапана у звичайній системі.

На рис. 2.3 показаний інший приклад використання ВТ у системі РВГ поршневого ДВЗ [7, 9]. Працює представлена на рис. 2.3 система так. Відпрацьовані гази з циліндра ПДВЗ по вхідному патрубку ВГ потрапляють у ВТ, де їхній потік поділяється на холодний та підігрітий. Холодний потік, вийшовши з ВТ через вихідний патрубок холодного потоку 6, теж поділяється на два, один з яких через перепускний патрубок охолоджених ВГ направляється в перепускний патрубок ВГ, а інший через підвідний патрубок 8 – на вхід у нейтралізатор.

Підігрітий потік ВГ після виходу з ВТ через вихідний патрубок підігрітого потоку ВГ також прямує до нейтралізатора.

На вході в нейтралізатор холодний та підігрітий потоки ВГ змішуються. Температура змішаного потоку реєструється датчиком температури, сигнал від якого надходить до електронного блоку управління, який забезпечує необхідну температуру ВГ на вході в нейтралізатор під час

роботи двигуна на різних режимах шляхом зміни частки холодних газів за допомогою клапана регулювання кількості холодних ВГ.



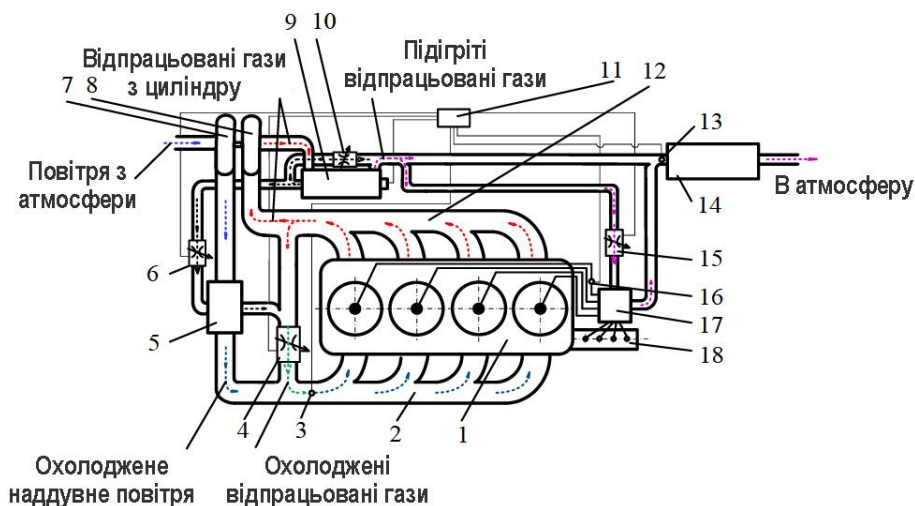
1 – дизель; 2 – впускний колектор; 3 – випускний колектор; 4 – вихрова труба; 5 – входні патрубки відпрацьованих газів; 6 – вихідні патрубки холодного потоку відпрацьованих газів; 7 – перепускний патрубок охолоджених рециркульованих відпрацьованих газів; 8 – підвідний патрубок відпрацьованих газів; 9 – клапан регулювання кількості відпрацьованих холодних газів; 10 – каталітичний нейтралізатор; 11 – вихідний патрубок підігрітого потоку відпрацьованих газів; 12 – дросель; 13 – датчик температури відпрацьованих газів; 14 – електронний блок управління; 15 – клапан рециркуляції відпрацьованих газів

Рисунок 2.3 – Використання вихрової труби в системі рециркуляції відпрацьованих газів

У той же час електронний блок управління забезпечує доцільний ступінь рециркуляції (частку ВГ), впливаючи на клапан рециркуляції ВГ, та змінюючи частки холодного та підігрітого потоків ВГ на виході з ВТ, впливаючи на дросель.

Порівняно з традиційною системою РВГ, у запропонованому варіанті зберігаються всі переваги попереднього варіанта та додатково забезпечується доцільна температура ВГ на вході до каталізатора, що дозволяє підвищити ефективність та надійність його роботи. Аналогічна система може бути використана і в двигунах із наддувом, що дозволяє розширити функціональні можливості ВТ.

На рис. 2.4 показано принципову схему комбінованого двигуна з охолоджувачем наддувного повітря, рециркуляцією та нейтралізацією ВГ, обладнаного ВТ, що встановлена на випуску після газової турбіни [5].



1 – дизель; 2 – впускний колектор; 3 – датчик температури свіжого заряду; 4 – клапан рециркуляції відпрацьованих газів; 5 – охолоджувач наддувного повітря; 6 – клапан регулювання кількості охолоджених відпрацьованих газів, що направляються в охолоджувач наддувного повітря; 7 – компресор; 8 – газова турбіна; 9 – вихрова труба; 10 – клапан регулювання кількості охолоджених відпрацьованих газів, що направляються в каталітичний нейтралізатор; 11 – блок управління; 12 – випускний колектор; 13 – датчик температури відпрацьованих газів перед каталітичним нейтралізатором; 14 – каталітичний нейтралізатор; 15 – клапан регулювання кількості підігрітих відпрацьованих газів, що надходять у підігрівач палива; 16 – датчик температури палива у

трубопроводах високого тиску; 17 – підігрівач палива; 18 – паливний насос високого тиску

Рисунок 2.4 – Принципова схема комбінованого ДВЗ з охолоджувачем наддувного повітря, рециркуляцією та нейтралізацією відпрацьованих газів (варіант 1)

Робота двигуна відбувається так. Відпрацьовані гази з циліндра проходять через газову турбіну, яка приводить в дію компресор, і потрапляють у ВТ. Тут потік ВГ поділяється на два: охолоджений та підігрітий. Регулювання роботи ВТ здійснюється блоком керування шляхом переміщення дросельного клапана.

Охолоджений потік ВГ прямує в охолоджувач наддувного повітря і охолоджує повітря. Після охолоджувача цей потік надходить в трубопровід, яким частина ВГ з випускного колектора направляється у впускний трубопровід. Кількість ВГ регулює клапан рециркуляції ВГ, що пов'язаний з блоком управління.

Температура свіжого заряду у впускному колекторі регулюється клапаном 6, що приводиться в дію блоком керування в залежності від сигналу, що надходить від датчика температури свіжого заряду.

Підігрітий потік ВГ на виході із ВТ поділяється на два.

Перший прямує в нейтралізатор, підвищуючи в ньому температуру, що забезпечує високоефективну його роботу на малих навантаженнях і режимах холостого ходу (відомо, що використання нейтралізатора при температурах нижче 350°C є неефективною, крім того, тривала експлуатації дизеля на режимах малих навантажень, через утворення коксових відкладень, нагарів та смол, значною мірою впливає на термін служби нейтралізатора [8]).

Однак при роботі двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики нейтралізатор зазнає високих термічних навантажень, під дією яких можливий перегрів та прогар його корпусу, а також руйнування каталітичних елементів.

Тому при необхідності зниження температури ВГ, що надходять у нейтралізатор, частина охолоджених у ВТ ВГ через клапан 10 надходить на вхід до нейтралізатора.

Оптимальна температура змішаного потоку ВГ регулюється блоком управління, до якого надходять сигнали від датчика температури 13.

Частина підігрітих ВГ після ВТ направляється в підігрівач палива, встановлений після паливного насоса високого тиску, звідки паливо направляється до форсунок, що дозволяє забезпечити якісне сумішоутворення на режимах проміжних навантажень (особливо при пуску дизелів в умовах низьких температур).

Оптимальна температура підігріву забезпечується регулюванням кількості потоку ВГ, що проходить через підігрівач потоку за допомогою клапана 15.

Управління цим клапаном здійснюється блоком 11 сигналів, що надходять від датчика температури палива в трубопроводах високого тиску.

З урахуванням описаної роботи комбінованого двигуна, обладнаного ВТ за розглянутою схемою, можна зробити такі висновки.

1. Виключення витрат енергії на охолодження ВГ (у разі використання рідинних охолоджувачів) дозволяє дещо підвищити економічні показники двигуна. При цьому суттєво підвищується ефективність (глибина) охолодження ВГ порівняно з традиційними охолоджувачами, що збільшує коефіцієнт наповнення двигуна та також сприяє покращенню економічних та екологічних показників двигуна.

2. Забезпечення оптимальної, для ефективної роботи нейтралізатора, температури ВГ дозволяє знизити викиди шкідливих речовин в навколишнє середовище, виключити ймовірність утворення коксових відкладень, осадження смол і нагарів, а також виключити перегрів (прогар) корпусу нейтралізатора та руйнування його каталітичних елементів.

3. Виключення витрат енергії на охолодження наддувного повітря в охолоджувачі дозволяє дещо підвищити економічні показники двигуна.

4. Підігрів палива, що надходить у циліндри, забезпечує якісне сумішоутворення на режимах проміжних навантажень, що сприяє покращенню економічних, екологічних та пускових характеристик дизелів.

Незважаючи на перераховані позитивні особливості, розглянута вище система може виявитися недостатньо ефективною через незначне зниження температури потоку охолоджених ВГ, що виходить з ВТ, і недостатнього підвищення температури потоку підігрітих ВГ через низький тиск ВГ, що надходять до неї.

Завдання підвищення ефективності роботи ВТ можна вирішити, використовуючи систему, що аналогічна розглянутій, але яка відрізняється тим, що газова турбіна приводить у дію не тільки компресор для стиснення повітря, а й додатковий компресор (позиція 13 на рис. 2.5), через який проходять після турбіни ВГ і стискаються до підвищеного тиску.

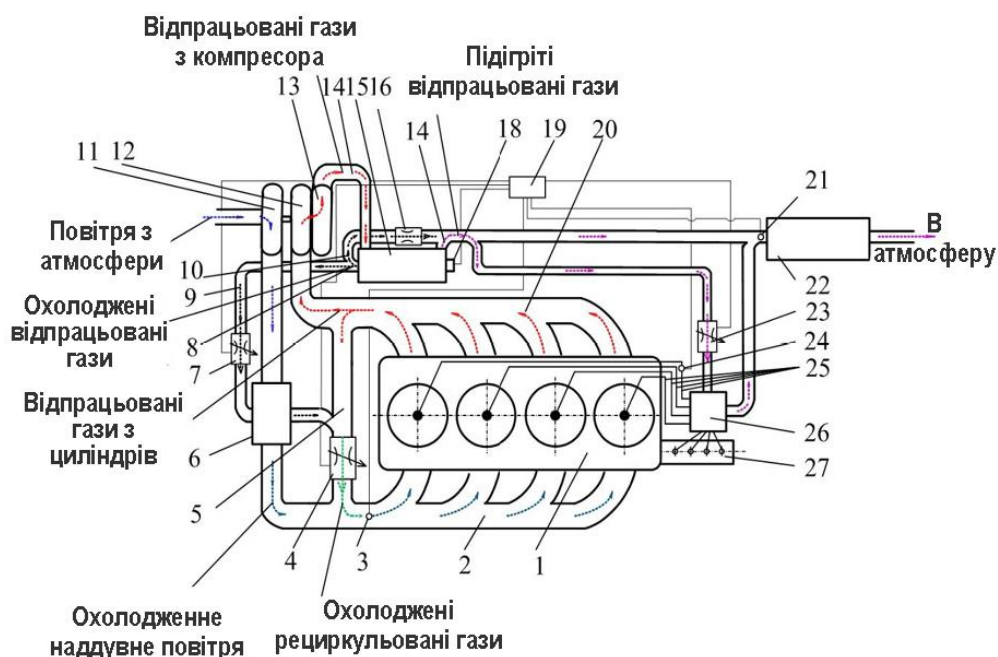


Рисунок 2.5 – Принципова схема комбінованого ДВЗ з охолоджувачем наддувного повітря, рециркуляцією та нейтралізацією відпрацьованих газів (варіант 2)

У цьому випадку (порівняно з попередньою схемою) система зниження шкідливих речовин з ВГ забезпечує більш ефективну роботу ВТ. Обумовлено це тим, що більш високий тиск ВГ, що потрапляють до неї після

компресора, забезпечує більш істотне зниження температури потоку охолоджених ВГ, що виходить з ВТ, і більше підвищення температури потоку підігрітих ВГ, що надходять в нейтралізатор, при роботі поршневого ДВЗ на режимах малих навантажень і холостому ходу.

В іншому система з додатковим компресором працює аналогічно до тієї, яка була розглянута вище.

2.2. Математична модель та теоретичне дослідження вихрової труби для системи рециркуляції відпрацьованих газів

2.2.1. Математична модель

Для проектування та оптимізації параметрів ВТ в кваліфікаційній роботі виконано моделювання із застосуванням методу динаміки частинок [2, 3, 6]. Цей метод полягає у розбитті середовища на велику кількість (порядку 10^4) однотипних елементів ВГ кулястої форми. Кожен елемент має основні фізичні властивості ВГ (щільність, модуль пружності, коефіцієнт внутрішнього тертя тощо), і здатний рухатися в просторі як окреме тіло за законами класичної динаміки.

При контакті елементів між собою або з робочими поверхнями ВТ виникають сили, що викликають як механічне прискорення елементів (і, відповідно, зміну їхньої траєкторії руху), так і підвищення тиску всередині елемента, що призводить до зміни температури та об'єму елемента (рис. 2.6).

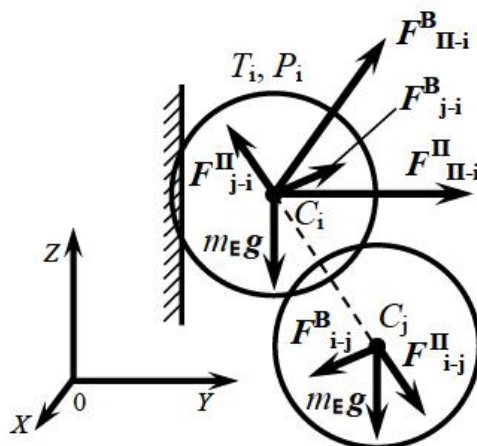


Рисунок 2.6 – Сили, що діють на елементи відпрацьованих газів у вихровій трубі: $m_E g$ – сила тяжіння; F_{j-i}^{Π} та F_{j-i}^B – сили пружного та в'язкого впливу зі сторони j -го елемента на i -й; $F_{\Pi-i}^{\Pi}$ та $F_{\Pi-i}^B$ – сили пружного та в'язкого впливу з боку робочої поверхні на i -й елемент.

Силова взаємодія прийнята пружно-в'язкою: пружні складові сил призводять до відштовхування елементів один від одного, в'язкі – до внутрішнього тертя в середовищі рециркульованих ВГ.

В зазначених припущеннях рівняння руху елементів ВГ складаються на основі другого закону Ньютона:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_E \frac{d^2 x_i}{dt^2} = F_{1x} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_E} F_{2x}; \\ m_E \frac{d^2 y_i}{dt^2} = F_{1y} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_E} F_{2y}; \\ m_E \frac{d^2 z_i}{dt^2} = F_{1z} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_E} F_{2z} - m_E g, \end{array} \right. \quad (2.1)$$

де i – номер елемента; m_E та d_E – маса та діаметр i -го елемента; x_i , y_i , z_i – декартові координати центру елемента; t – час.

При цьому,

$$F_{1x} = \begin{cases} c_{\Pi} \left(\frac{d_E}{2} - r_{i-\Pi} \right) \frac{(x_i - x_{i-\Pi})}{r_{i-\Pi}} + k_{\Pi} \left(r_{i-\Pi} - \frac{d_E}{2} \right) v_{xi}, r_{i-\Pi} < \frac{d_E}{2} \\ 0, r_{i-\Pi} \geq \frac{d_E}{2} \end{cases}; (2.2)$$

$$F_{2x} = \begin{cases} c(d_E - r_{ij}) \frac{(x_i - x_j)}{r_{ij}} + k_e (r_{ij} - d_E) (v_{xi} - v_{xj}), r_{ij} < d_E \\ 0, r_{ij} \geq d_E \end{cases}; (2.3)$$

$$F_{1y} = \begin{cases} c_{\Pi} \left(\frac{d_E}{2} - r_{i-\Pi} \right) \frac{(y_i - y_{i-\Pi})}{r_{i-\Pi}} + k_{\Pi} \left(r_{i-\Pi} - \frac{d_E}{2} \right) v_{yi}, r_{i-\Pi} < \frac{d_E}{2} \\ 0, r_{i-\Pi} \geq \frac{d_E}{2} \end{cases}; (2.4)$$

$$F_{2y} = \begin{cases} c(d_E - r_{ij}) \frac{(y_i - y_j)}{r_{ij}} + k_g (r_{ij} - d_E) (v_{yi} - v_{yj}), r_{ij} < d_E \\ 0, r_{ij} \geq d_E \end{cases}; (2.5)$$

$$F_{1z} = \begin{cases} c_{\Pi} \left(\frac{d_E}{2} - r_{i-\Pi} \right) \frac{(z_i - z_{i-\Pi})}{r_{i-\Pi}} + k_{\Pi} \left(r_{i-\Pi} - \frac{d_E}{2} \right) v_{zi}, r_{i-\Pi} < \frac{d_E}{2} \\ 0, r_{i-\Pi} \geq \frac{d_E}{2} \end{cases}; (2.6)$$

$$F_{2z} = \begin{cases} c(d_E - r_{ij}) \frac{(z_i - z_j)}{r_{ij}} + k_g (r_{ij} - d_E) (v_{zi} - v_{zj}), r_{ij} < d_E \\ 0, r_{ij} \geq d_E \end{cases}, (2.7)$$

де c_{Π} та k_{Π} – коефіцієнти жорсткості та в'язкості взаємодії елементів з робочою поверхнею вихрової труби; N_E – кількість елементів; j – номер елемента, який, можливо, контактує з i -м елементом; c і k_g – коефіцієнти жорсткості та в'язкості взаємодії елементів між собою; $r_{i-\Pi}$ – відстань від центру i -го елемента до робочої поверхні; $x_{i-\Pi}$, $y_{i-\Pi}$, $z_{i-\Pi}$ – декартові координати точки торкання елемента робочої поверхні; r_{ij} – відстань між центрами елементів i та j ; v_{xi} , v_{yi} , v_{zi} – декартові складові швидкості i -го елемента; g – прискорення вільного падіння.

Відстань r_{ij} між центрами елементів розраховується на кожному кроці інтегрування через координати центрів по теоремі Піфагора:

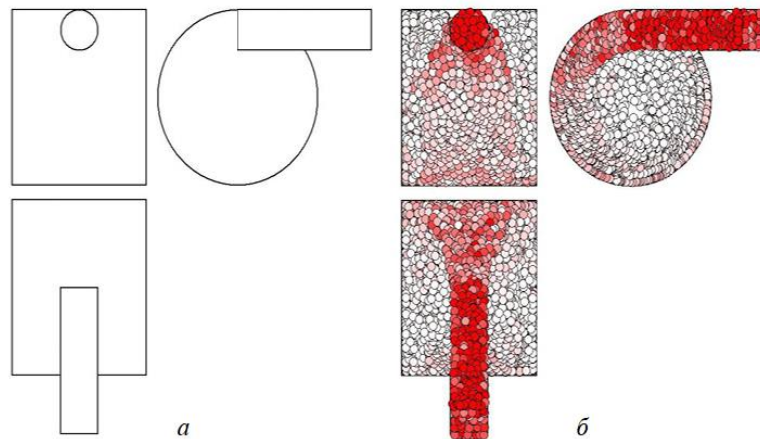
$$r_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + (z_i - z_j)^2}. (2.8)$$

Розрахунок $r_{i-\Pi}$, $x_{i-\Pi}$, $y_{i-\Pi}$, $z_{i-\Pi}$ проводиться на основі аналітичних виразів, що задають форму досліджуваного фрагмента вихрової труби (рис. 2.7).

Рівняння (2.1) є диференціальними рівняннями другого порядку і розв'язуються в процесі моделювання чисельним методом – методом Рунге-Кутта другого порядку [4]:

$$\begin{cases} x_i^{\tau+1} = x_i^{\tau} + v_{xi}^{\tau} \Delta t + a_{xi}^{\tau} (\Delta t)^2 / 2; v_{xi}^{\tau+1} = v_{xi}^{\tau} + a_{xi}^{\tau} \Delta t; \\ y_i^{\tau+1} = y_i^{\tau} + v_{yi}^{\tau} \Delta t + a_{yi}^{\tau} (\Delta t)^2 / 2; v_{yi}^{\tau+1} = v_{yi}^{\tau} + a_{yi}^{\tau} \Delta t; \\ z_i^{\tau+1} = z_i^{\tau} + v_{zi}^{\tau} \Delta t + a_{zi}^{\tau} (\Delta t)^2 / 2; v_{zi}^{\tau+1} = v_{zi}^{\tau} + a_{zi}^{\tau} \Delta t, \end{cases} (2.9)$$

де i – номер елемента; τ та $\tau+1$ – індекси поточного та наступного часового кроку; Δt – крок інтегрування за часом; $(x_i, y_i, z_i), (v_{xi}, v_{yi}, v_{zi})$ та (a_{xi}, a_{yi}, a_{zi}) – координати положення, швидкість та прискорення елемента. Зв'язок між об'ємом, тиском і температурою всередині елемента ВГ визначається рівнянням стану ідеального газу. У моделі модифікації об'єм всіх елементів вважається постійним, тому температура рециркульованих ВГ в елементі вважається прямо пропорційною зовнішньому тиску на елемент.



а – подання фрагмента вихрової труби в моделі у вигляді двох циліндрів; б – результат моделювання – рух елементів рециркульованих відпрацьованих газів у вихровій трубі (рівень червоного кольору елемента пропорційний тиску відпрацьованих газів)

Рисунок 2.7 – Вихрова труба в моделі (три проекції)

На кожному кроці інтегрування τ проводиться розрахунок тиску на елемент:

$$P_i^{\tau} = \frac{\sum_{j=1}^{N_E} |\vec{F}_{ij}|}{k_{\phi} \pi d_E^2}, (2.10)$$

де k_ϕ – коефіцієнт форми, що враховує несучільність заповнення простору кулястими елементами.

За відомим тиском ВГ в елементі проводиться розрахунок температури:

$$T_i^j = \frac{\nu R_g}{1/6\pi d_E^3} P_i^\tau, \quad (2.11)$$

де ν – кількість речовини в елементі; R_g – універсальна газова постійна.

Моделювання теплообміну між елементами здійснюється на основі рівняння теплопровідності в кінцевих різницях на сітці, вузлами якої є центри елементів.

На кожному кроці інтегрування τ проводиться перевірка: якщо елементи контактують (відстань r_{ij} менша від діаметра d_E), то в моделі проводиться передача теплоти від одного елемента до іншого і розраховується нове значення температури елемента за ітераційною формулою:

$$T_i^{\tau+1} = T_i^\tau + \chi \frac{T_j^\tau - T_i^\tau}{r_{ij}} \Delta t, \quad (2.12)$$

де χ – коефіцієнт температуропровідності ВГ.

Подана модель з високою деталізацією описує процеси, що відбуваються у ВТ, тому має велику кількість параметрів, доступних до зміни. Серед них обрані найбільш важливі, що впливають на ступінь охолодження рециркульованих ВГ та холодопродуктивність (рис. 2.8).

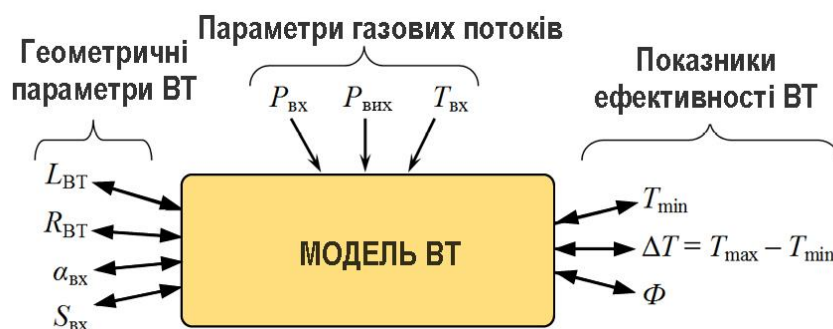


Рисунок 2.8 – Вхідні параметри та вихідні характеристики математичної моделі

Вхідні параметри об'єднані у дві групи.

Перша група – це геометричні параметри ВТ: L_{BT} – довжина ВТ; R_{BT} – радіус ВТ; α_{ex} – кут входу потоку рециркульованих ВГ у ВТ відносно її осі; S_{ex} – площа вхідного отвору.

Друга група параметрів є фізичними параметрами газових потоків: P_{ex} – тиск рециркульованих ВГ на вході до ВТ; P_{eux} – тиск рециркульованих ВГ на виході з ВТ; T_{ex} – температура рециркульованих ВГ на вході до ВТ.

Найбільш важливою вихідною характеристикою моделі є просторовий розподіл температури $T(x, y, z)$. Її розрахунок здійснюється шляхом усереднення по простору та у часі температури окремих елементів T_i :

$$T(x, y, z) = \frac{1}{[t_y / \Delta t]} \sum_{\tau=[(t-t_y)/\Delta t]}^{[t_y/\Delta t]} \sum_{i=1}^{N_E} T_i^\tau, \text{ при } r_y \geq \sqrt{(x-x_i^\tau)^2 + (y-y_i^\tau)^2 + (z-z_i^\tau)^2}; (2.13)$$

$$T(x, y, z) = 0, \text{ при } r_y < \sqrt{(x-x_i^\tau)^2 + (y-y_i^\tau)^2 + (z-z_i^\tau)^2}; (2.14)$$

де r_y і t_y – радіус усереднення по простору та часовий інтервал усереднення за часом; t – поточний час; $[...]$ – операція виділення цілої частини числа.

По розподілу $T(x, y, z)$ визначаються вихідні характеристики T_{min} і $T = T_{max} - T_{min}$ для вихідного перерізу вихрової труби. Холодопродуктивність (Φ) визначається як кількість елементів, що рециркулюються ВГ, що мають температуру, близьку до T_{min} (що відрізняється від T_{min} не більше $0,2\Delta T$), що вийшли з ВТ за одиницю часу.

Вважаємо, що у початковий момент часу модельна ВТ рівномірно заповнена елементами рециркульованих ВГ, а їхня початкова температура однакова і становить 450°C .

Для створення вхідного потоку рециркульованих ВГ елементи з'являються по одному у вхідній трубі через певний проміжок часу і під дією тиску, що утворюється, рухаються в бік основного циліндра ВТ.

Якщо елемент виходить через вершини основного циліндра, він виводиться із подальшого розгляду.

Для вирішення теплового завдання температура робочих поверхонь ВТ приймається постійною та рівною 500°C .

У моделі прийняті такі припущення:

- в межах одного елемента рециркулюючі ВГ є суцільним середовищем;
- елементи рециркульованих ВГ рухаються за законами класичної динаміки, механічно взаємодіючи між собою та з поверхнями ВТ;
- кожен елемент рециркульованих ВГ є однорідним: об'ємна густина, температура, тиск однакові в межах всього елемента;
- механічна взаємодія між елементами носить лінійний в'язко-пружний характер;
- механічні властивості елементів ВГ залежать лише від чотирьох параметрів (діаметра, маси, коефіцієнта жорсткості, в'язкості);
- розповсюдження теплоти описується рівнянням теплопровідності в загальноприйнятій формі.

За загальноприйнятою класифікацією моделей, запропонована модель не є аналітичною, а алгоритмічною: вихідні показники розраховуються за вхідними параметрами за певним алгоритмом (рис. 2.9).

2.2.2 Програмна реалізація моделі

Розроблена математична модель є системою з кількох тисяч диференціальних і алгебраїчних рівнянь. Для зручності дослідження системи рівнянь та проведення комп'ютерних експериментів розроблено комп'ютерну програму «Програма для моделювання вихрового

охолоджувача рециркульованих ВГ» мовою ObjectPascal в інтегрованому середовищі програмування BorlandDelphi 7.0 (рис. 2.10).

Програма призначена для аналізу руху рециркульованих ВГ в ВТ. У тексті програми задаються геометричні параметри ВТ і фізичні властивості потоку ВГ, що рециркулюються. Під час роботи програми на екран комп'ютера регулярно виводяться три проекції ВТ з відображенням стану елементів рециркульованих ВГ, поточні значення основних параметрів, а також графік або діаграма розподілу температури. Програма дозволяє на основі серій комп'ютерних експериментів провести оптимізацію геометричних параметрів труби.

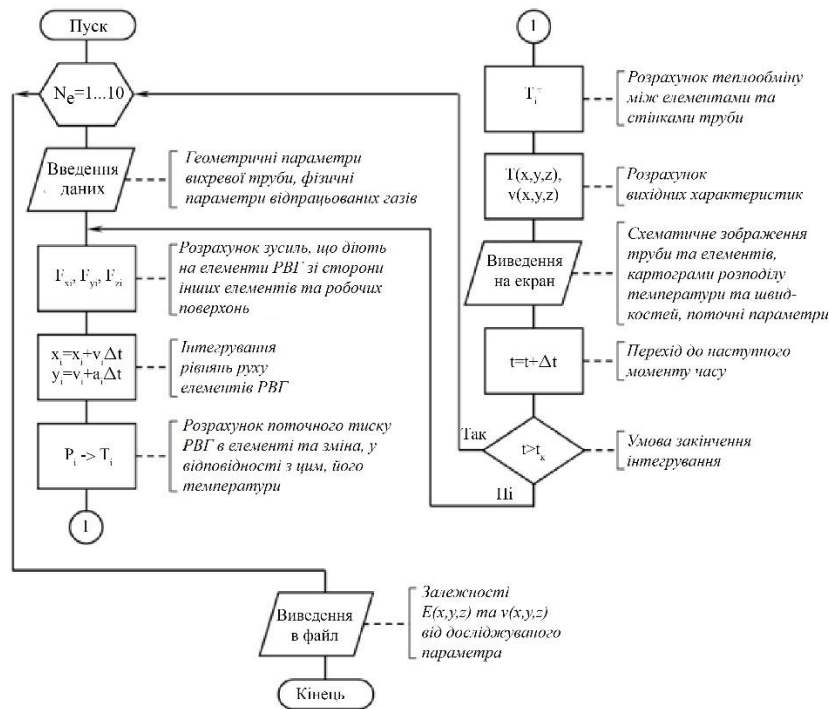
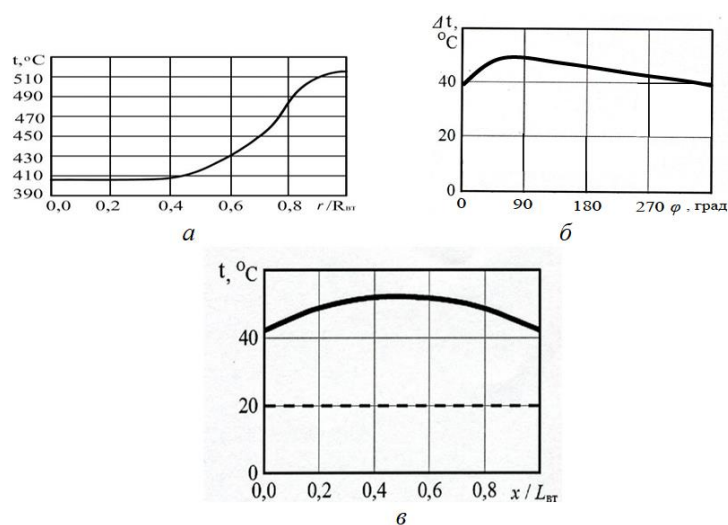


Рисунок 2.9 – Схема алгоритму моделювання руху відпрацьованих газів у вихровій трубі

У рамках закладених у модель припущень можна пояснити нагрівання рециркульованих ВГ тим, що елементи біля циліндричної стінки зазнають великих відцентрових сил і внаслідок цього знаходяться під високим тиском і відповідно мають високу температуру.

Елементи поблизу осі ВГ відчувають низький тиск з боку доквілля, оскільки потік рециркульованих ВГ з вхідної труби рухається переважно по стінці, тому елементи поблизу осі набувають температуру, що нижче початкової.



а – радіальний (r – відстань від осі труби; $R_{вт}$ – радіус вихрової труби); б – колове поблизу циліндричної поверхні (φ – кут відносно осі вихрової труби, що відраховується від вікна вхідної труби); в – у поздовжньому напрямку (x – координата вздовж осі труби; $L_{вт}$ – довжина вихрової труби)

Рисунок 2.11 – Розподіл температури в модельній вихровій трубі

Аналіз отриманих розподілів температури у ВГ дозволяє зробити висновки щодо її оптимальної конструкції.

Так, максимальну температуру рециркульовані ВГ набувають безпосередньо поблизу вікна вхідної труби, коли режим руху рециркульованих ВГ різко змінюється з прямолінійного на коловий (рис. 2.11, б, діапазон кутів $0 \dots 90^\circ$). У міру подальшого руху по колу ВГ обмінюються температурою з центральними областями та поступово

охладжуються. В осьовому напрямку найбільше ефект розділення температур виражений також поблизу вікна вхідної труби і плавно зменшується в міру віддалення від вікна (рис. 2.11, в).

На рис. 2.12 показано вплив швидкості ВГ на вході у ВТ на різницю температур вхідного газу та на виході охолодженого потоку, а також на холодопродуктивність ВТ.

Як видно, найбільше зниження температури і, відповідно, максимальна холодопродуктивність досягається при вхідній швидкості близько 50 м/с.

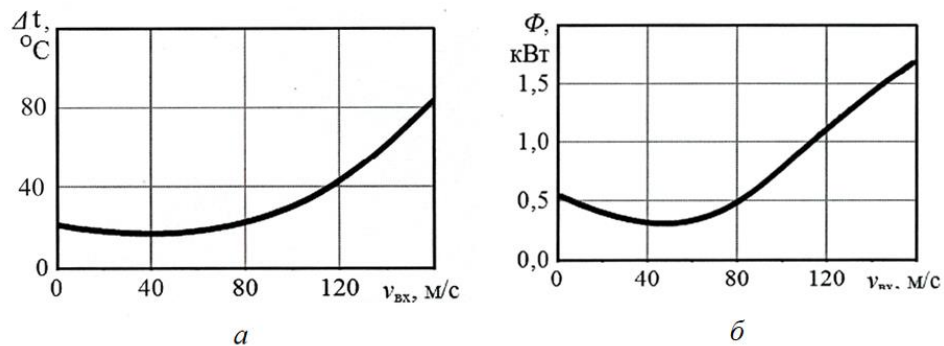


Рисунок 2.12 – Вплив швидкості відпрацьованих газів на вході у вихрову трубу на різницю температур вхідного газу та на виході охолодженого потоку (а) і холодопродуктивність вихрової труби (б)

Рис. 2.13 ілюструє вплив кута $\alpha_{вх}$ входу ВГ у ВТ на різницю температур вхідного газу та на виході охолодженого потоку (а), а також на холодопродуктивність ВТ (б).

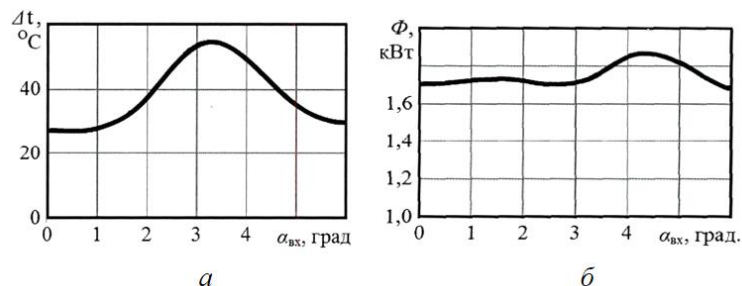


Рисунок 2.13 – Вплив кута $\alpha_{вх}$ входу відпрацьованих газів у вихрову трубу на різницю температур вхідного газу та на виході охолодженого потоку (а) і холодопродуктивність вихрової труби (б)

З рис. 2.13 очевидно, що кут входу ВГ лежить між трьома та чотирма градусами.

Якщо при оптимальних розмірах одна ВТ забезпечує холодопродуктивність, недостатню для охолодження всього об'єму ВГ, що рециркулюються, доцільно використовувати комплект з декількох вихрових труб. Вихрові труби з'єднуються паралельно.

При паралельному з'єднанні ВТ, загальна холодопродуктивність системи дорівнює:

$$\Phi_C = N_{BT} \cdot \Phi_1, (2.15)$$

де Φ_C та Φ_1 – холодопродуктивності системи ВТ та однієї ВТ; N_{BT} – кількість ВТ, з'єднаних паралельно.

Надалі математична модель ВТ була використана для розрахунку основних конструктивних розмірів ВТ системи РВГ.

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА

3.1. Програма та методика експериментального дослідження

Програма та методика проведення експериментального дослідження були складені відповідно до завдань, вирішенню яких присвячена кваліфікаційна робота. Вони були розроблені з урахуванням вимог ДСТУ 18509-88, ДСТУ 41.96-2011 (Правила ЄЕК ООН № 96), ДСТУ 17.2.2.02-98 і встановлювали порядок, об'єм та методику проведення випробувань дизеля 4ЧН13/15 з заходами по зниженню шкідливих речовин в ВГ. Програма включала п'ять етапів.

На першому етапі було проведено моторні випробування дизеля 4ЧН13/15, встановленого на випробувальному стенді. При цьому були:

1). Визначені показники двигуна у вихідній комплектації. Випробування проводилися в наступній послідовності:

– Пуск та прогрів дизеля до температури охолоджуючої рідини в системі охолодження та олії в системі мащення понад 50°C.

– Вихід на режим максимальної частоти обертання холостого ходу.

– Визначення (зовнішньої) швидкісної характеристики дизеля за ДСТУ 18509-88.

– Визначення величини крутного моменту і частоти обертання, що відповідають: номінальній потужності; максимальному крутному моменту, і мінімальній частоті обертання холостого ходу.

– Визначення показників дизеля під час роботи на режимах, що відповідають ДСТУ 41.96-2011 (Правила ЄЕК ООН № 96).

2). Визначено вихідні дані, необхідні для розрахунку ВГ, призначеної для встановлення в систему РВГ, виконано розрахунок її конструктивних характеристик та виготовлено ВГ.

На другому етапі було досліджено викиди шкідливих речовин з ВГ дизеля 4ЧН13/15, встановленого на випробувальному стенді. При цьому

вирішувалося завдання визначення впливу частки ВГ у свіжому заряді (0, 6, 12, 18% від витрати повітря), їх температури (температуру ВГ на кожному з цих режимів встановлювали послідовно: $T_{вг}$; $(T_{вг} - 20)$; $(T_{вг} - 40)$); у ВГ, що викидаються в атмосферу, і питома ефективна витрата палива. Доцільність оцінки останнього показника обумовлена тим, що, як відомо, рециркуляція ВГ веде до його погіршення.

Визначення викидів шкідливих речовин з ВГ проводилося за методикою, що відповідає ДСТУ 41.96-2011, димності ВГ – за методикою, що відповідає ДСТУ 17.2.2.02-98.

На закінчення моторних випробувань на другому етапі були визначені чисельні значення параметрів, що варіюються (циклової подачі палива, тиску наддуву, моменту початку впорскування палива) відповідно до режимів випробувань за ДСТУ 41.96-2011, необхідних для проведення чисельного експерименту, проведеного на п'ятому етапі.

Перед початком стендових випробувань на кожному з етапів проводилася перевірка працездатності всіх приладів, систем та вимірювальної апаратури стенду. Усі випробування проводилися за методиками ДСТУ 18509-88.

Обробка результатів випробувань здійснювалася відповідно до ДСТУ 18509-88, ДСТУ 41.96-2011 та ДСТУ 17.2.2.02-98.

Третій етап присвячено оцінці впливу регулювання температури ВГ на ефективність роботи нейтралізатора. Визначення доцільного рівня температури ВГ перед їх потраплянням у нейтралізатор проводили наступним чином.

Для кожного шкідливого компонента з використанням математичної моделі каталітичної нейтралізації ВГ, розробленої в роботах [6, 8], розраховували індивідуальні ступені перетворення шкідливих компонентів за різних режимів роботи дизеля:

$$\Delta \bar{C}_{ni} = \frac{C_i - C_i^H}{C_i} = 1 - \frac{C_i^H}{C_i} = 1 - \Delta C_{ni}; (3.1)$$

де C_i і C_i^H – концентрації i -го шкідливого компонента ВГ двигуна перед і після нейтралізатора.

Потім складали ступеня перетворення шкідливих компонентів кожному режимі роботи дизеля і будували графік $\sum \Delta \bar{C}_{ni} = f(T_{вг})$.

За характером кривої робили висновок про значення температури ВГ, що дозволяє забезпечити найбільш ефективну роботу нейтралізатора на режимі роботи двигуна, що розглядається. Спільний аналіз зазначених кривих на всіх досліджених режимах дозволив зробити висновок про доцільне значення температури ВГ на вході до нейтралізатора.

Четвертий етап був присвячений побудові математичної моделі та одержання рівнянь регресії, що пов'язують частки ВГ у свіжому заряді, їх температуру, швидкісний та навантажувальний режими роботи дизеля з вмістом шкідливих речовин у ВГ, що викидаються в атмосферу.

Для оцінки впливу зазначених факторів на названі вихідні функції використано статистичний метод планування експерименту, в основі якого лежала ідея «чорної скриньки» [3, 8, 10]. Під «чорною скринькою» розуміється принцип зображення процесів у вигляді кібернетичної моделі з вхідними керованими, контрольованими та неконтрольованими факторами (рис. 3.1).

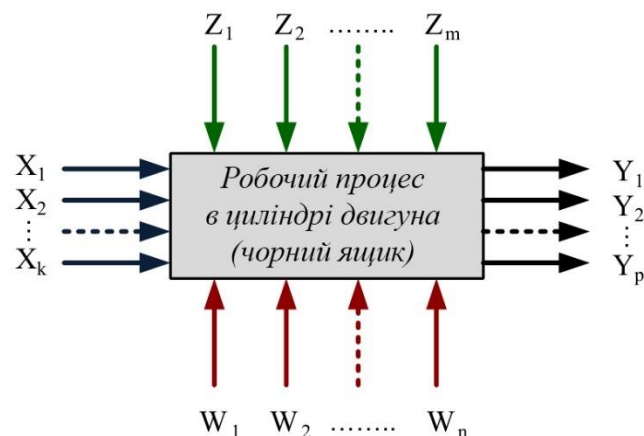


Рисунок 3.1 – Кібернетична модель робочого процесу в циліндрі двигуна у загальному вигляді

Входи позначені стрілками, спрямованими до «чорної скриньки», виходи – стрілками, спрямованими з нього.

X_1, X_2, \dots, X_k – керовані фактори, які можна фіксувати на певному рівні або варіювати в процесі експерименту; Z_1, Z_2, \dots, Z_m – контрольовані фактори, значення яких можна контролювати або підтримувати на певних рівнях; W_1, W_2, \dots, W_n – неконтрольовані фактори; Y_1, Y_2, \dots, Y_p – функції відгуку (змінні, що спостерігаються, залежать від факторів).

Такий кібернетичний підхід дозволяє на підставі експериментальних даних не тільки побудувати математичну модель процесу, що зв'язує функції відгуку з факторами, що варіюються, але й керувати ним при недостатньому знанні самого явища. Очевидно, що така математична модель, будучи особливою формою абстрагування, природно, не тотожна досліджуваному процесу, а аналогічна йому.

В якості функції відгуку в цій роботі повинні служити шкідливі речовини, що викидаються з ВГ в навколишнє середовище. Виходячи з того, що індекс токсичності твердих частинок у два рази вищий, ніж оксидів азоту, у 10 разів – ніж вуглеводнів та у 20 разів – ніж оксиду вуглецю [10], а коефіцієнти агресивності оксидів азоту (49,0) і твердих частинок (41,5) набагато перевершують коефіцієнти агресивності вуглеводнів і оксиду вуглецю (1,26 і 1,0 відповідно) [8] при виборі функцій відгуку ми обмежуємось саме цими компонентами.

Таким чином, в експериментах встановлювалася залежність вмісту твердих частинок та оксидів азоту (NO_x) від чотирьох факторів:

1. Частки рециркульованих ВГ у свіжому заряді.
2. Температури рециркульованих ВГ.
3. Частоти обертання колінчастого валу двигуна.
4. Навантаження на двигун.

Для можливості подальшого узагальнення експериментального матеріалу перелічені фактори розглядалися у відносній формі:

1. Об'ємна частка твердих частинок у свіжому заряді – $\bar{V}_{ВГ\text{рег}} = V_{ВГ\text{рег}} / V_{св.з.}$ (X_1), де $V_{ВГ\text{рег}}$ – об'ємна витрата рециркульованих відпрацьованих газів, м³/год; $V_{св.з.}$ – об'ємна витрата свіжого заряду, м³/год.

2. Ступінь зниження температури ВГ у ВТ – $\Delta\bar{t}_{ВГ\text{рег}} = (t_{ВГ} - t_{ВГ\text{рег}}) / t_{ВГ}$ (X_2), де $t_{ВГ\text{рег}}$ – температура охолоджених ВГ після ВТ, °С; $t_{ВГ}$ – температура ВГ перед ВТ в режимі номінальної потужності, °С.

3. Відносна частота обертання колінчастого валу двигуна $\bar{n} = n_i / n_{ном}$ (X_3), де n_i – поточна частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹; $n_{ном}$ – частота обертання колінчастого валу, що відповідає номінальній потужності мін⁻¹.

4. Відносне навантаження на двигун – $\bar{M}_{кр} = M_{кри} / M_{Не}$ (X_4), де $M_{кри}$ – поточний крутний момент, Н·м; $M_{Не}$ – крутний момент, що виміряний при номінальній потужності, Н·м.

В результаті кібернетична модель робочого процесу у циліндрі двигуна, що наведена на рис. 3.1, конкретизується (рис. 3.2).

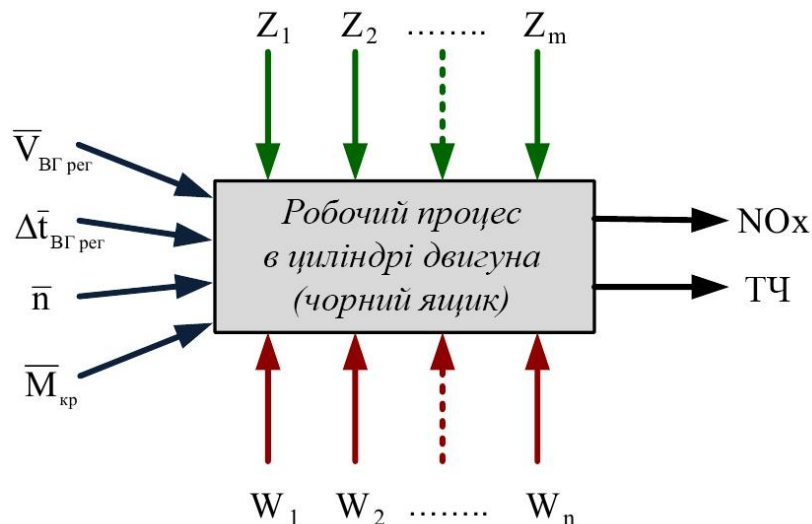


Рисунок 3.2 – Кібернетична модель робочого процесу в циліндрі двигуна в конкретизованому вигляді

В якості математичної моделі використовувалися рівняння регресії першого порядку виду [4, 11]:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i X_i + \sum_{i \neq j}^k b_{ij} X_i X_j + \dots, \quad (3.2)$$

де X – кодове значення фактору; $i, j = 1, 2, \dots, k$ – порядкові номери факторів; b_0, b_i, b_{ij} – коефіцієнти рівнянь, що обчислюються за формулами:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N y_u; \quad b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N X_{iu} y_u, \quad (3.3)$$

де y_u – значення досліджуваного шкідливого компонента в u -му дослідженні; X_{iu} – кодове значення i -го фактору в u -му дослідженні; N – кількість досліджень в плані за винятком досліджень в нульових точках.

Кодові значення факторів отримували за формулою [3]:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i}, \quad (3.3),$$

де X_i – кодове значення i -го фактору; x_i – натуральне поточне значення i -го фактору; x_{i0} – початковий (нульовий) рівень i -го фактору; Δx_i – інтервал варіювання i -го фактору:

$$\Delta x_i = \frac{x_{i\max} - x_{i\min}}{2}. \quad (3.4)$$

Після розрахунку коефіцієнтів перевіряли їх на статистичну значимість з допомогою t -критерію Стьюдента. При виключенні статистично незначних коефіцієнтів b_{ii} проводили послідовний регресійний аналіз [4], тобто коефіцієнт b_0 і коефіцієнти b_{ii} , що залишилися, перераховували за відповідними формулами [3].

Адекватність моделі перевіряли з використанням критерію Фішера [1]. Для перевірки гіпотези адекватності моделі задавали рівень значущості $q = 5\%$, число ступенів свободи $\nu = N - 1$. Гіпотеза адекватності отриманої математичної моделі приймалася у разі $F < F_{кр}$.

Для виконання описаних вище дій в роботі використали програмний комплекс «Планування експерименту» [16].

Вибір розрахункових режимів (табл. 3.1) був зумовлений їхньою близькістю до стандартних режимів під час випробувань щодо визначення викидів твердих часток з ВГ за ДСТУ 41.96-2011 (Правила ЄЕК ООН № 96). Основними параметрами, що варіюються, були: швидкісний, навантажувальний режими, масова частка твердих частинок та їх температура. На відміну від ДСТУ 41.96-2011 (Правила ЄЕК ООН № 96) на режимах частоти обертання, що відповідає номінальній потужності (крутний момент – 10 % від виміряного крутного моменту при номінальній потужності) та мінімальної частоти обертання холостого ходу розрахунки не проводились, оскільки на цих режимах клапан рециркуляції рекомендується повністю закривати.

Таблиця 3.1 – План чисельного експерименту

№ з/п	Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	Навантаження, %	Масова доля рециркульованих газів у свіжому заряді			
			0	0,06	0,12	0,18
1	1850 (режим номінальної потужності)	100	+	+	+	+
2		75	+	+	+	+
3		50	+	+	+	+
4	1250 (режим максимального крутного моменту)	100	+	+	+	+
5		75	+	+	+	+
6		50	+	+	+	+
7		25	+	+	+	+
8		10	+	+	+	+
9	700 (режим мінімальної частоти обертання)	–	+	+	+	+

3.2. Експериментальна установка

Об'єкт випробувань – дизель 4ЧН13/15 – чотиритактний дизель з безпосереднім упорскуванням палива, з рідинним охолодженням та з

газотурбінним наддувом, оснащений системами рециркуляції та нейтралізації ВГ у різних варіантах комплектації. В табл. 3.2 наведено його основні характеристики.

Таблиця 3.2 – Основні характеристики дизеля 4ЧН13/15

Найменування параметру	Значення
Діаметр поршня, мм	130
Хід поршня, мм	150
Ступінь стиснення	16
Тип камери згоряння	Гіссельман
Робочий об'єм, л	7,96
Номінальна потужність дизеля при стандартних умовах, кВт	150
Частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності, хв ⁻¹	1850
Номінальний момент початку впорскування палива, град повороту колінчастого валу до ВМТ	24
Максимальний крутний момент, Н·м	973
Частота обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменту, хв ⁻¹	1250

Випробування дизеля проводились на стенді УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Встановлення дизеля 4ЧН13/15 на стенді

У системі випуску ВГ використали нейтралізатор, загальний вигляд якого наведено на рис 3.4. Робочою речовиною нейтралізатора є каталізатор, який являє собою нанесені на гранульований носій (оксид алюмінію) метали та окиси металів.



Рисунок 3.4 – Нейтралізатор відпрацьованих газів

Не містить дорогоцінних металів (золото, платина). Каталізатор чутливий до каталітичних отрут, включаючи діоксид сірки, що дозволяє використовувати стандартне, а не спеціальне дизельне паливо з низьким (менше 50) вмістом сірки. Каталізатор починає діяти при температурі відпрацьованих газів вище 220°C, ефективно та стійко працює при температурі газів вище 280°C та об'ємних швидкостях газів до 100000 год⁻¹.

Нейтралізатор призначений для знешкодження основних шкідливих компонентів ВГ. Через високий вміст кисню в ВГ дизелів, ступінь відновлення NO_x залежить від вмісту CO, CH і твердих частинок в ВГ, що не потребує додаткової подачі повітря. Досяжний ступінь нейтралізації становить: до 80% – для оксиду вуглецю, до 70% – для вуглеводнів, до 30% – для оксидів азоту та до 70% – для твердих частинок.

Комплексна ефективність нейтралізації ВГ з урахуванням відносної токсичності шкідливих компонентів при використанні нейтралізатора може досягати 40 % і більше.

Каталізатор не є фільтром для скорочення димності, а діє як хімічно активний каталізатор, який «допалює» органічні речовини та

найшкідливішу частину ВГ, в якій містяться важкі нафтові фракції з високою канцерогенністю.

Для вимірювання витрати ВГ була виготовлена та змонтована на дизелі спеціальна система, в якій в якості первинного приладу використовувався авіаційний витратомір (рис. 3.5), а в якості вторинного приладу – тахометр 7ТЗ за ДСТУ 21339-82 [2].



Рисунок 3.5 – Витратомір рециркульованих газів

Було проведено тарування вимірювальної системи, результати якої наведено на рис. 3.6.

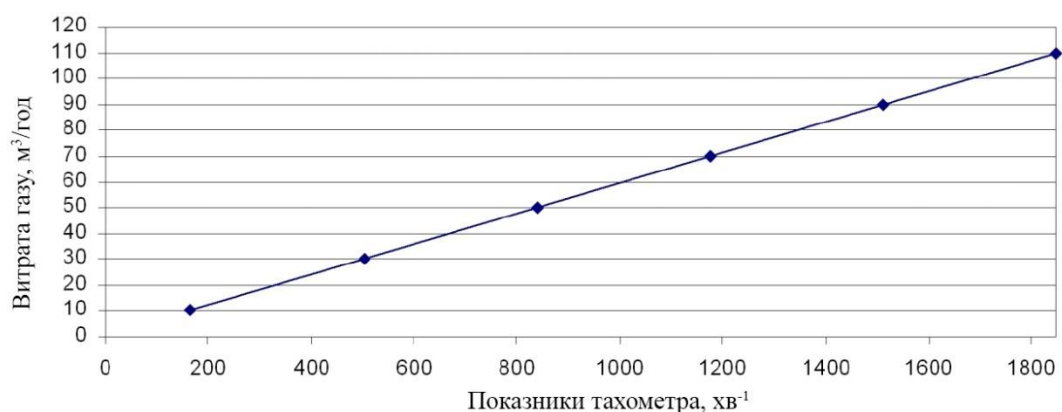
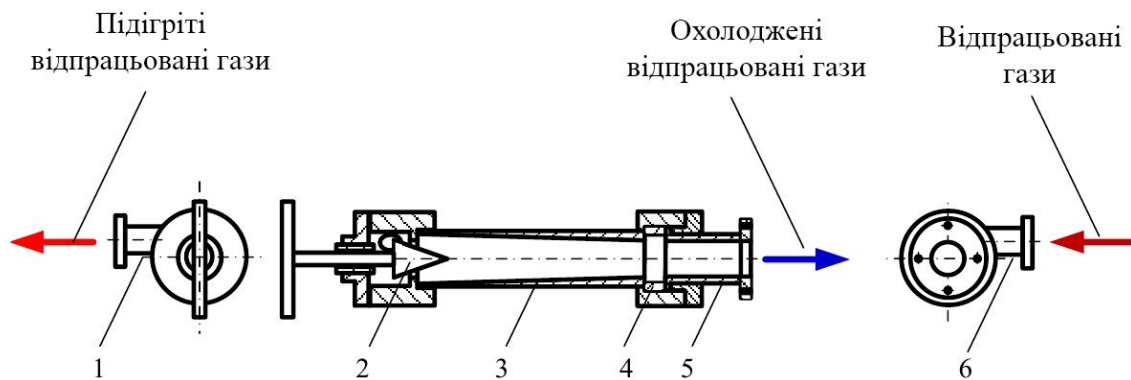


Рисунок 3.6 – Графік тарування системи для вимірювання витрати рециркульованих газів

Відбір ВГ із випускного тракту до системи рециркуляції здійснювався після турбіни (перед нейтралізатором). Перед змішувачем рециркульованих

ВГ та повітря на впуску, що розміщувався перед компресором, було встановлено ВТ (рис. 3.7), розрахунок конструктивних розмірів якої було виконано з використанням математичної моделі, розглянутої у підрозділі 2.2.1. Система рециркуляції з ВТ забезпечувала можливість регулювання об'ємної витрати ВГ у діапазоні не менше 0...20% від об'ємної витрати повітря та граничне зниження температури ВГ на 60К відносно температури ВГ, що входять до ВТ.



а



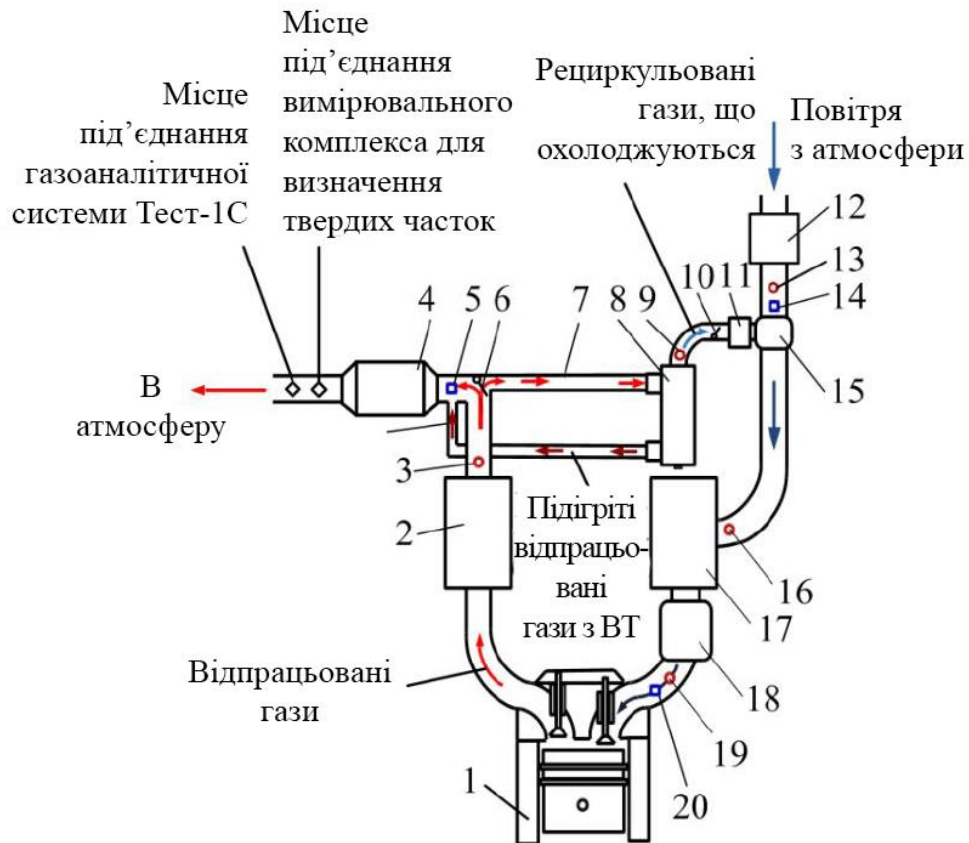
б

а – схема вихрової труби; б – зовнішній вигляд

1 – патрубок виходу потоку підігрітих відпрацьованих газів; 2 – дросельний клапан (вентиль); 3 – корпус; 4 – завихрювач; 5 – патрубок виходу потоку охолоджених відпрацьованих газів в завихрювач

Рисунок 3.7 – Вихрова труба

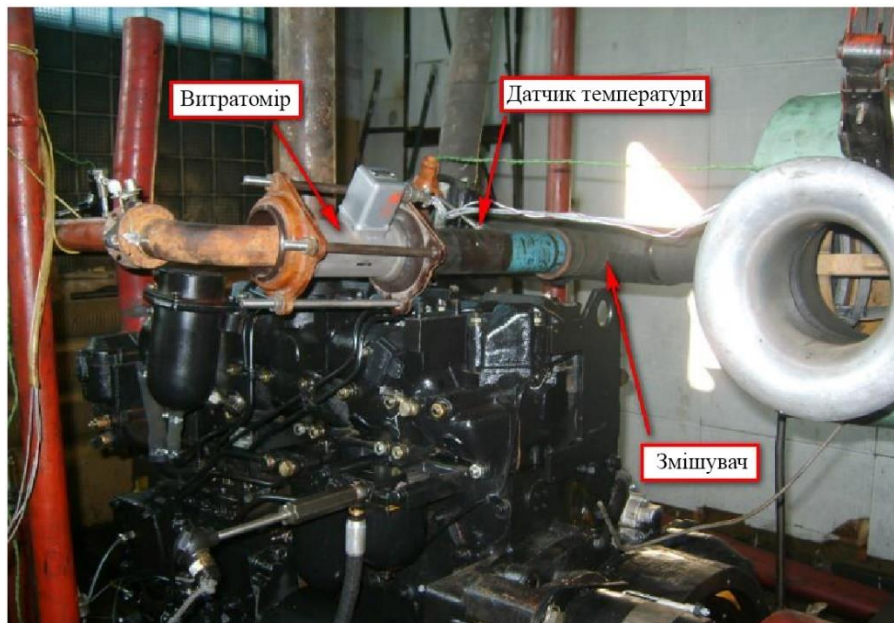
Схему системи рециркуляції та нейтралізації ВГ з місцями встановлення датчиків наведено на рис. 3.8.



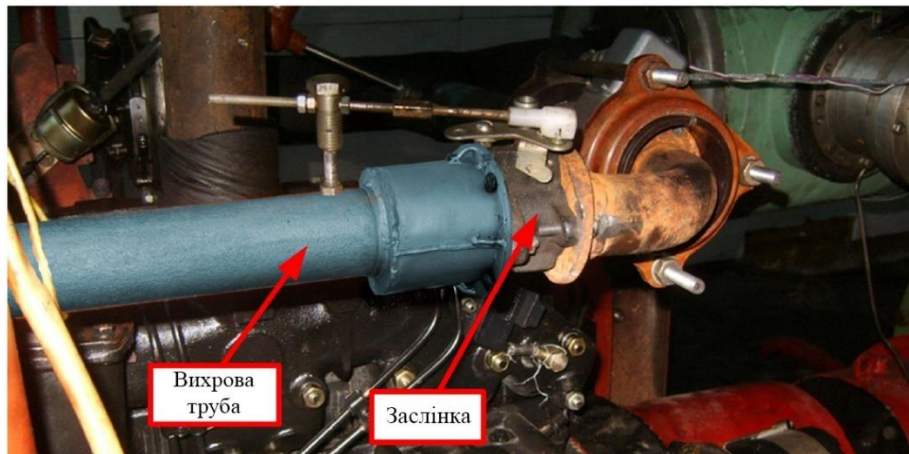
1 – дизель; 2 – газова турбіна; 3, 9, 13, 16, 19 – точки вимірювання температури; 4 - каталітичний нейтралізатор; 5, 14, 20 - точки вимірювання тиску; 6 – заслінка; 7 – патрубок підведення ВГ до вихрової труби; 8 – вихрова труба; 10 – заслінка, що регулює об'єм ВГ; 11 – витратомір ВГ; 12 – витратомір повітря; 15 – змішувач газів; 17 – компресор; 18 – охолоджувач наддувного повітря

Рисунок 3.8 – Схема системи рециркуляції та нейтралізації відпрацьованих газів

Загальний вигляд системи рециркуляції показано на рис. 3.9.



а



б

а – установка витратоміра, датчика температури рециркульованих газів і змішувача; б – установка вихрової труби та заслінки, що регулює об'єм рециркулюючого газу

Рисунок 3.9 – Система рециркуляції відпрацьованих газів на стенді

Для визначення викидів оксидів азоту, оксиду вуглецю та вуглеводнів використовувалася газоаналітична система Тест-1С (рис. 3.10), що включає комплект газоаналізаторів, системи пробовідбору, пробопідготовки та управління.



Рисунок 3.10 – Газоаналітична система Тест-1С

Для визначення вмісту твердих частинок в ВГ використовувався гравіметричний метод. Це спричинено тим, що непрямі методи, що базуються на апроксимаційній залежності концентрації твердих частинок від димності та викидів інших токсичних речовин, мають низьку точність.

Суть методу полягає у пропусненні розведених у певній пропорції відпрацьованих газів через скловолокнистий фільтр з фторвуглецевим покриттям або фільтр з фторвуглецевою основою мембранного типу, який зважується до та після експерименту. Фільтр повинен мати покриття діоктилфтолатом товщиною 0,3 мм (ступінь уловлювання не менше 95% при швидкості потоку газу від 35 до 80 см/с).

Випробувальний комплекс для визначення викидів твердих частинок з ВГ дизелів різних типів включає розвідний тунель МТ-120 розроблений інститутом TUV-UVMV (Чехія) (рис. 3.11, а), систему пробовідбору на навантажувальному стенді, ваги «Mettler Toledo» для зважування фільтрів (в кліматичній камері на віброізолюючому фундаменті, що мають точність – 2 мкг) (рис. 3.11, б), фільтри – «Pall Flex».



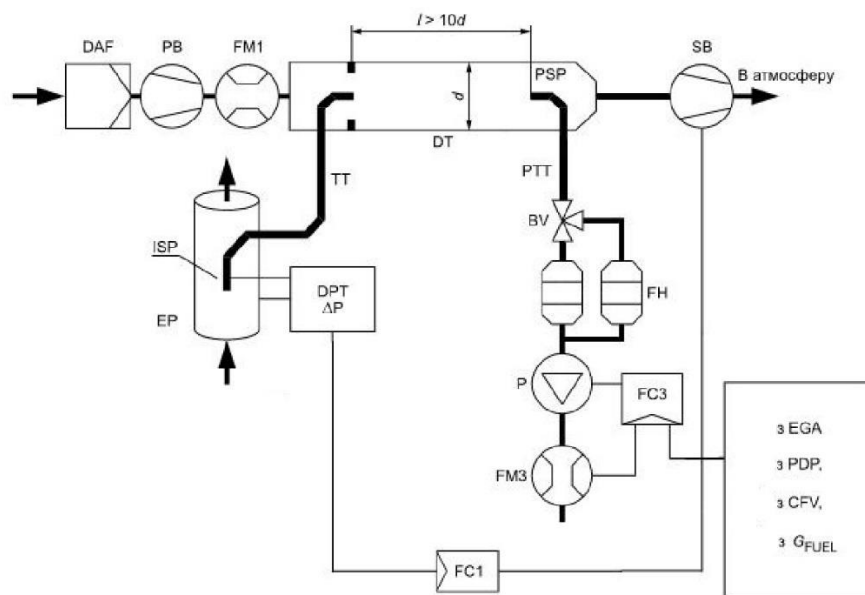
а

б

а – тунель МТ-120; б – ваги «Mettler Toledo» для зважування фільтрів (у кліматичній камері на віброізолюючому фундаменті)

Рисунок 3.11 – Система для вимірювання викидів твердих частинок

Загальна схема комплексу наведена на рис. 3.12.



EP – випускна труба; DT – тунель для розведення; ISP – ізокінетичний пробовідбірник; TT – відвідний патрубок; DPT – датчик тиску; FC1 – насос; DAF – повітряний фільтр; FM1 – витратомір повітря; PSP – пробовідбірник; PTT – патрубок; SB – витяжний насос; BV – кульовий затвор; FH – фільтроутримувач; FC3 – регулятор; P – насос для перекачування проби; FM3 – витратомір

Рисунок 3.12 – Схема системи відбору проб з розведенням потоку ізокінетичним пробовідбірником і частковим відбором проб

Пробовідбірник є ізокінетичною системою, в якій швидкість і тиск потоку у відповідному патрубку повинні збігатися з відповідними параметрами основного потоку ВГ. Для цього потрібно забезпечити наявність незбуреного та однорідного потоку біля входу в пробовідбірник, що досягається використанням біля входу резонатора та труби з прямою ділянкою.

Умову рівності швидкостей та тисків забезпечується регулятором витрати FC1, який зчитує сигнал датчика тиску DPT та керує витяжним насосом SB.

Коефіцієнт поділу потоку пропорційний відношенню площ поперечних перерізів труб EP та ISP. Розбавляюче повітря проходить через фільтр DAF, температура якого підтримується в діапазоні $25\pm 5^{\circ}\text{C}$. Температура стінок тунелю DT не повинна перевищувати 52°C , для забезпечення цієї умови використана система терморегулювання з мікропроцесорним керуванням.

Система відбору проб необхідна для осадження на фільтрі для відбору шкідливих частинок. Витрата проби контролюється регулятором FC3, робота якого аналогічна регулятору FC1.

Випробувальний комплекс керується за допомогою комп'ютера, на якому встановлено спеціальне програмне забезпечення для автоматичного керування, обробки сигналів датчиків та виведення на дисплей проміжних результатів випробувань.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЯ 4ЧН13/15 З ЇХ РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ І ОХОЛОДЖЕННЯМ

4.1. Визначення показників двигуна у вихідній комплектації

Відповідно до програми дослідження на першому етапі було проведено моторні випробування дизеля 4ЧН13/15, встановленого на випробувальному стенді, у вихідній комплектації.

Обробка результатів визначення швидкісної (зовнішньої) характеристики дизеля (рис. 4.1) показала, що номінальна ефективна потужність двигуна у вихідній комплектації при частоті обертання колінчастого валу 1850 хв^{-1} склала 151,6 кВт, максимальний крутний момент – 976 Н·м при частоті обертання 1250 хв^{-1} , мінімальна питома ефективна витрата палива – 225 г/(кВт·год).

Вміст шкідливих речовин відповідає вимогам ДСТУ 41.96-2011 та складає:

- для оксидів азоту – 5,91 г/(кВт·год) при нормі 6 г/(кВт·год);
- для оксиду вуглецю – 0,97 г/(кВт·год) при нормі 3,5 г/(кВт·год);
- для вуглеводнів – 0,24 г/(кВт·год) при нормі 1 г/(кВт·год);
- для твердих частинок - 0,19 г/(кВт·год) при нормі 0,2 г/(кВт·год).

Димність ВГ на режимах, що встановилися, визначена за методикою ДСТУ 17.2.2.02-98 [4], склала 38,1% при нормі 54%.

Для подальшої оцінки впливу частки та температури ВГ на викиди шкідливих речовин дизеля 4ЧН13/15, насамперед, було визначено його відповідні показники у вихідній комплектації при роботі на режимах, що відповідають ДСТУ 41.96-2011 (Правила ЄЕК ООН № 96).

Результати випробувань представлені на рис. 4.2 та 4.3.

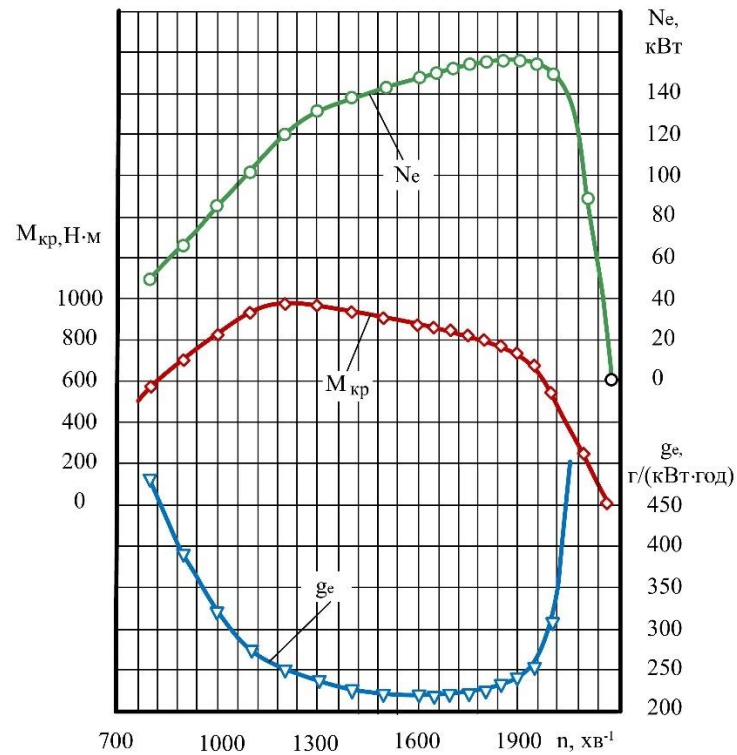


Рисунок 4.1 – Швидкісна (зовнішня) характеристика дизеля 4ЧН13/15 у вихідній комплектації

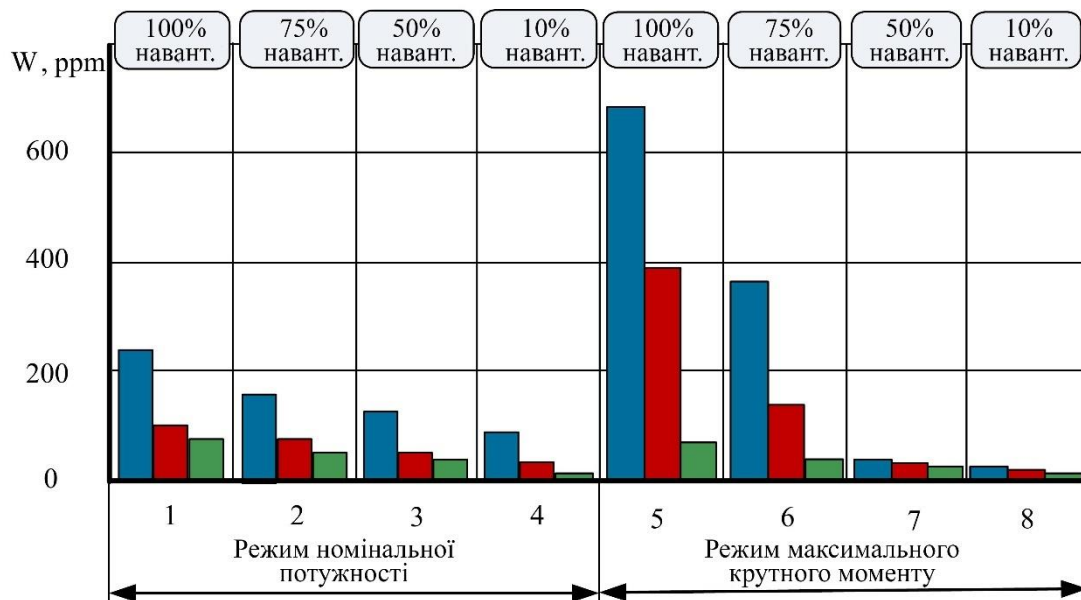


Рисунок 4.2 – Концентрація оксидів азоту, оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах дизеля 4ЧН13/15 у вихідній комплектації

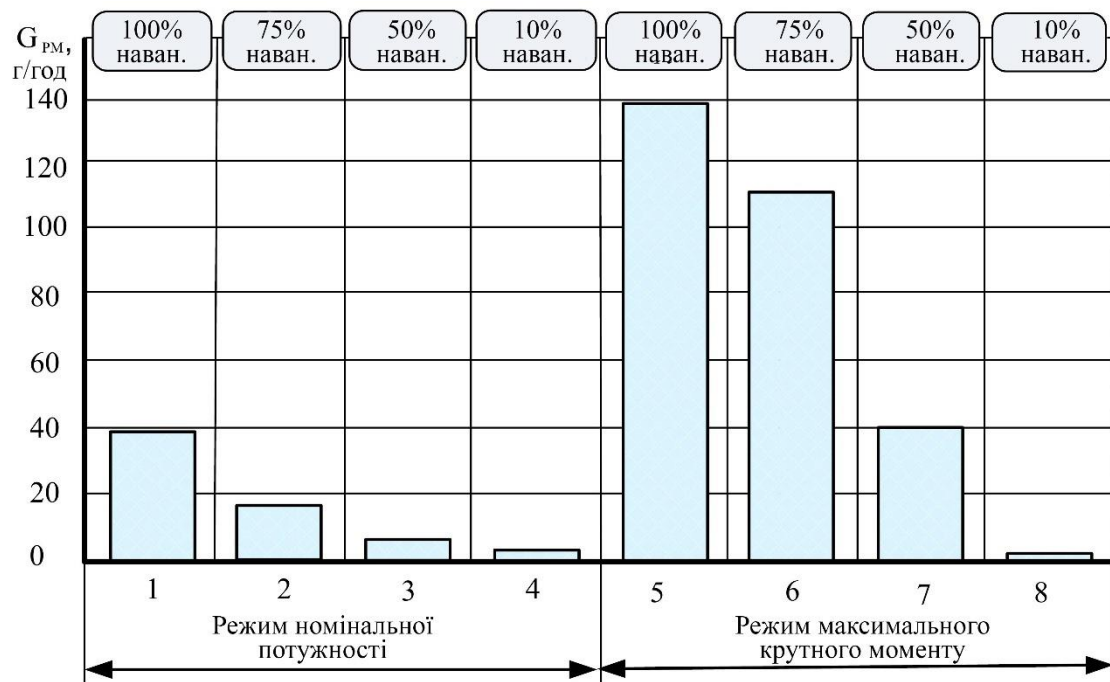


Рисунок 4.3 – Масова витрата потоку твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 у вихідній комплектації

Отримані матеріали повністю відповідають усім уявленням про вплив режимів роботи двигуна на вміст шкідливих речовин у його ВГ. Так, зниження навантаження, що супроводжується зменшенням циклової подачі палива, призводить до падіння максимальних тисків, температури та збільшення коефіцієнта надлишку повітря, і, відповідно, зменшення концентрації оксидів азоту, оксиду вуглеводню, вуглеводнів і твердих частинок.

Великі ж абсолютні значення викидів обговорюваних компонентів при швидкісному режимі, що відповідає максимальному крутному моменту, пов'язані з більшими цикловими подачами палива на відповідних навантажувальних режимах, ніж при частоті обертання колінчастого валу, що відповідає номінальній потужності.

На рис. 4.4 показано значення питомої ефективної витрати палива під час роботи дизеля 4ЧН13/15 у вихідній комплектації на основних режимах при навантаженнях 100, 75 та 50 %.

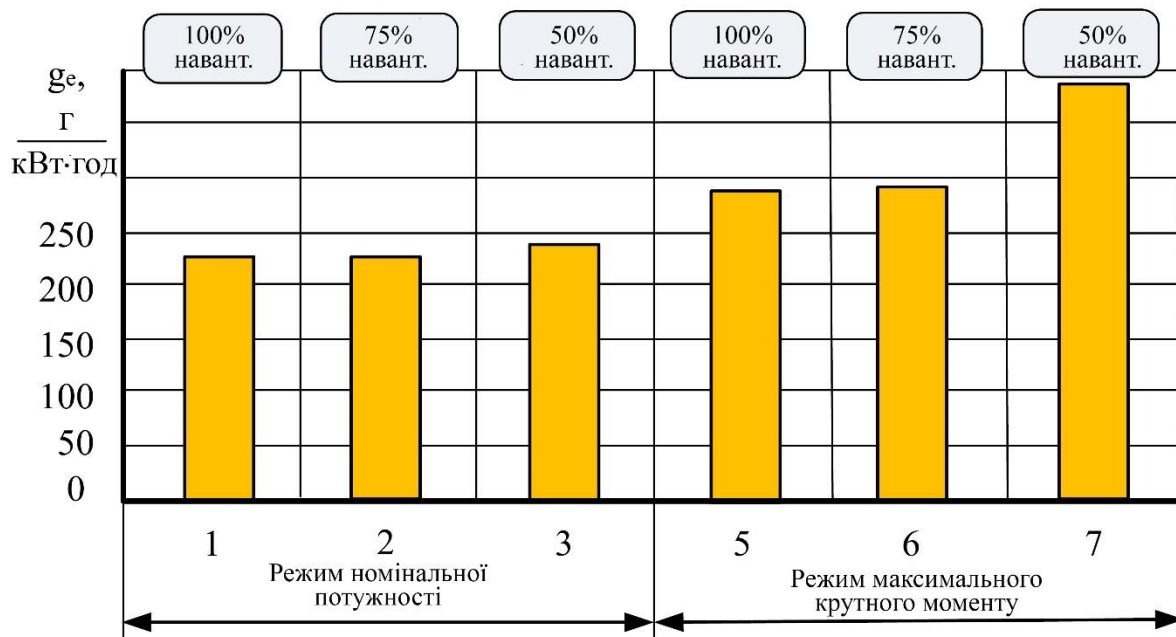


Рисунок 4.4 – Питома ефективна витрата палива під час роботи дизеля 4ЧН13/15 на основних режимах у вихідній комплектації

Пов'язано це з тим, що менші навантаження не є характерними для двигунів сільськогосподарських та дорожньо-будівельних машин (рис. 4.5), яким є дизель 4ЧН13/15.

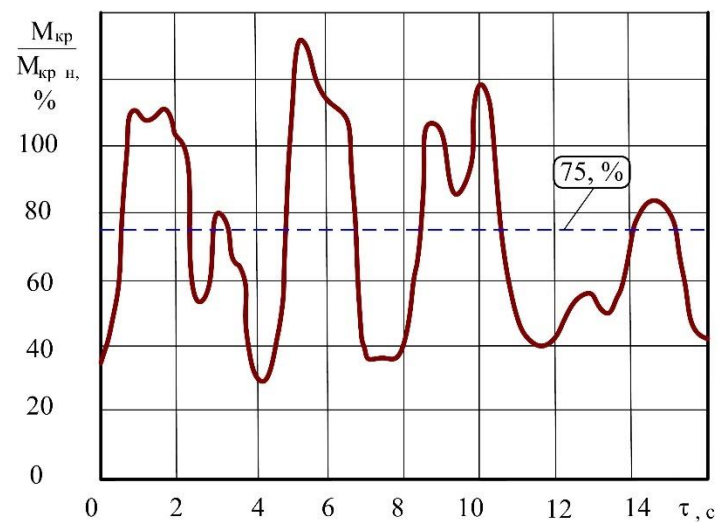


Рисунок 4.5. – Типова діаграма навантаження двигунів дорожньо-будівельних машин [4]

Крім того, відомо, що максимум викидів NO_x дизелями з об'ємним сумішоутворенням (до яких відноситься досліджуваний двигун) припадає, як правило, на навантаження від 62,5 до 87,5% [5].

Після оцінки показників 4ЧН13/15 у вихідній комплектації були визначені чисельні значення параметрів, що варіюються (циклової подачі палива, тиску наддуву, моменту початку впорскування палива), необхідні для проведення чисельного експерименту.

4.2 Визначення впливу частки та температури рециркульованих газів на параметри двигуна

Результати визначення викидів шкідливих речовин в ВГ дизеля 4ЧН13/15 показують їхню відповідність вимогам ДСТУ 41.96-2011. При цьому вміст:

- оксиду вуглецю на 27,7% нижче нормованої величини;
- вуглеводнів на 24,0%;
- твердих частинок – 5,0 %;
- оксидів азоту – на 1,5 %.

Димність ВГ становить 70,6% від норми.

Як було зазначено в третьому розділі, в ході експериментального дослідження викидів шкідливих речовин з ВГ дизеля 4ЧН13/15 з їх рециркуляцією та охолодженням ми виходили з того, що індекс токсичності твердих частинок вдвічі вищий, ніж оксидів азоту, в 10 разів – ніж вуглеводнів та в 20 разів – оксиду вуглецю, а коефіцієнти агресивності оксидів азоту (49) та твердих частинок (41,5) набагато перевершують коефіцієнти агресивності вуглеводнів та оксиду вуглецю (1,26 та 1,0 відповідно) [2].

Враховуючи сказане і ту обставину, що вміст оксиду вуглецю та вуглеводнів у ВГ дизелі 4ЧН13/15 значно нижчий від нормованих величин, у подальших дослідженнях ми обмежилися оцінкою викидів твердих частинок та оксидів азоту.

При визначенні впливу роботи системи рециркуляції на вміст у ВГ дизеля 4ЧН13/15 твердих частинок і оксидів азоту, насамперед, було

оцінено вплив частки та температури рециркульованих газів при його роботі на режимах, що відповідають ДСТУ 41.96-2011.

На рис. 4.6–4.11 показано вплив частки рециркульованих газів (без зниження їхньої температури) на концентрації оксидів азоту в ВГ дизеля 4ЧН13/15 та масовий потік твердих частинок у них на вказаних режимах роботи двигуна.

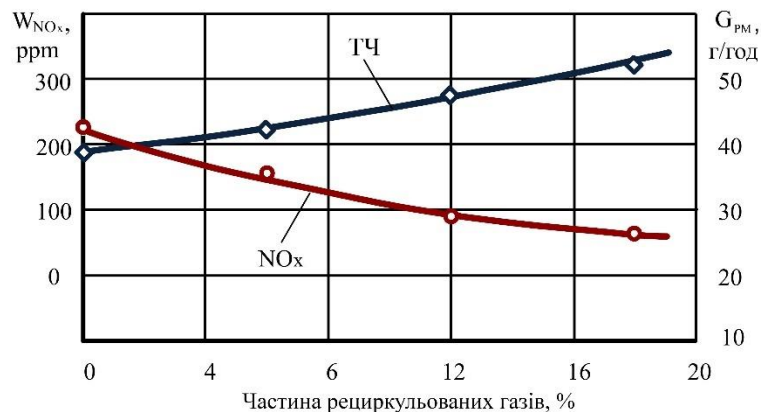


Рисунок 4.6 – Залежність концентрації оксидів азоту та масового потоку твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 залежно від частки газів, що рециркулюються ($n = 1850 \text{ хв}^{-1}$, навантаження 100%)

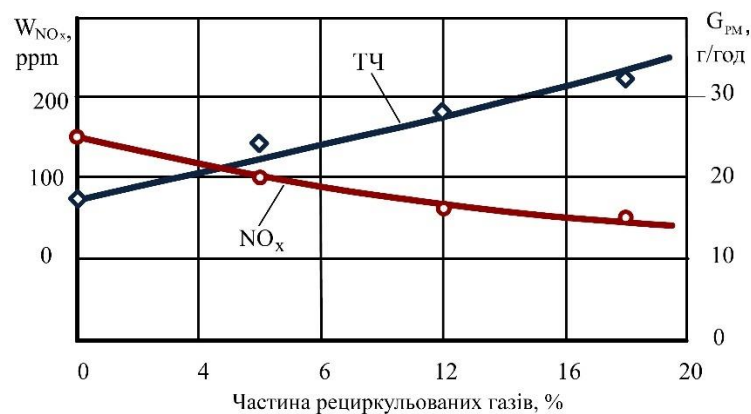


Рисунок 4.7 – Залежність концентрації оксидів азоту та масового потоку твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 залежно від частки газів, що рециркулюються ($n = 1850 \text{ хв}^{-1}$, навантаження 75%)

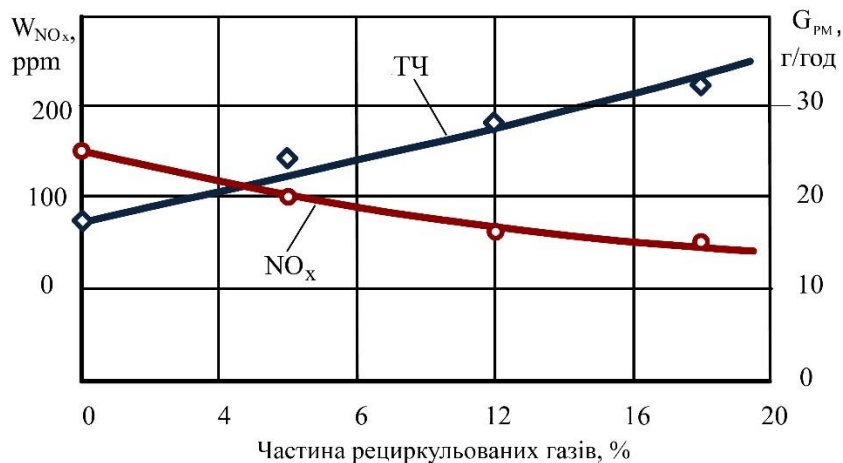


Рисунок 4.7 – Залежність концентрації оксидів азоту та масового потоку твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 залежно від частки газів, що рециркулюються ($n = 1850 \text{ хв}^{-1}$, навантаження 75%)

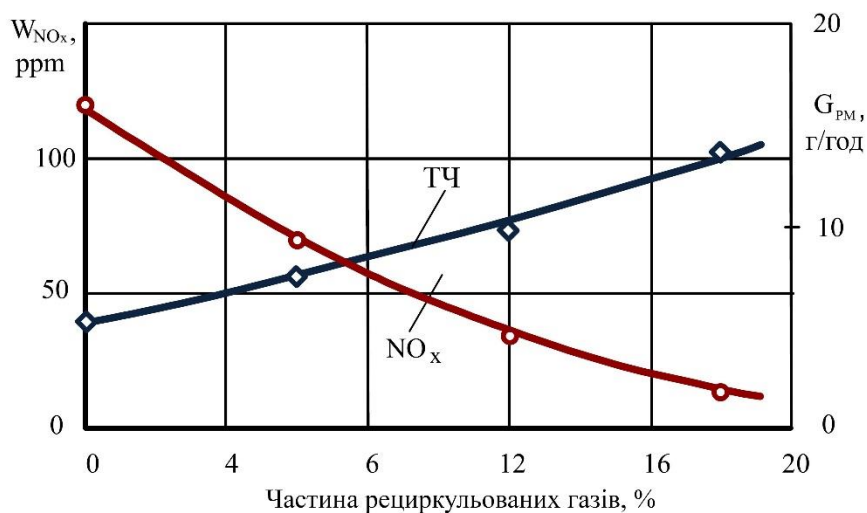


Рисунок 4.9 – Залежність концентрації оксидів азоту та масового потоку твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 залежно від частки газів, що рециркулюються ($n = 1250 \text{ хв}^{-1}$, навантаження 100%)

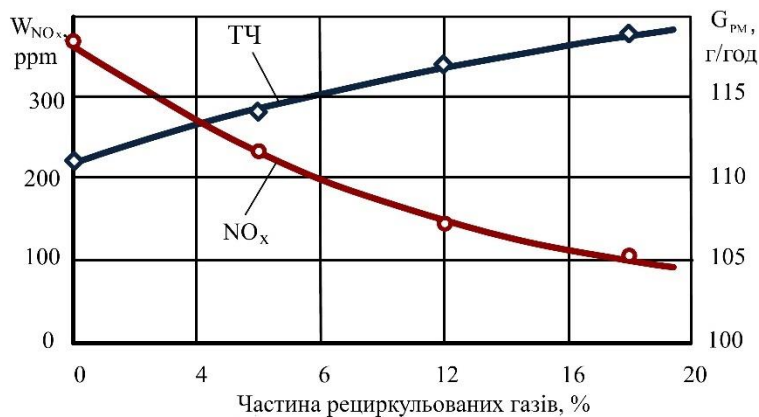


Рисунок 4.10 – Залежність концентрації оксидів азоту та масового потоку твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 залежно від частки газів, що рециркулюються ($n = 1250 \text{ хв}^{-1}$, навантаження 75%)

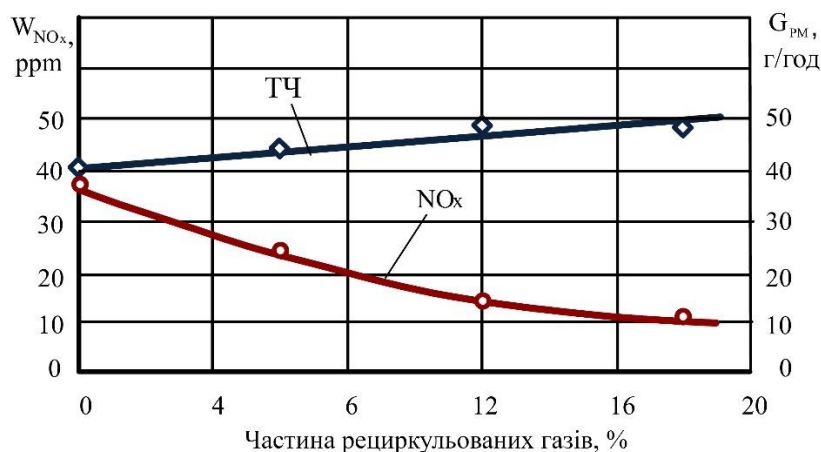


Рисунок 4.11 – Залежність концентрації оксидів азоту та масового потоку твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН13/15 залежно від частки газів, що рециркулюються ($n = 1250 \text{ хв}^{-1}$, навантаження 50%)

Як видно, якісно цей вплив на всіх режимах однаковий – збільшення частки рециркульованих газів у ВГ позитивно впливає на вміст в них оксидів азоту (воно зменшується), а кількість твердих частинок, навпаки, збільшується. При цьому всі залежності досить близькі до лінійних.

Встановлений характер зміни компонентів, що обговорюються, повністю укладається в теоретичні уявлення про характер перебігу хімічних реакцій процесу згоряння в дизелях.

Перший факт (зменшення концентрації оксидів азоту в ВГ із зростанням частки в них рециркульованих газів) обумовлений скороченням наявності окислювача в циліндрі (зменшенням коефіцієнта надлишку повітря). Наслідком цієї причини стало збільшення кількості твердих частинок зі зростанням частки рециркульованих газів в ВГ.

Кількісно ж вплив частки рециркульованих газів (без зниження їх температури) на концентрацію оксидів азоту в ВГ та масовий потік твердих частинок у них (на відміну від якісного) на вказаних режимах роботи двигуна відрізняється істотно.

В табл. 4.1 показано, на скільки разів відрізняються значення концентрації оксидів азоту та твердих частинок при додаванні до свіжого заряду 18% ВГ від відповідних показників за відсутності рециркуляції.

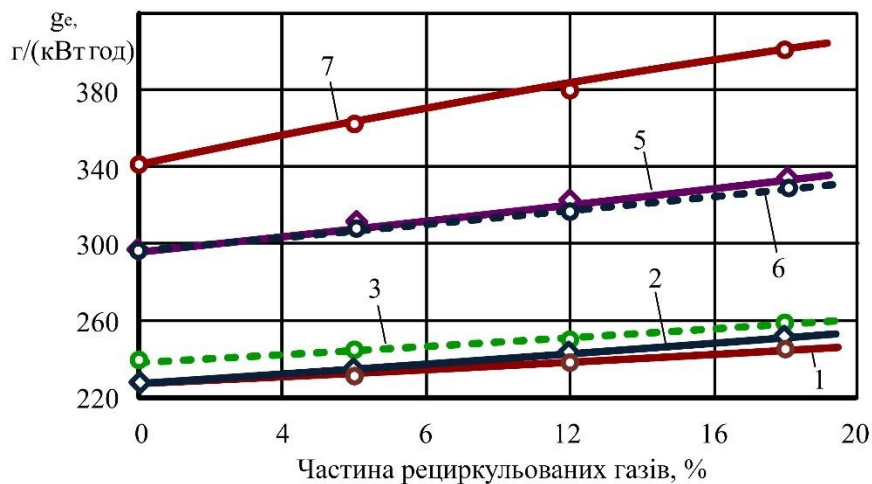
Таблиця 4.3 – Співвідношення концентрації оксидів азоту та твердих частинок при додаванні до свіжого заряду 18% відпрацьованих газів та відповідних показників за відсутності рециркуляції

Режим		Зменшення вмісту NO _x	Збільшення вмісту твердих часток
П = 1850 хв ⁻¹	навантаження 100%	3,87	1,30
	навантаження 75%	6,44	1,88
	навантаження 50%	9,52	2,17
П = 1250 хв ⁻¹	навантаження 100%	3,71	1,02
	навантаження 75%	3,78	1,08
	навантаження 50%	3,85	1,22

З матеріалів таблиці добре видно, що рециркуляція ВГ (без зниження температури) значно впливає на зниження концентрації оксидів азоту, ніж на зростання вмісту викидів твердих частинок. Причому більш помітні зазначені тенденції на режимах, що відповідають номінальній частоті обертання колінчастого валу. Можливо, це пояснюється інтенсифікацією

процесів упорскування та розпилювання палива, а також посиленням вихрового руху робочого тіла в циліндрі при більш високих частотах обертання колінчастого валу.

Оскільки відомо, що рециркуляція ВГ спричиняє погіршення економічних показників двигуна, проведена оцінка її впливу на питому ефективну витрату палива. Відповідні результати подані на рис. 4.12.



1 – 1850 хв⁻¹, навантаження 100%; 2 – 1850 хв⁻¹, навантаження 75%; 3 – 1850 хв⁻¹, навантаження 50%; 5 – 1250 хв⁻¹, навантаження 100%; 6 – 1250 хв⁻¹, навантаження 75%; 7 – 1250 хв⁻¹, навантаження 50%

Рисунок 4.12 – Залежність питомої ефективної витрати палива дизеля 4ЧН13/15 від частки газів, що рециркулюються (без зниження їх температури) на режимах ДСТУ 41.96-2011

Реалізація охолодження рециркульованих газів призвела до певної зміни температури свіжого заряду на вході в циліндри двигуна.

На рис. 4.13 показано залежність температури свіжого заряду від ступеня охолодження ВГ для найбільш ефективного з точки зору зниження викидів оксидів азоту (враховуючи більш істотний вплив частки рециркульованих газів на зниження концентрації оксидів азоту, ніж на зростання вмісту викидів твердих частинок) варіанта рециркуляції.

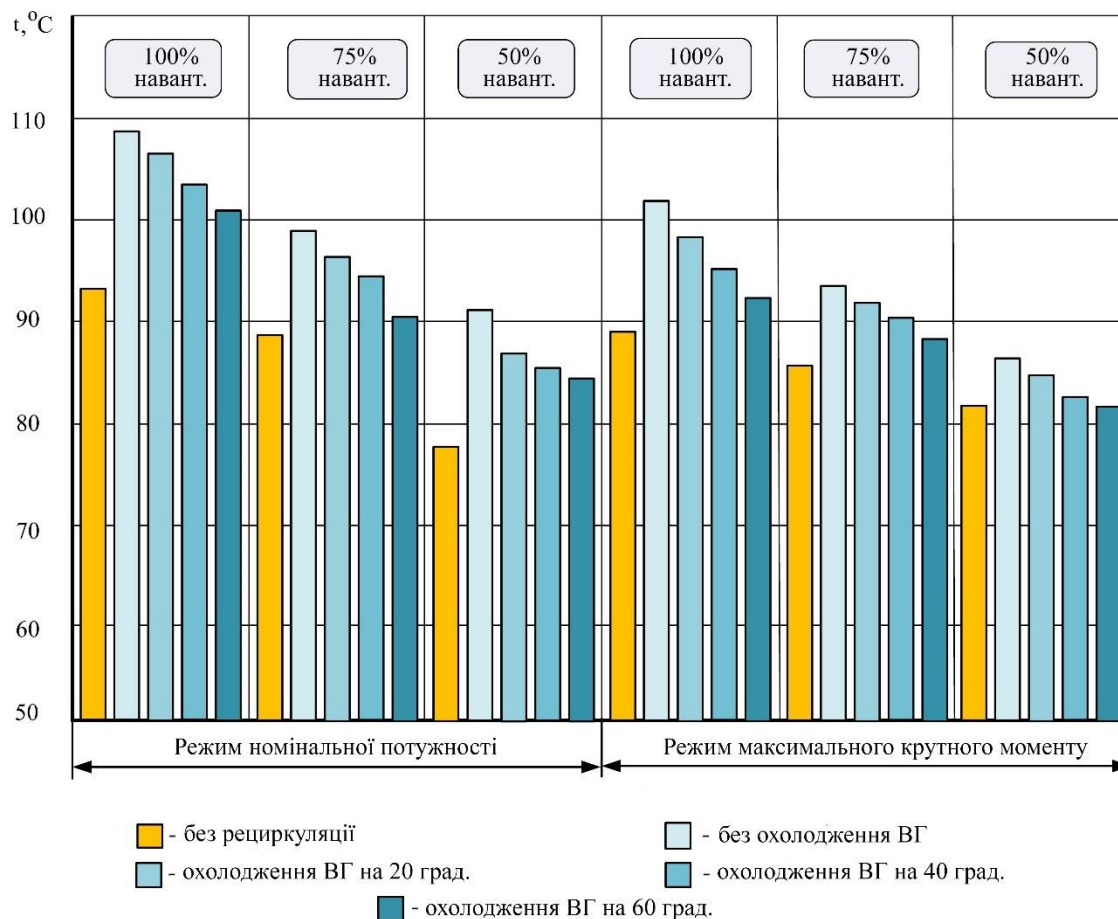


Рисунок 4.13 – Залежність температури свіжого заряду від ступеня охолодження рециркульованих газів (частка рециркульованих газів 18%)

Як і слід було очікувати, що сильніше охолоджуються ВГ, то нижче температура свіжого заряду. Причому при роботі на повному навантаженні це зниження майже однаково на різних швидкісних режимах, а при зниженні навантажень на менших частотах обертання колінчастого валу проявляється деяка різниця. Отриманий ефект зниження температури свіжого заряду, забезпеченого роботою ВГ, призвів до відповідних змін вмісту оксидів азоту та твердих частинок в ВГ дизеля ЧН13/15.

На рис. 4.14 показано ефект впливу максимального охолодження ВГ (на 60°C) на зменшення концентрації оксидів азоту при різних частках вмісту у свіжому заряді цих газів.

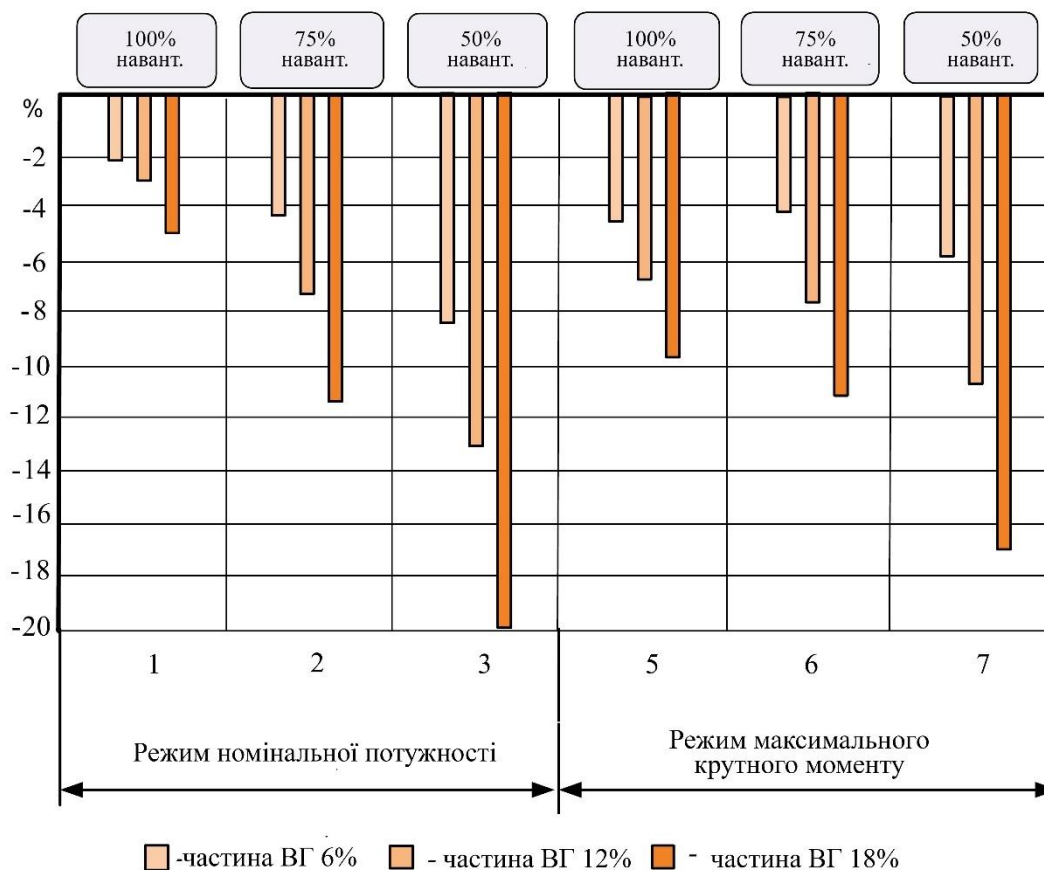


Рисунок 4.14 – Зменшення концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах дизеля 4ЧН13/15 залежно від частки рециркульованих газів

З рис. 4.14 видно, що:

– зниження температури свіжого заряду забезпечує зменшення вмісту оксидів азоту в ВГ;

– зі збільшенням частки ВГ у свіжому заряді ефект зниження оксидів азоту в ВГ стає дедалі очевиднішим, що зумовлено надходженням у циліндр дедалі більшої кількості охолоджених газів;

– зі зменшенням навантаження ефект зниження вмісту оксидів азоту в ВГ посилюється, що, певне, пов'язані зі зниженням температури заряду в циліндрі за рахунок збільшення коефіцієнта надлишку повітря, тобто, з додатковим зниженням температури у надпоршневому просторі.

4.3. Вплив регулювання температури відпрацьованих газів на ефективність роботи каталітичного нейтралізатора

Визначення доцільного рівня температури ВГ на вході в нейтралізатор проводилося для режимів, що відповідають роботі дизеля 4ЧН13/15 за зовнішньою швидкісною характеристикою.

На рис. 4.15–4.17, як приклад, показано зміну ступенів перетворення токсичних компонентів ВГ при їх проходженні через нейтралізатор на режимах, що відповідають частотам обертання колінчастого валу дизеля 850 хв^{-1} ; 1350 хв^{-1} та 1850 хв^{-1} .

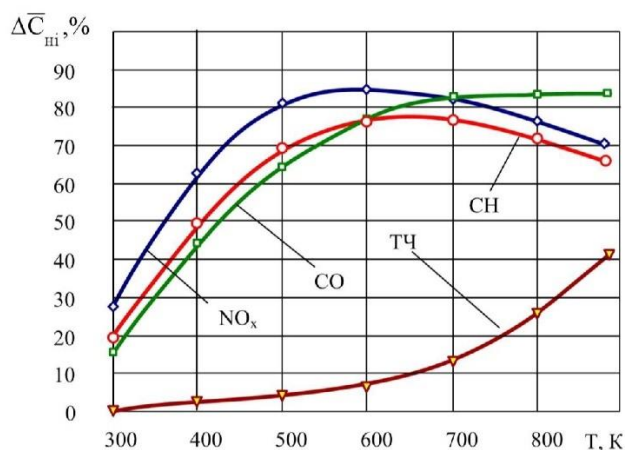


Рисунок 4.15 – Зміна ступенів перетворення шкідливих речовин у викидах дизеля 4ЧН13/15 залежно від температури відпрацьованих газів (850 хв^{-1})

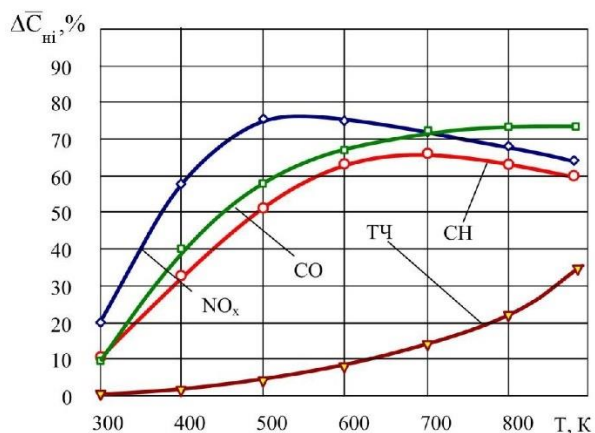


Рисунок 4.16 – Зміна ступенів перетворення шкідливих речовин у викидах дизеля 4ЧН13/15 залежно від температури відпрацьованих газів (1350 хв⁻¹)

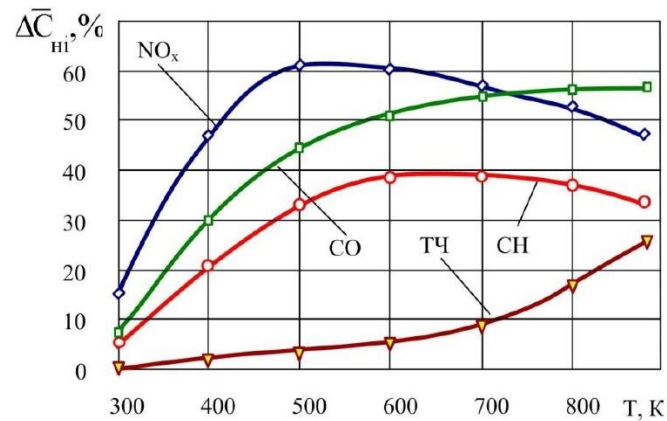


Рисунок 4.17 – Зміна ступенів перетворення шкідливих речовин у викидах дизеля 4ЧН13/15 залежно від температури відпрацьованих газів (1850 хв⁻¹)

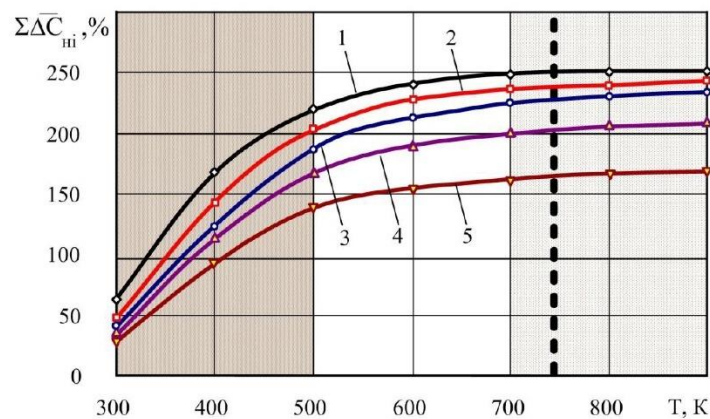
Аналіз характеру отриманих залежностей дозволяє зробити такі висновки. З підвищенням частоти обертання колінчастого валу та відповідного збільшення витрат повітря та палива (а, отже, і ВГ, що проходять через нейтралізатор) ступень перетворення шкідливих речовин знижується. Так, максимальне значення ступеня перетворення оксидів азоту при зміні частоти обертання колінчастого валу з 850 до 1850 хв⁻¹ знизилося на 27,4%, вуглеводнів – на 49,4%, оксиду вуглецю – на 32,6% та твердих частинок. Причина зазначених змін обумовлена зменшенням часу знаходження ВГ у нейтралізаторі (тобто часу контакту шкідливих речовин з каталізатором).

Рис. 4.15–4.17 свідчать про деякі загальні закономірності зміни ступенів перетворення кожного окремого компонента за будь-яких витрат відпрацьованих газів.

Так, ефективність нейтралізації оксидів азоту інтенсивно наростає зі збільшенням температури до 500...550 К, після чого плавно знижується. Має максимум при температурі 600...700 К і крива ступеня перетворення

вуглеводнів. Ефективність нейтралізації оксиду вуглецю безперервно підвищується зі зростанням температури в зоні реакції доокислення, хоча за більш високих значень температури інтенсивність цього зростання уповільнюється. Ступінь перетворення твердих частинок, навпаки, має чітку тенденцію до зростання із підвищенням температури.

Для визначення доцільного рівня температури ВГ на вході в нейтралізатор були підсумовані ступеня перетворення розглянутих шкідливих речовин при однакових температурах ВГ на кожному з розглянутих швидкісних режимів. Результати зміни суми ступенів перетворення, представлені на рис. 4.18, дозволяють зробити такі висновки.



1 – 850 хв⁻¹; 2 – 1100 хв⁻¹; 3 – 1350 хв⁻¹; 4 – 1600 хв⁻¹; 5 – 1850 хв⁻¹.

Рисунок 4.18 – Сумарна зміна ступенів перетворення токсичних компонентів у викидах дизеля 4ЧН13/15 залежно від температури відпрацьованих газів

До температури в зоні реакцій нейтралізації, що дорівнює 500К, має місце дуже інтенсивне підвищення інтегральної ефективності процесів (середнє підвищення значення сумарних ступенів перетворення досліджених шкідливих речовин становить приблизно 70 % на кожні 100К). У діапазоні температур 500...700К підвищення інтегральної ефективності процесів нейтралізації помітно знижується і становить приблизно 11% на кожні 100К. Після температури, що дорівнює 700К, підвищення інтегральної ефективності нейтралізації практично припиняється.

Отримані висновки свідчать про те, що доцільним рівнем температури ВГ дизеля 4ЧН13/15 на вході в каталізатор є діапазон 700...800 К, оскільки менші температури знижуватимуть ефективність процесів нейтралізації, а вищі можуть вести до перегріву реактора та корпусу нейтралізатора.

ВИСНОВКИ

В процесі виконання випускової роботи проведено оцінку можливості підвищення екологічної безпеки ПДВЗ за рахунок використанням вихрової труби в системі рециркуляції ВГ. При цьому:

1. Виготовлена оригінальна вихрова труба, що дозволяє знижувати температуру газів, що рециркулюються максимально на 60°C; створено експериментальну установку для проведення стендових випробувань дизеля 4ЧН13/15 з рециркуляцією ВГ та їх охолодженням з використанням вихрової труби; проведено дослідження викидів шкідливих речовин з ВГ дизеля 4ЧН13/15, встановленого на випробувальному стенді, обладнаному системою рециркуляції ВГ та вихровою трубою для їх охолодження та регулювання температури ВГ перед каталітичним нейтралізатором.

2. Встановлено, що при частці газів, що рециркулюються, у свіжому заряді 18 %:

а) на різних швидкісних та навантажувальних режимах:

– зниження вмісту оксидів азоту за рахунок охолодження рециркульованих газів у вихровій трубі на 60К склало від 5,1 до 18,0% при частоті обертання колінчастого валу, що відповідає режиму максимальної потужності і від 8,5 до 16,3% при частоті обертання, що відповідає режиму максимального крутного моменту; твердих частинок – від 0,08 до 16,3 % та від 2,3 до 8,5 % відповідно;

– зниження питомої ефективної витрати палива за рахунок охолодження ВГ на 60К склало від 2,3 до 2,9% при частоті обертання колінчастого валу, що відповідає режиму номінальної потужності, і від 2,0 до 4,2% при частоті обертання, що відповідає режиму максимального крутного моменту.

б) на режимі, характерному для двигунів транспортних і дорожньо-будівельних машин, яким і є дизель 4ЧН13/15 (частота обертання

колінчастого валу, що відповідає максимальному крутному моменту, навантаження 75%):

– охолодження рециркульованих газів на 60К забезпечує помітну різницю температури свіжого заряду на вході в циліндр –11К порівняно із ситуацією без охолодження. Максимальна температура газів у надпоршневому об'ємі за відсутності охолодження становить 1885 К, а у разі охолодження – 1819 К. Середня температура робочого тіла в діапазоні зміни від 710 до 800 град повороту колінчастого валу склала у першому варіанті 1571 К, у другому – 1513 К.

– нижча температура свіжого заряду у разі охолодження рециркульованих газів забезпечує збільшення масової частки кисню в надпоршневому просторі приблизно на 30% (при охолодженні рециркульованих газів на 60К), більш швидке згоряння палива і, відповідно, більш інтенсивне та повне тепловиділення.

3. Порівняння результатів розрахунково-теоретичного та експериментального досліджень на основних режимах при частці рециркульованих газів 18% у свіжому заряді показало, що похибка розрахунку склала: за концентрацією NO_x : середня – 7,2%, максимальна – 19,2%; за концентрацією твердих частинок: середня – 5,6%, максимальна – 22,7%; за питомою ефективною витратою палива: середня – 4,7%, максимальна – 9,6%.

4. Регулювання температури ВГ перед каталітичним нейтралізатором за допомогою вихрової труби забезпечило підвищення інтегральних ступенів перетворення токсичних компонентів на різних швидкісних, навантажувальних режимах 50 і менше відсотків і на режимі холостого ходу (тобто там, де нейтралізатор в звичайних умовах працює вкрай неефективно) від 47 до 114%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Al-Qurashi, K., & Boehman, A. L. (2008). Impact of exhaust gas recirculation (EGR) on the oxidative reactivity of diesel engine soot. *Combustion and Flame*, 155(4), 675–695. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2008.06.002>
2. Al-Qurashi, K., Boehman, A. L., & Lueking, A. (2011). The deconvolution of the thermal, dilution, and chemical effects of exhaust gas recirculation (EGR) on the reactivity of engine and flame soot. *Combustion and Flame*, 158(4), 699–710. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.10.004>
3. Gill, S. S., Herreros, J. M., Tsolakis, A., Turner, D. M., Miller, E., & York, A. P. E. (2012). Filtered EGR – a step towards an improved NO_x/soot trade-off for DPF regeneration. *RSC Advances*, 2(27), 10400–10408. <https://doi.org/10.1039/C2RA21109B>
4. Agarwal, D., & Agarwal, A. K. (2011). Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the Performance Characteristics of a Direct Injection Compression Ignition Engine. *Applied Energy*, 88(3), 1032–1042. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.08.033>
5. Zhu, H., Reitz, R. D., & Duraisamy, G. (2013). Effect of fuel oxygen on the trade-offs between soot, NO_x and fuel consumption with EGR. *Fuel*, 106, 804–815. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.11.020>
6. Elkelawy, M., & coauthors. (2022). Impacts of EGR on RCCI engines management. *Energy Conversion and Management*, 268, 115949. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115949>
7. Saravanan, S., & coauthors. (2015). Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on performance, combustion and emission characteristics of a DI diesel engine. *Fuel*, 157, 100–109. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.04.099>
8. Abdelhameed, E., & Tashima, H. (2022). EGR and Emulsified Fuel Combination Effects on the Combustion, Performance, and NO_x Emissions in Marine Diesel Engines. *Energies*, 16(1), 336. <https://doi.org/10.3390/en16010336>

9. Angrill, O., & coauthors. (2000). Influence of exhaust gas recirculation on soot formation in diesel engines. *Combustion Science and Technology*, 152(1), 19–39. <https://doi.org/10.1080/00102200008952290>

10. Tan, Z., & coauthors. (2021). Study on the Influence of EGR on the Combustion and Emission Characteristics of Diesel Engines Fueled with Ethanol–Biodiesel Blends. *Sustainability*, 13(14), 7862. <https://doi.org/10.3390/su13147862>

11. Fayad, M. A., Alani, W. K., Dhahad, H. A., & Zheng, J. (2023). Diminution of air pollution from NO_x and smoke/soot emitted from alcohols-diesel blends in diesel engine and influence of the exhaust gas recirculation (EGR). *Journal of Environmental Engineering and Landscape Management*, 31(1), 103–112. <https://doi.org/10.3846/jeelm.2023.17410>

12. Al-Qurashi, K., Boehman, A. L., & others. (2007). The impact of carbon dioxide and exhaust gas recirculation on diesel soot reactivity. DOE Technical Paper.

13. Iannuzzi, V., & coauthors. (2024). Recent advancements, applications, and technical challenges of cetane-enhancing techniques for improving the smoke, NO_x and BSFC trade-off in an automotive diesel engine. *Fuel*, 349, 130104. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.130104>

14. Muniyappan, S., & coauthors. (2021). Control-oriented modelling of EGR airpath and MPC-based EGR valve control for transient NO_x management. *Control Engineering Practice*, 109, 104757. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2020.104757>

15. Boehman, A. L., Al-Qurashi, K., & coauthors. (2007). Impact of EGR on soot nanostructure and oxidative reactivity. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 116, 2007-01-XXXX. <https://doi.org/10.4271/2007-01-XXXX>

16. Manesh, M. M., & coauthors. (2025). Comparative analysis of water injection and EGR effects on diesel combustion and emissions. *Fuel*, 301, 121456. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.121456>

17. Tan, Z., & coauthors. (2021). Influence of EGR on combustion and emission characteristics of engines fueled with ethanol–biodiesel blends. *Sustainability*, 13(14), 7862. <https://doi.org/10.3390/su13147862>
18. Zhang, S., & coauthors. (2024). Experimental study on NO_x reduction in diesel engines by EGR: trade-offs in fuel consumption. *Energies*, 17(3), 1601. <https://doi.org/10.3390/en17031601>
19. Alemayehu, G., & coauthors. (2022). Experimental investigation on impact of EGR configuration in PCCI-DI combustion. *Advances in Mechanical Engineering*, 14, 1–12. <https://doi.org/10.1155/2022/5688842>
20. Krakowian, K. (2024). Impact of multi-valve EGR on cylinder-to-cylinder balance and emissions in a multi-cylinder diesel engine. *Energies*, 17(24), 6473. <https://doi.org/10.3390/en17246473>
21. Iannuzzi, V., & coauthors. (2024). Cetane-enhancing techniques to improve smoke/NO_x/BSFC trade-offs in diesel engines. *Fuel*, 349, 130104. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.130104>
22. Munroe, P., & coauthors. (2020). Cooled versus hot EGR: experimental comparison of NO_x and soot formation. *Energy & Fuels*, 34(10), 12218–12229. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c02877>
23. Drummond-Biles, & coauthors. (2020). Dilution and oxygenated fuel strategies with EGR for simultaneous reduction of soot and NO_x. SAE Technical Paper 2020-01-XXXX. <https://doi.org/10.4271/2020-01-XXXX>
24. Iannuzzi, V., & coauthors. (2019). In-cylinder effects of recirculated soot and EGR on particulate formation and oxidation. *Journal of Aerosol Science*, 135, 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2019.03.002>
25. Subramanian, K., & coauthors. (2019). Influence of biodiesel blends and EGR on injection, spray, and combustion characteristics. *Fuel Processing Technology*, 187, 11–22. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2019.04.011>