

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
« ____ » _____ 2026 р.
Зав. кафедри д.т.н., професор
(науковий ступінь, вчене звання)
Володимир ДІДУР
(підпис) (ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)
перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: **«Удосконалення та моделювання геометрії поршня, вплив
його на роботу дизельного двигуна.»**

Виконав: студент 3 курсу, групи 31к -ім
освітньої програми бакалавр
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Симоник Роман Олександрович
(прізвище та ініціали)
Керівник канд. с-г наук, доцент
Головатюк Анатолій Анатолійович
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
 Факультет інженерних технологій та професійної освіти
 Кафедра агроінженерії

Освітня програма «Бакалавр»
 Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри

_____ Володимир ДІДУР
 «__» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)
Симоніку Роману Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту **«Удосконалення та моделювання геометрії поршня, вплив його на роботу дизельного двигуна.»**

керівник проекту Головатюк Анатолій Анатолійович, канд. с-г наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“08” травня 2026 р. № 01-06/167

2. Строк подання студентом проекту 18.05.2026 р.

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

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

6. Консультанти розділів проекту

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

7. Дата видачі завдання 26 вересня 2025 року*КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН*

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	15.10.2025 р.	
2.	Розділ 1. Аналіз стану досліджуваного питання	19.11.2025 р.	
3.	Розділ 2. Експериментальні дослідження	18.12.2025 р.	
4.	Розділ 3. Охорона праці	12.02.2026 р.	
5.	Розділ 4. Економічне обґрунтування проекту	09.03.2026 р.	
6.	Виконання ілюстративної частини проекту	15.04.2026 р.	
7.	Представлення проекту керівнику на перевірку	18.05.2026 р.	

Студент _____ Симоник Р.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ Головатюк А.А.,
(підпис) (прізвище та ініціали)

Зміст

ВСТУП	5
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ЗА ТЕМОЮ	
1.1. Загальна характеристика дизельних двигунів	7
1.2. Будова та функції поршня	8
1.3. Геометрія камери згоряння: огляд видів	10
2. ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
2.1. Числова модель двигуна та інжектора	12
2.2. Опис трьох досліджуваних геометрій	13
2.3. Побудова розрахункової сітки	16
2.4. Параметри числової симуляції	18
3. ОХОРОНА ПРАЦІ	
3.1. Загальні положення	19
3.2. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори	19
3.3. Заходи безпеки при виконанні числового моделювання	20
3.4. Пожежна безпека	21
3.5. Екологічна безпека	21
4. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ	
4.1. Результати за тиском у камері згоряння	22
4.2. Результати за температурою в камері згоряння	24
4.3. Емісії оксиду азоту (NO)	27
5.4. Емісії сажі	28
ВИСНОВКИ	31
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	33

ВСТУП

Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) залишається одним із найпоширеніших джерел механічної енергії у транспортних засобах, промисловості та енергетиці. Незважаючи на стрімкий розвиток альтернативних технологій (електрифікація, воднева енергетика), дизельні двигуни зберігають провідні позиції завдяки своїй ефективності, надійності та широкому діапазону потужності. Проте зростаючі вимоги екологічного законодавства (норми Євро 6) та необхідність підвищення паливної економічності спонукають інженерів і науковців до глибокого аналізу внутрішніх процесів згоряння.

Одним із ключових конструктивних елементів, що безпосередньо визначає характер робочого процесу дизельного двигуна, є поршень – і зокрема форма вставки камери згоряння у його торці. Геометрія цієї вставки формує вихровий рух повітря, визначає ступінь турбулентності заряду, впливає на якість змішування палива з повітрям та на температурно-тисковий профіль циклу. Навіть незначні зміни кривизни або глибини вставки здатні суттєво змінити кількість утворюваних токсичних речовин – оксидів азоту (NO_x) і сажі – та теплову ефективність двигуна.

Розвиток методів обчислювальної гідрогазодинаміки і доступність спеціалізованого програмного забезпечення (зокрема AVL FIRE) відкривають можливість детально дослідити вплив геометрії камери згоряння без дорогих та тривалих натурних випробувань. Це робить числові методи незамінним інструментом на етапі проектування та оптимізації двигунів.

Метою дипломної роботи є порівняльний аналіз трьох різновидів геометрії поршневої камери згоряння дизельного двигуна за допомогою числового моделювання у середовищі AVL FIRE ESE Diesel з метою виявлення оптимальної форми з точки зору тиску, температури та рівня шкідливих емісій.

Для досягнення поставленої мети вирішуються такі завдання:

- систематизувати теоретичну базу щодо конструкції поршнів і камер згоряння дизельних двигунів;
- розробити числові моделі трьох геометрій камери згоряння в середовищі AVL FIRE ESE Diesel;
- провести чисельні симуляції робочого процесу для кожної геометрії за однакових граничних умов;
- порівняти результати симуляцій за показниками максимального тиску, максимальної температури та рівнів емісій NO і сажі, визначити геометрію;

Предмет і об'єкт дослідження: Об'єктом дослідження є робочий процес (компресія, вприскування палива, згоряння та розширення) чотирициліндрового дизельного двигуна з компресійним ступенем 16 і частотою обертання колінчастого валу 1800 об/хв.

Предметом дослідження є вплив геометрії поршневої вставки (камери згоряння) на характеристики тиску і температури в камері, а також на рівень утворення оксидів азоту та сажі.

Методи дослідження: Дослідження спирається на методи обчислювальної гідрогазодинаміки. Числове моделювання виконано у програмному пакеті AVL FIRE ESE Diesel із використанням модуля ECFM-3Z для опису процесу згоряння, моделі розширеного Зельдовича для NO і кінетичної моделі для сажі. Турбулентність описується моделлю k- ζ -f. Для кожної геометрії побудовано розрахункову сітку з однаковими параметрами та проведено симуляцію при однакових граничних умовах.

Практичне значення роботи: Результати дослідження можуть слугувати підґрунтям для прийняття конструкторських рішень під час проектування поршнів дизельних двигунів. Виявлені закономірності між геометрією камери і рівнем емісій дозволяють цілеспрямовано обирати форму вставки залежно від пріоритетів: мінімізація NO_x, зменшення сажоутворення чи підвищення пікового тиску.

1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ЗА ТЕМОЮ

1.1. Загальна характеристика дизельних двигунів

Дизельний двигун внутрішнього згоряння є тепловою машиною, у якій займання суміші досягається за рахунок адіабатичного стиснення повітря. На відміну від бензинового двигуна (двигуна Отто), де для запалення використовуються свічки запалювання, у дизельному двигуні паливо впорскується безпосередньо в циліндр наприкінці такту стиснення. Внаслідок стиснення температура повітря досягає 700–900 °С, що перевищує температуру самозаймання дизельного палива [1].

Перший дизельний двигун створив Рудольф Дизель, який запатентував принцип його роботи у 1892 році.

Перший дієвий прототип було успішно випробувано у 1897 році в Аугсбурзі на заводі MAN. У подальшому дизельні двигуни знайшли застосування на залізничному транспорті (1912), у суднобудуванні (1912), в автомобілях-вантажівках (1923) та в легкових автомобілях (1936) [9].

Сучасні дизельні двигуни характеризуються такими основними особливостями порівняно з бензиновими [1, 8]:

- вищий термічний ККД завдяки великим ступеням стиснення (14–25 проти 8–12 у двигунів Отто);
- менше споживання палива – приблизно на 30 % менше;
- більша питома потужність і крутний момент при низьких частотах обертання;
- нижчий рівень емісій CO₂, але вищий рівень твердих частинок і оксидів азоту;
- більша маса і більший рівень шуму внаслідок вищих тисків згоряння;
- нижчі витрати на технічне обслуговування завдяки простішій системі запалювання.

Для подавання палива в дизельних двигунах застосовуються насоси високого тиску (ТНВД) або системи common rail, які забезпечують тиск впорскування від 1000 до 2500 бар. Це дозволяє формувати дрібнодисперсний спрей для якісного сумішоутворення.

1.2. Будова та функції поршня

Поршень є одним із найбільш навантажених і функціонально значущих елементів двигуна внутрішнього згоряння. Разом із шатуном і колінчастим валом він утворює кривошипно-шатунний механізм (КШМ), основна функція якого – перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертовий рух колінчастого вала (Рис. 1.1). Окрім передачі газових сил, поршень виконує такі завдання:

- ущільнення компресійного простору від проникнення відпрацьованих газів до картера;
- відведення теплоти від зони згоряння до стінок циліндра та системи охолодження;
- мастило дзеркала циліндра за рахунок ущільнювальних кілець;
- підтримання геометрії робочого об'єму при різних термічних і механічних навантаженнях.



Рис. 1.1. Кривошипно-шатунний механізм.

Конструктивно поршень складається з кількох основних зон (**Рис. 1.1**):

- Торець поршня – верхня частина, яка безпосередньо контактує із зоною горіння. Вона зазнає найбільших теплових і механічних навантажень.

У дизельних поршнях торець, як правило, має вставку (лунку) камери згоряння різної форми.

– Зона поршневих кілець – пояс із канавками, в яких розміщуються компресійні та маслоснімні кільця. Компресійні кільця (зазвичай 2 шт.) забезпечують ущільнення, а маслоснімне кільце (1 шт.) контролює товщину масляної плівки на дзеркалі циліндра.

– Спідниця поршня – нижня частина, яка служить напрямною і забезпечує стабільний рух поршня вздовж осі циліндра. Спідниця буває симетричною або асиметричною; асиметрична конструкція знижує бічне навантаження та знос.

– Ребра та маточина пальця – внутрішня структура, що з'єднує торець із бобишками під поршневий палець, забезпечуючи необхідну жорсткість при мінімальній масі.

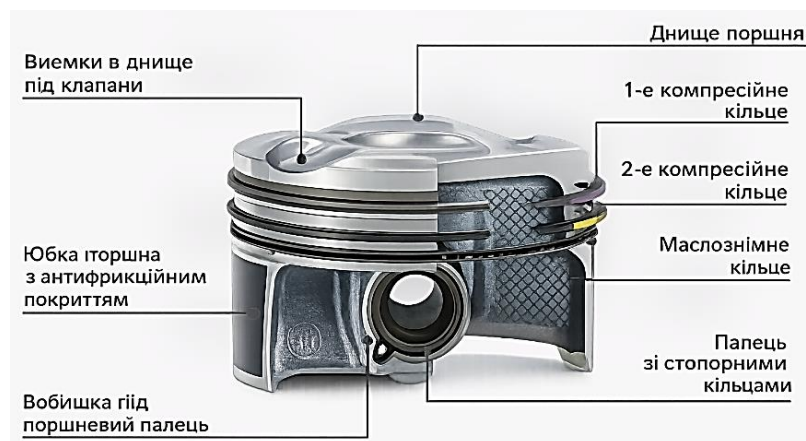


Рис. 1.2. Перетин поршня: торець, зона кілець, спідниця, маточина пальця.

Матеріал поршнів сучасних дизельних двигунів – переважно залівний або кований алюмінієвий сплав (для легкового транспорту) та кований або литий чавун і сталь (для важкої техніки). Алюмінієві поршні мають меншу масу та кращу теплопровідність, але обмежені максимальним тиском. Для підвищення зносостійкості спідниця вкривається антифрикційним покриттям [4].

Важливим конструктивним параметром є зазор між поршнем і дзеркалом циліндра. Надто великий зазор призводить до погіршення ущільнення і удару поршня (стуку), надто малий – унеможлиблює вільне переміщення при тепловому розширенні. Тому більшість поршнів виготовляються з некруглим перетином (овальна форма) та конусністю по висоті, щоб компенсувати нерівномірне теплове розширення [4].

1.3. Геометрія камери згоряння: огляд видів

У дизельних двигунах із безпосереднім вприскуванням (Direct Injection, DI) камера згоряння формується переважно поглибленням у торці поршня. Форма цього поглиблення справляє вирішальний вплив на якість сумішоутворення, характер вихрового руху заряду, термодинамічні параметри циклу та рівень шкідливих викидів [7]. Нижче розглянуто основні типи камер:

Тороїдальна камера – являє собою поглиблення із тороїдальним (кільцеподібним) профілем стінок. Форма сприяє тому, що струмінь палива з форсунки відбивається від стінок камери і закручується вздовж тора, утворюючи інтенсивний вихор. Порівняно з плоскою та напівсферичною камерою тороїдальна виробляє менше емісій CO, вуглеводнів (HC) і твердих частинок, але більше NO через вищі локальні температури [7].

Плоска (мілка) камера – SCC (Shallow Combustion Chamber).

Характеризується широким входом і невеликою глибиною поглиблення. Такий профіль забезпечує повільніший, але рівномірніший процес змішування. Найбільш придатна для важких двигунів з низькою частотою обертання [20]. Недолік – слабша турбулізація заряду і вища схильність до утворення сажі.

Омега-камера ОСС – профіль у вигляді грецької літери «Ω» із вузьким горлом входу і розширеним внутрішнім об'ємом. Вузький вхід прискорює повітряний потік при вході, формує зворотний вихор (squish), який інтенсифікує змішування. Кругла внутрішня форма обумовлює вищі

температури та більший утворення NO, проте суттєво знижує сажоутворення за рахунок кращого окиснення [7].

Напівсферична та інші форми – Напівсферична камера забезпечує мінімальне відношення площі поверхні до об'єму, що знижує теплові втрати, але уступає тороїдальній і омега-формам за якістю змішування. Існують також асиметричні камери та камери із внутрішнім ребром («re-entrant»), що слугують компромісом між різними характеристиками.

Таким чином, вибір геометрії камери є задачею багатокритеріальної оптимізації, оскільки жодна з форм не є абсолютно кращою за всіма показниками одночасно. Числове моделювання дозволяє кількісно оцінити компроміси між показниками.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Числова модель двигуна та інжектора

У дослідженні використовувався чотирициліндровий дизельний двигун на дизельному паливі. Основні технічні характеристики двигуна наведено нижче:

- Ступінь стиснення: $\varepsilon = 16$;
- Діаметр циліндра: $D = 105$ мм;
- Хід поршня: $S = 120$ мм;
- Радіус кривошипа: $r = 60$ мм;
- Довжина шатуна: $L = 200$ мм;
- Частота обертання: $n = 1800$ об/хв.

Важливо зазначити, що у всіх трьох досліджуваних варіантах геометрії використовувалися однакова конструкція двигуна і однакові умови роботи, що дозволяє коректно порівнювати результати симуляцій.

Для впорскування палива застосовано форсунку із 7 отворами (Рис. 2.1, таблиця 2.1). Форсунка також залишалася незмінною для всіх трьох геометрій камери. Час впорскування становив 2,975 мс; початок впорскування – 714° КВ (кут повороту колінчастого валу). Кут розпилення форсунки – 160° .

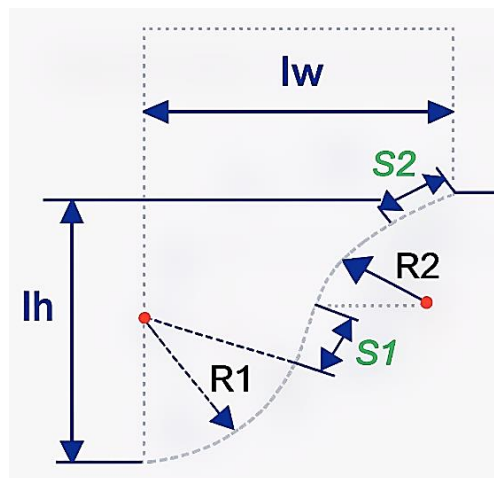


Рис. 2.1. Схема форсунки з геометричними параметрами.

Рис. 2.1. Таблиця геометричних параметрів форсунки

Параметри геометрії форсунки	
Кількість отворів [-]	7
Відстань між отворами [м]	0.00150
Виліт кінця інжектора [м]	0.00250
Координата Z інжектора [м]	0.00219
Зовнішній діаметр отвору форсунки [м]	0.00160
Внутрішній кут конусу отвору форсунки [град]	6.00000
Зовнішній кут конусу отвору форсунки [град]	12.00000
Внутрішній кут конусу отвору форсунки [град]	12.00000
Початковий кут форсунки дельта 1 [град]	160.0000
Радіус R1[м]	0.00110
Радіус R2[м]	0.00150
Центр радіусу R1 [м]	0.00190
Центр радіусу R2 [м]	0.00150
Відстань S1[м]	0.00020
Відстань S2[м]	0.00030
Діаметр отвору у положенні центру [м]	0.00121
Відстань S1[м]	0.00020
Відстань S2[м]	0.00030
Діаметр отвору у положенні центру [м]	0.00121

2.2. Опис трьох досліджуваних геометрій

Перша геометрія (комбінована) – Перша геометрія є вихідною базовою формою та поєднує риси плоскої та омега-камер. Вона слугує референсним варіантом для порівняння двох крайніх форм (Рис. 2.2, Таблиця 2.2). Основні параметри:

- Глибина вставки $T = 0,0161$ м;
- Зовнішній діаметр $D_a = 0,065$ м;
- Внутрішній діаметр $D_i = 0,054$ м;
- Центральні параметри: $D_m = 0,004$ м; $T_m = 0,004$ м;
- Радіуси: $R_1 = 0,00095$ м, $R_2 = 0,00190$ м, $R_3 = 0,0066$ м;
- Відстань $S_1 = 0,0009$ м.

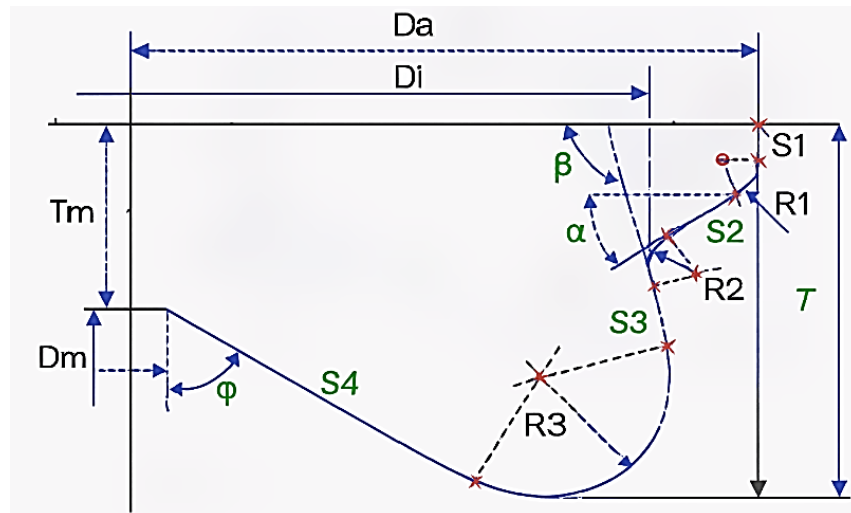


Рис. 2.2. Профіль першої геометрії камери згоряння

Таблиця. 2.2. Параметри поршня першої геометрії

Відстань S2 [м]	0,00560
Відстань S3 [м]	0,00259
Відстань S4 [м]	0,01814
Координата X центра радіуса R1 [м]	0,03155
Координата X центра радіуса R2 [м]	0,02390
Кут Фі [град]	53,44640
Кут Альфа [град]	38,08613
Кут Бета [град]	92,08619

Друга геометрія – плоска камера (SCC) – Мілка (плоска) камера характеризується широким входом і малою глибиною поглиблення. Вона найбільш придатна для важких двигунів з низькою частотою обертання [20] (Рис. 2.3, Таблиця 2.3).

Основні параметри:

- Максимальна глибина $T = 0,1071$ м;
- Діаметр вставки $D_b = 0,065$ м;
- Центральна глибина $T_m = 0,00344$ м;
- Радіус $R_3 = 0,00574$ м.

Ця геометрія обрана для порівняння з більш круглою формою омега-камери. Плоска форма забезпечує повільніший процес змішування повітря з паливом, що впливає на кількість і характер утворення емісій.

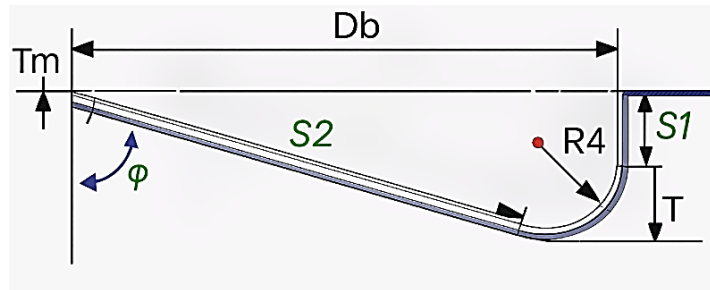


Рис. 2.3. Профіль другої геометрії камери згоряння (SCC).

Таблиця 2.3. Параметри поршня другої геометрії

Параметр	Значення
Відстань S3 [м]	0,00497
Відстань S2 [м]	0,02618
Координата X центру радіуса R4 [м]	0,02676
Координата Z центру радіуса R4 [м]	0,00497
Кут ϕ [град]	74,36133

Третя геометрія – омега-камера (ОСС) – омега-камера має вузький вхід і розширений внутрішній об'єм із круглим профілем, що нагадує літеру « Ω » (Рис. 2.4, таблиця 2.4). Вузьке горло прискорює вхідний потік повітря та формує інтенсивний вихровий рух усередині камери, покращуючи змішування [7]. Основні параметри:

- Глибина $T = 0,01828$ м;
- Зовнішній діаметр $D_a = 0,065$ м;
- $D_i = 0,005666$ м;
- Центральні параметри: $D_m = 0,00656$ м; $T_m = 0,00656$ м;
- Радіуси: $R_2 = 0,00241$ м, $R_3 = 0,00350$ м, $R_4 = 0,00733$ м, $R_5 = 0,00109$ м.

Ця геометрія обрана через принципово іншу форму порівняно з плоскою камерою. Кругла внутрішня поверхня збільшує площу для

формування турбулентних вихорів, проте водночас призводить до більших теплових втрат у стінку.

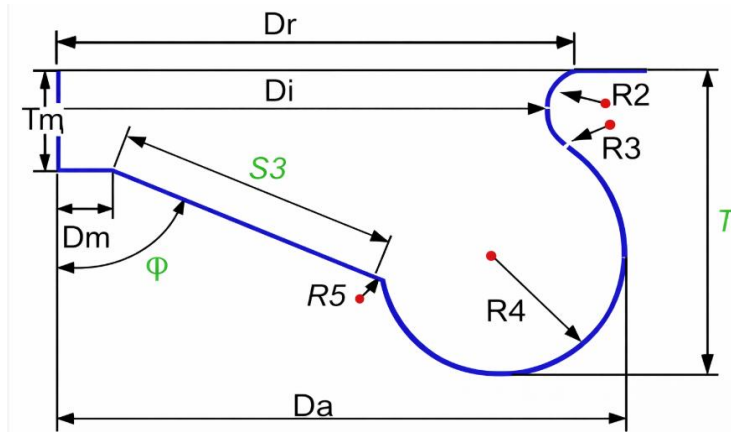


Рис. 2.4. Профіль третьої геометрії камери згоряння (ОСС)

Таблиця 2.4. Параметри поршня третьої геометрії

Параметр	Значення
Глибина чаші T [м]	0,01828
Діаметр чаші Dr [м]	0,06147
Відстань $S3$ [м]	0,01506
Координата X центру радіуса $R2$ [м]	0,03073
Координата Z центру радіуса $R2$ [м]	0,00591
Координата X центру радіуса $R3$ [м]	0,03183
Координата Z центру радіуса $R3$ [м]	0,00350
Координата X центру радіуса $R4$ [м]	0,02517
Координата Z центру радіуса $R4$ [м]	0,00854
Координата X центру радіуса $R5$ [м]	0,01698
Кут φ [град]	69,27252

2.3. Побудова розрахункової сітки

Розрахункову сітку для всіх трьох геометрій побудовано в однаковому режимі налаштувань у середовищі AVL FIRE ESE Diesel. Оскільки форсунка має 7 однакових отворів, симуляцію проведено для $1/7$ повної геометрії (кутовий сектор $360^\circ/7 \approx 51^\circ$), що значно скорочує обчислювальні витрати при збереженні точності результатів.

Основні параметри побудови сітки:

- Компенсаційний об'єм на поршні: 0,003 м;
- Середній розмір комірки: змінний від 0,00075 м до 0,001 м залежно від локального градієнта;

- Товщина примежового шару: 0,0002 м (2 шари);
- Число підрозділів у кутовому напрямку: 17;
- Коефіцієнт розподілу в кутовому напрямку: 1,1.

Розрахункові сітки для кожної з геометрій представлені на Рис. 2.5–2.7. Видно, що найбільша концентрація комірок спостерігається у зонах складної кривизни (перехідні радіуси входу та дно вставки), де очікуються найінтенсивніші потоки та температурні градієнти.

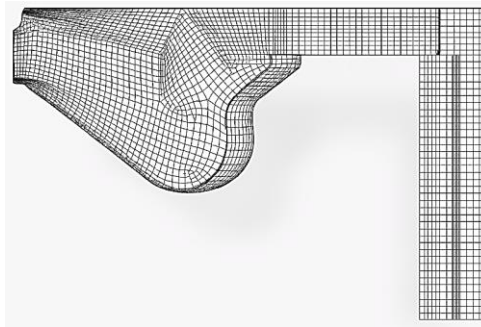


Рис. 2.5. Розрахункова сітка першої геометрії (позиція AN_740,000)

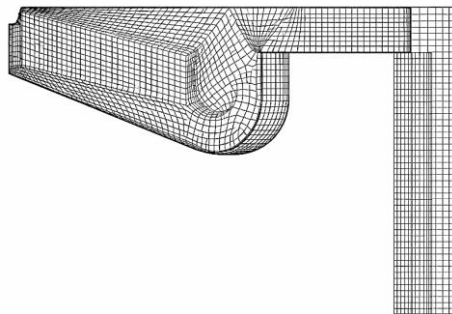


Рис. 2.6. Розрахункова сітка другої геометрії (позиція AN_740,000)

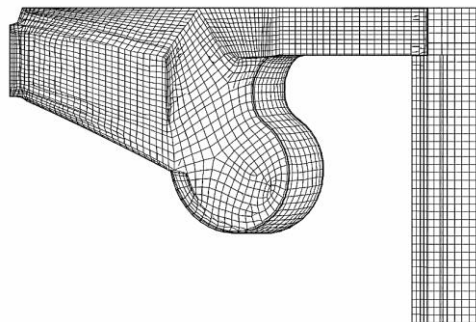


Рис. 2.7. Розрахункова сітка третьої геометрії (позиція AN_740,000)

2.4. Параметри числової симуляції

Числова симуляція виконана у програмному комплексі AVL FIRE ESE Diesel. Програма моделює стиснення, впорскування, сумішоутворення та згоряння в циліндрі дизельного двигуна без урахування тактів впуску та випуску. Початковий кут симуляції – 580° КВ (момент закриття впускного клапана), кінцевий – 850° КВ.

Усі три геометрії симулювалися за однакових умов:

- Частота обертання: 1800 об/хв;
- Паливо: дизельне (впорскується форсункою з 7 отворами);
- Рідина змішування: повітря з числом Прандтля $Pr = 0,9$ і числом Шмідта $Sc = 0,9$;
- Модель турбулентності: k- ζ -f (k-zeta-f);
- Модуль горіння: Coherent Flame Model + ECFM-3Z;
- Час хімічної реакції: 1000 с;
- Модель емісій NO: Extended Zeldovich; модель сажі: Kinetic Model;
- Модель випаровування: Dukowicz; модель взаємодії зі стінками: Walljet1; модель розпаду струменя: Wave;
- Критерії збіжності: мінімум 10, максимум 100 ітерацій; редукція нев'язок тиску та імпульсу не менше 0,01.

У рамках чисельної симуляції враховуються три закони збереження: маси, кількості руху та енергії, що є стандартним підходом у CFD-розрахунках робочих процесів ДВЗ.

3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Загальні положення

Охорона праці є невід'ємною складовою будь-якого інженерного та наукового дослідження. Безпека персоналу, зайнятого в проектуванні, виробництві та технічному обслуговуванні двигунів внутрішнього згорання, а також у проведенні дослідних стендових випробувань, регулюється законодавством про охорону праці, галузевими нормами та вимогами виробника обладнання.

Наукова частина цієї роботи виконується переважно з використанням комп'ютерного моделювання (CFD), що значно знижує ризики, пов'язані з натурними дослідженнями. Тим не менш, повний цикл розробки та перевірки результатів моделювання передбачає можливість лабораторних та стендових вимірювань, для яких необхідне дотримання правил охорони праці.

3.2. небезпечні та шкідливі виробничі фактори

При роботі з двигунами внутрішнього згорання і паливними системами виділяють такі основні групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів:

Фізичні фактори: – Підвищений рівень шуму. Робочий шум дизельних двигунів на стендових випробуваннях може перевищувати 90 дБА, що без засобів захисту спричиняє порушення слуху. Допустимий рівень за ДСТУ EN ISO 9612 – не більше 85 дБА для 8-годинної зміни. Засоби захисту: навушники з $NNR \geq 25$ дБ, звукоізольовані кабіни операторів.

– Вібрація. Вібрація від двигуна передається через кріплення стенду на підлогу та робоче місце оператора. Гранично допустимі рівні загальної вібрації – відповідно до ДСТУ ISO 2631.

– Рухомі механічні частини. Обертові деталі (колінчастий вал, маховик, приводні вали) є джерелом небезпеки захоплення та механічної травми. Вимога: наявність надійних огорожень і блокувань.

– Теплове випромінювання та контакт із гарячими поверхнями. Температура поверхні двигуна та випускного тракту може перевищувати 500–600 °С. Засоби захисту: теплоізоляція, захисні рукавиці, дотримання дистанції.

Хімічні фактори: – Відпрацьовані гази. Вихлопні гази містять монооксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NO_x), вуглеводні (HC), тверді частинки (PM) та інші токсичні компоненти. ГДК монооксиду вуглецю у повітрі робочої зони – 20 мг/м³, NO₂ – 2 мг/м³ (ДСТУ ГОСТ 12.1.005). Вимоги: ефективна вентиляція приміщення, використання газоаналізаторів, засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) органів дихання.

– Дизельне паливо та мастила. Тривалий контакт зі шкірою призводить до дерматитів і підвищує ризик онкологічних захворювань. Слід використовувати хімічно стійкі рукавиці та захисний одяг.

Електрична небезпека: Сучасні стенди для випробування двигунів оснащені електричними гальмівними пристроями та блоками керування під напругою до 400–690 В. Робота з електрообладнанням здійснюється відповідно до ПУЕ і НПАОП 40.1-1.21-98. Усі корпуси заземлюються; роботи з обслуговування виконуються при знятій напрузі з відповідними блокуваннями.

3.3. Заходи безпеки при виконанні числового моделювання

Основний обсяг роботи виконується на персональному комп'ютері, що значно безпечніше. Проте й тут необхідно дотримуватись ергономічних вимог:

– Організація робочого місця: монітор на рівні очей, кут нахилу спинки крісла 90–110°, відстань до екрана 50–70 см.

– Режим праці та відпочинку: безперервна робота за комп'ютером – не більше 2 годин; обов'язкові перерви по 10–15 хвилин кожні 2 години.

– Освітленість робочої поверхні: не менше 300–500 лк відповідно до ДБН В.2.5-28.

– Параметри мікроклімату: температура повітря 20–22 °С, відносна вологість 40–60 %, швидкість руху повітря не більше 0,1 м/с (відповідно до ДСН 3.3.6.042-99).

3.4. Пожежна безпека

Дизельне паливо відноситься до горючих рідин (температура спалаху 40–86 °С залежно від марки). При виконанні стендових випробувань необхідно:

- зберігати паливо у герметичних металевих ємностях;
- виключити наявність відкритого вогню та іскор поблизу паливних систем;
- оснастити приміщення вогнегасниками порошкового типу ОП-5 або вуглекислотними ОУ-5, а також пожежною сигналізацією;
- дотримуватись категорії приміщення «В» (пожежонебезпечне) згідно з ДСТУ EN 13501-1.

3.5. Екологічна безпека

Проведення стендових випробувань ДВЗ пов'язане з викидами шкідливих речовин в атмосферу. Для мінімізації екологічного впливу слід:

- оснастити стенд системою відведення відпрацьованих газів назовні будівлі або у каталітичний нейтралізатор;
- утилізувати відпрацьовані мастила та паливо згідно з чинним природоохоронним законодавством;
- вести журнал обліку викидів відповідно до вимог технічного регламенту про викиди забруднюючих речовин у атмосферне повітря.

Комп'ютерне моделювання, яке є основним методом цієї роботи, дозволяє суттєво скоротити кількість натурних випробувань і тим самим зменшити загальний екологічний слід дослідницьких робіт.

4. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

4.1. Результати за тиском у камері згоряння

Першим досліджуваним параметром був середній тиск у камері згоряння як функція кута повороту колінчастого вала (КВ). Порівняння виконано для трьох геометрій у діапазоні 580° – 850° КВ.

Перша геометрія: Графік тиску першої геометрії (Рис. 4.1) демонструє плавне зростання тиску в процесі стиснення із різким стрибком після початку впорскування. Максимальний тиск: $p_{1_max} = 128$ бар досягається при 728° КВ. Після цього тиск експоненціально спадає в міру розширення газів.

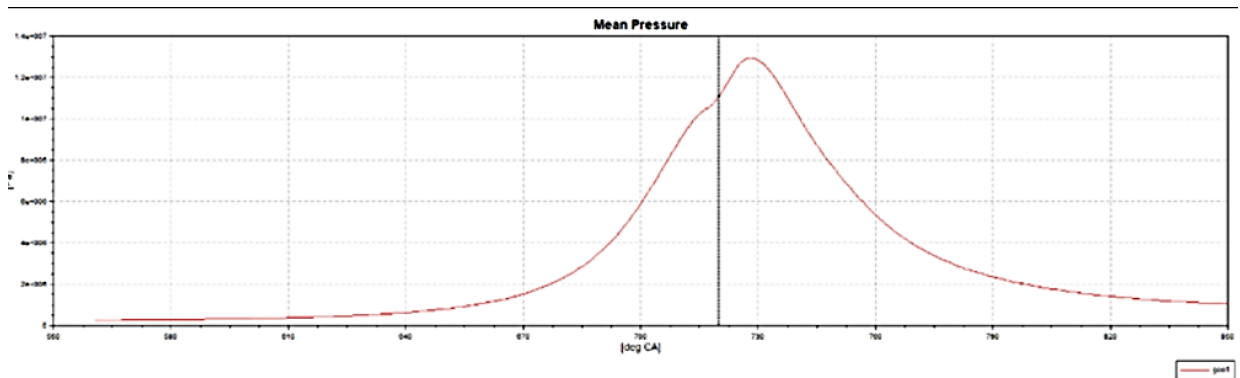


Рис. 4.1. Залежність середнього тиску від кута КВ: перша геометрія

Друга геометрія (SCC): Графік тиску другої (плоскої) геометрії (Рис. 4.2) має аналогічний вигляд, проте максимальний тиск нижчий: $p_{2_max} = 122$ бар при 729° КВ. Зниження максимального тиску пояснюється ширшим входом і меншою глибиною камери, що зумовлює повільніше й менш інтенсивне горіння.

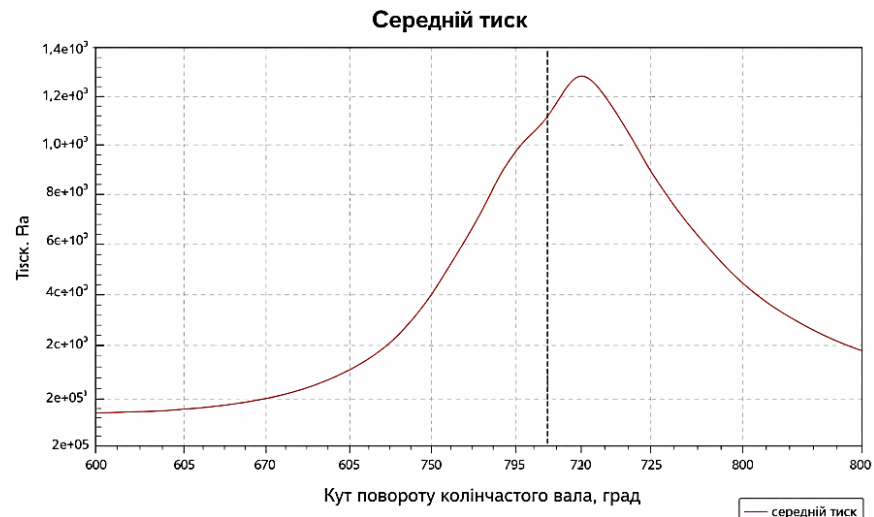


Рис. 4.2. Залежність середнього тиску від кута КВ: друга геометрія (SCC).

Третя геометрія (ОСС): Графік тиску третьої (омега) геометрії (Рис. 4.3) показує, що максимальний тиск: $p_{z_max} = 128$ бар досягається при 735° КВ. Значення збігається з першою геометрією, однак максимум зміщений на 7° КВ пізніше. Це свідчить про те, що омега-камера забезпечує більш «пізнє» горіння з аналогічним піковим тиском.

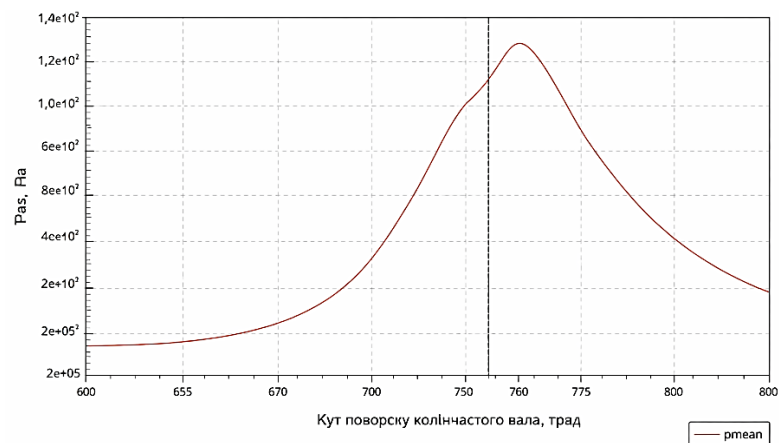


Рис. 4.3. Залежність середнього тиску від кута КВ: третя геометрія (ОСС).

Порівняльний аналіз тиску: Зіставлення результатів показує, що перша та третя геометрії забезпечують однаковий максимальний тиск (128 бар), тоді як друга (плоска) геометрія дає нижчий тиск (122 бар). Принципова різниця між першою і третьою геометріями полягає у фазуванні: перша геометрія досягає порівнянного з третьою рівня тиску вже

при 720° КВ, тоді як у третьої пік настає при 735° КВ. Це є наслідком відмінності у швидкості формування горючої суміші та початку виділення теплоти в кожній камері.

4.2. Результати за температурою в камері згоряння

Порівняльний аналіз середньої температури в камері згоряння дозволяє оцінити інтенсивність теплового навантаження деталей двигуна та передбачити рівень утворення теплосталевих шкідливих речовин, зокрема NO.

Перша геометрія: Графік температури (Рис. 4.4) показує поступове зростання до 715° КВ (стиснення), короткочасний спад у діапазоні $715\text{--}720^\circ$ КВ (початок впорскування до займання), а потім інтенсивне зростання до максимуму $T_{1_max} = 1650$ К при 750° КВ, після чого температура поступово знижується при розширенні.

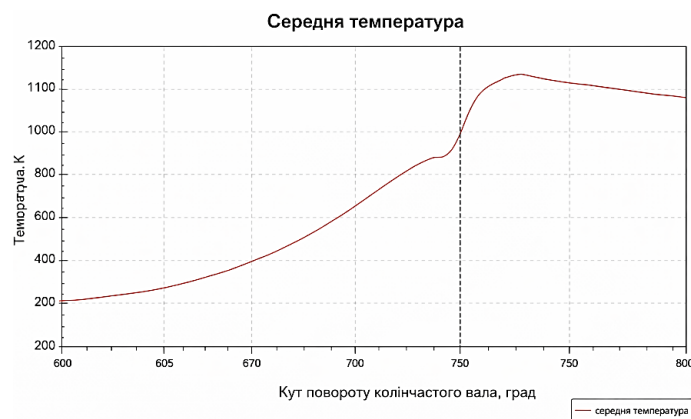


Рис. 4.4. Залежність середньої температури від кута КВ: перша геометрія

Друга геометрія (SCC): Для плоскої камери (Рис. 5.5) температура зростає до 715° КВ, стабілізується у діапазоні $715\text{--}720^\circ$ КВ, а потім досягає максимуму $T_{2_max} = 1590$ К при 748° КВ. Це найнижче значення максимальної температури серед трьох геометрій, що пояснюється менш інтенсивним змішуванням і нижчою теплопродукцією внаслідок повільнішого згоряння.

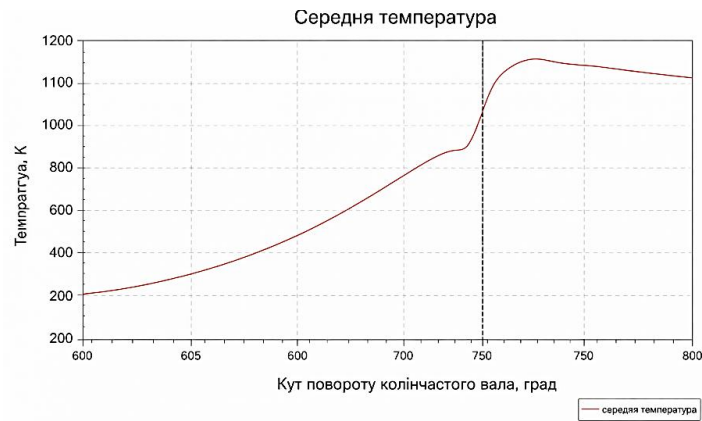


Рис. 4.5. Залежність середньої температури від кута КВ: друга геометрія (SCC).

Третя геометрія (ОСС): Омега-камера (Рис. 5.6) демонструє максимальну температуру $T_{z_max} = 2000$ К при 755° КВ. Це на 350 К вище, ніж у першої, і на 410 К вище, ніж у другій геометрії. Висока температура зумовлена інтенсивним вихровим рухом та кращим змішуванням, що прискорює реакції горіння. Проте більша внутрішня площа поверхні омега-камери водночас збільшує теплові втрати в стінки.

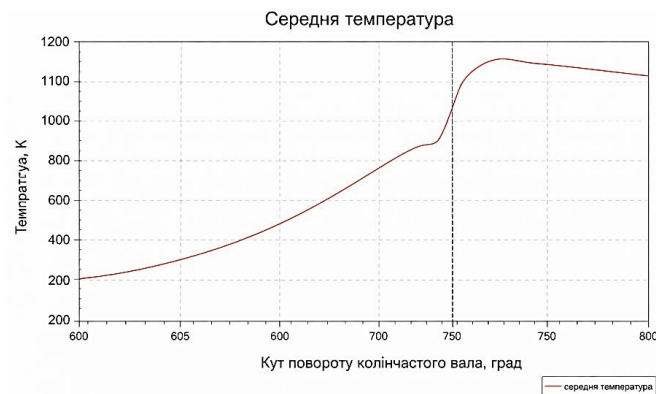


Рис. 4.6. Залежність середньої температури від кута КВ: третя геометрія (ОСС).

Розподіл температури при 740° КВ: Для детального аналізу теплового поля при куті 740° КВ (поблизу температурного максимуму всіх трьох геометрій) побудовано карти температурного розподілу (Рис. 4.7–4.9). З карт видно:

- Перша геометрія (Рис. 4.7): максимальні температури (до 2506 К) зосереджені у вихрових зонах біля стінок камери.

– Друга геометрія (Рис. 4.8): максимальна температура 2405 K, зона найвищих значень розосереджена по широкому входу плоскої камери.

– Третя геометрія (Рис. 4.9): максимальна локальна температура 2567 K сконцентрована у зоні круглого кільця омега-профілю – наслідок інтенсивних вихорів усередині камери.

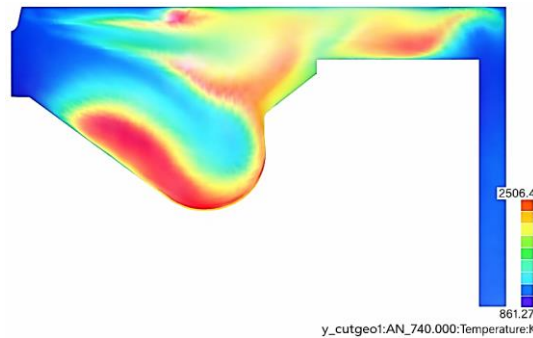


Рис. 4.7. Температурний розподіл, перша геометрія, 740° KB

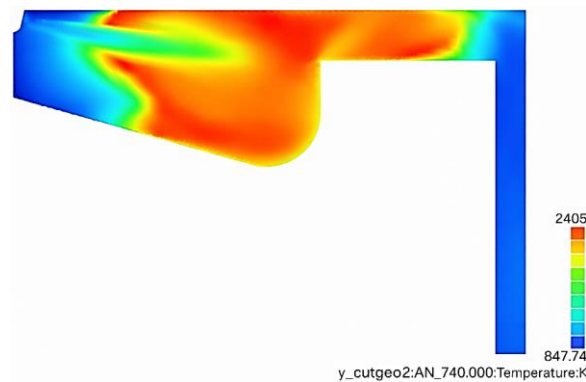


Рис. 4.8. Температурний розподіл, друга геометрія (SCC), 740° KB

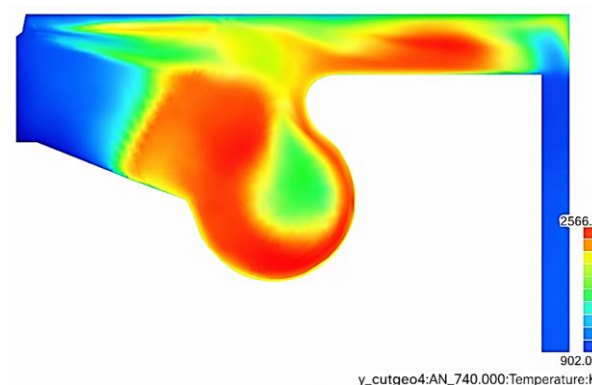


Рис. 4.9. Температурний розподіл, третя геометрія (OCC), 740° KB.

Аналіз карт підтверджує, що кругла форма омега-камери зумовлює формування кільцевих вихорів із вищими локальними температурами порівняно з плоскою і комбінованою геометріями.

4.3. Емісії оксиду азоту (NO)

Утворення оксиду азоту у дизельних двигунах описується переважно термічним механізмом Зельдовича, за яким швидкість реакції $N_2 + O \rightarrow NO + N$ зростає експоненціально з температурою. Тому зони з максимальними температурами є основними зонами генерації NO.

Перша геометрія: Масова частка NO (Рис. 4.10) починає зростати при 725° КВ після досягнення стаціонарної концентрації та продовжує зростати до 767° КВ, після чого стабілізується. Фінальна масова частка NO становить приблизно $9 \cdot 10^{-4}$.

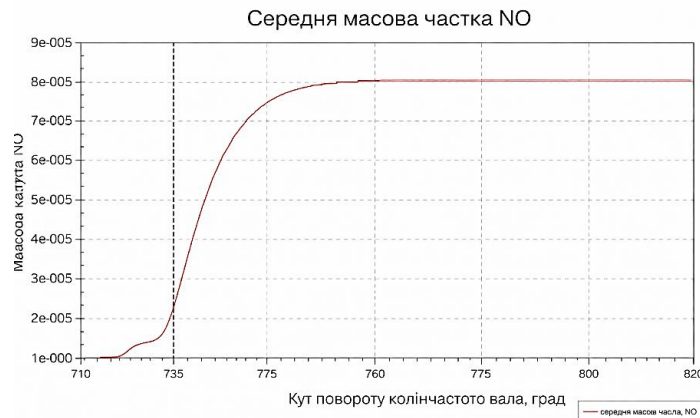


Рис. 4.10. Масова частка NO від кута КВ: перша геометрія

Друга геометрія (SCC): Для плоскої камери (Рис. 4.11) зростання NO починається при 722° КВ і закінчується при 755° КВ. Фінальна концентрація NO – найнижча серед трьох геометрій ($\approx 7 \cdot 10^{-4}$), що закономірно відповідає найнижчим температурам у цій камері.

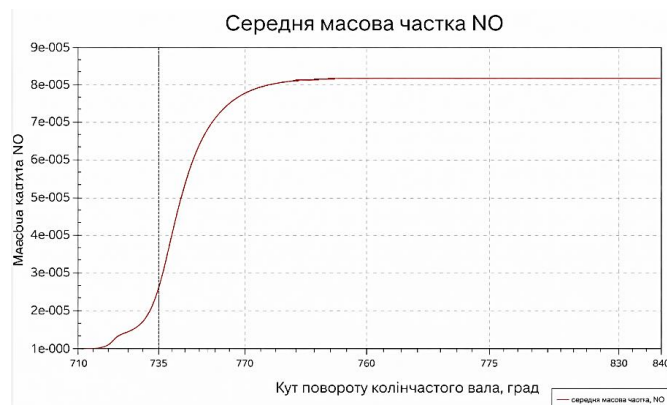


Рис. 4.11. Масова частка NO від кута КВ: друга геометрія (SCC).

Третя геометрія (ОСС): Омега-камера (Рис. 4.12) демонструє найвищу концентрацію NO ($\approx 3,5 \cdot 10^{-5}$ до стабілізації), а зростання NO тривається до 773° KB . Це прямий наслідок найвищих температур у цій геометрії.

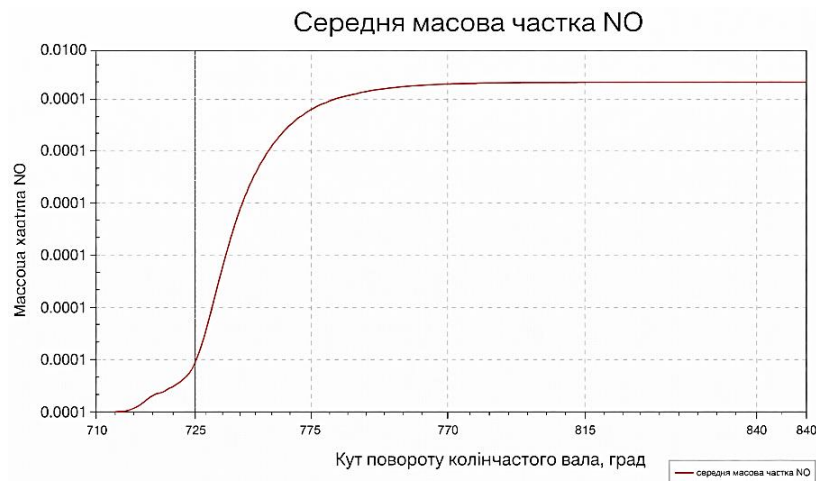


Рис. 4.12. Масова частка NO від кута KB: третя геометрія (ОСС).

Порівняння NO: Ранжування геометрій за рівнем емісій NO (від найменшого до найбільшого): друга геометрія (SCC) $\rightarrow$ перша геометрія (комбінована) $\rightarrow$ третя геометрія (ОСС). Різниця між SCC та ОСС є суттєвою і пояснюється відмінністю максимальних температур майже на 410 K .

4.4. Емісії сажі

Сажа у дизельних двигунах утворюється в зонах збагаченої суміші ($\lambda < 1$), де вуглеводні зазнають піролізу з утворенням полікілцевих ароматичних вуглеводнів (ПАВ) та наночастинок. Подальше окиснення сажі відбувається в зонах з надлишком кисню та достатньою температурою.

Перша геометрія: Графік масової частки сажі (Рис. 4.13) показує експоненціальне зростання до максимуму при $\approx 745^\circ \text{ KB}$ ($\approx 9 \cdot 10^{-4}$), після чого – різке спадання до 815° KB і подальшу стабілізацію на рівні $\approx 2 \cdot 10^{-4}$. Стабілізація свідчить про те, що швидкість утворення і окиснення сажі вирівнюються.



Рис. 4.13. Масова частка сажі від кута КВ: перша геометрія.

Друга геометрія (SCC): Плоска камера (Рис. 4.14) демонструє найвищий пік сажі: максимум при $\approx 750^\circ$ КВ ($\approx 1,4 \cdot 10^{-2}$). Після досягнення піку зниження відбувається повільніше і менш різко, ніж у першій та третій геометрії. Залишкова концентрація сажі після 800° КВ залишається помітно вищою. Це пояснюється гіршим змішуванням у плоскій камері – сажа утворюється у великій кількості, але через відсутність інтенсивних вихорів окиснення відбувається повільно.



Рис. 4.14. Масова частка сажі від кута КВ: друга геометрія (SCC)

Третя геометрія (OCC): Омега-камера (Рис. 4.15) демонструє найнижчий пік сажі серед трьох геометрій: максимум при $\approx 748^\circ$ КВ становить лише $\approx 3 \cdot 10^{-4}$, а після 785° КВ рівень сажі практично дорівнює нулю. Це пояснюється тим, що інтенсивні вихори омега-камери забезпечують швидке змішування і повне окиснення сажових частинок.



Рис. 4.15. Масова частка сажі від кута КВ: третя геометрія (ОСС).

Порівняння сажі та зведена таблиця результатів: Ранжування геометрій за кількістю сажових викидів (від найбільшого до найменшого): друга геометрія (SCC) → перша геометрія (комбінована) → третя геометрія (ОСС). Тобто плоска камера є найбільш несприятливою з точки зору сажі, а омега-камера – найкращою. Разом із тим, саме омега-камера формує найбільше NO. Ця суперечливість є класичним компромісом між сажею і NOx у дизельних двигунах.

Зведені результати числового моделювання для трьох геометрій представлено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Зведені результати числового моделювання трьох геометрій камери згоряння.

Параметр	1-а геометрія	2-а геометрія (SCC)	3-я геометрія (ОСС)
Макс. тиск, бар	128 (728° КВ)	122 (729° КВ)	128 (735° КВ)
Макс. температура, К	1650 (750° КВ)	1590 (748° КВ)	2000 (755° КВ)
Макс. NO масова частка	$\sim 9 \cdot 10^{-4}$	$\sim 7 \cdot 10^{-4}$ (найменше)	~найбільше
Макс. сажа масова частка	$\sim 9 \cdot 10^{-4}$	$\sim 1,4 \cdot 10^{-2}$ (найбільше)	$\sim 3 \cdot 10^{-4}$ (найменше)
Оцінка NO	Середня	Найменше	Найбільше
Оцінка сажі	Середня	Найбільше	Найменше

ВИСНОВКИ

За результатами виконаного чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна при трьох різних геометріях поршневої камери згоряння зроблено такі висновки:

- Геометрія камери згоряння суттєво впливає на термодинамічні характеристики циклу та рівень шкідливих викидів. Навіть за однакових умов роботи двигуна (частота обертання, склад заряду, час і кількість впрыску) різні форми вставки камери дають відмінні результати за всіма аналізованими параметрами.

- Плоска камера (SCC, друга геометрія) забезпечує найнижчий максимальний тиск (122 бар) і найнижчу максимальну температуру (1590 К). Відповідно, вона продукує найменше NO, але найбільше сажі, що є наслідком недостатнього перемішування повітря з паливом через відсутність інтенсивних вихрових течій.

- Омега-камера (ОСС, третя геометрія) досягає найвищої максимальної температури (2000 К) та продукує найменшу кількість сажі, але найбільше NO. Кругла внутрішня форма камери генерує вихровий (reverse squish) рух повітря, який різко прискорює змішування і окиснення палива, забезпечуючи практично повне окиснення сажі вже до 785° КВ.

- Перша (комбінована) геометрія займає проміжне положення між двома крайніми формами за всіма показниками: максимальний тиск 128 бар при 728° КВ, максимальна температура 1650 К, середні рівні NO та сажі. Ця характеристика робить її привабливим компромісним рішенням.

- Установлено класичний компроміс між NO та сажею: геометрія, що забезпечує кращу якість сумішоутворення (ОСС), дає вищі температури і, відповідно, більше NOx, тоді як геометрія з гіршим змішуванням (SCC) дає менше NOx, але більше сажі. Вибір оптимальної форми визначається пріоритетними вимогами конкретного застосування.

– Метод числового моделювання у програмному середовищі AVL FIRE ESE Diesel довів свою ефективність як інструмент порівняльного аналізу геометрій на дотестовому етапі проектування, дозволяючи суттєво скоротити час і вартість розробки.

– Перспективними напрямками подальших досліджень є: оптимізація геометрії камери із застосуванням алгоритмів DOE/RSM; дослідження впливу параметрів вприскування (тиск, кут, кількість вприсків) у комбінації з різними геометріями; а також аналіз геометрій у ширшому діапазоні режимів роботи двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Грінченко О. В., Бажинов О. В. Двигуни внутрішнього згорання : підручник. – Харків : ХНАДУ, 2017. – 428 с.
2. Левтеров А. М., Бойко В. І. Теорія двигунів внутрішнього згорання. – Київ : Техніка, 2015. – 352 с.
3. Bailey K. Pistons are not round: Profile and ovality explained [Поршні не є круглими: профіль та овальність]. Wiseco Blog. Травень 2018. URL: <http://blog.wiseco.com/pistons-arent-round-profile-and-ovality-explained>
4. Crank mechanism illustration [Ілюстрація кривошипного механізму]. Punto Marino. URL: <https://sl.puntomarinero.com/what-is-a-crank-mechanism/>.
5. Diesel R. Patent «Neuer rationeller Wärmemotor» [Патент «Новий раціональний тепловий двигун»]. Берлін, 27 лютого 1892. Наведено у: Dizel – Wikipedija. URL: <https://sl.wikipedia.org>.
6. Different types of combustion chambers for CI engines [Різновиди камер згорання двигунів із запаленням від стиснення]. Extrudesign. URL: <https://extrudesign.com>.
7. Dizelski motor: osnove [Дизельний двигун: основи]. AUTODOC BLOG. URL: <https://www.autodoc.si>.
8. Functions and properties of piston rings [Функції та властивості поршневих кілець]. Mazda 3 / mzd3.ru. URL: <https://mzd3.ru>.
9. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. – New York : McGraw-Hill Education, 2018. – 1030 p.
10. Heywood J. B., Sher E. The Two-Stroke Cycle Engine: Its Development, Operation and Design. – London : Taylor & Francis, 1999. – 427 p.
11. How to install piston rings [Як встановити поршневі кільця]. OnAllCylinders. URL: <https://www.onallcylinders.com>.

12. Kegl B. Osnove motorjev z notranjim zgorevanjem [Основи двигунів внутрішнього згоряння]. Maribor: Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, 2018.

13. Kegl B. Osnove motorjev z notranjim zgorevanjem. – Maribor : University of Maribor, 2018. – 412 p.

14. Kegl B., Pehan S. Green Diesel Engines: Biodiesel Usage in Diesel Engines. – London : Springer, 2013. – 258 p.

15. Khusna D. The Influence of the Piston Head Shape on the Performance of a Single Cylinder Diesel Engine: An Experimental Study. Materials Science and Engineering. Січень 2019. URL: <https://www.researchgate.net/publication/330227317>

16. Khusna D., Sudarmanta B. The influence of piston bowl geometry on performance of a diesel engine // Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 494. – P. 1–7.

17. Kit segments pour 1 piston JE Pistons [Набір кілець для поршня]. NSB Concept. URL: <https://nsbconcept.com>.

18. Klip motora MWM FI105 TD228.6 [Поршень двигуна MWM]. PSC Ferencak d.o.o. URL: <https://pscferencak.hr>.

19. Kraut B. Krautov strojniški priročnik [Довідник механіка Краута], 16. izd. Ljubljana: Buča, 2017.

Kraut B. Krautov strojniški priročnik. – Ljubljana : Buča, 2017. – 900 p.

20. MAHLE GmbH. Combustion chamber design for modern diesel engines. – Technical Report, 2019.

21. MAHLE GmbH. Piston systems for combustion engines. – Stuttgart : MAHLE Technical Publication, 2018.

22. Motor Stamp купити для вашого авто [Поршень двигуна]. Motor Doctor. URL: <https://www.motordocor.dk>.

23. Naloga bata v motorju z notranjim zgorevanjem [Функція поршня у двигуні]. Univerza v Ljubljani. URL: <https://www.uni-lj.si> .

24. Piston systems for commercial vehicles [Поршневі системи для комерційних транспортних засобів]. MAHLE. URL: <https://www.mahle.com/en/products-and-services/commercial-vehicles/piston-systems>.

25. Piston. Energy Education. URL: <https://energyeducation.ca/encyclopedia/Piston>. Pulkrabek W. W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. – Upper Saddle River : Pearson Education, 2014. – 474 p.

Rakopoulos C. D., Giakoumis E. G. Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis. – London : Springer, 2009. – 390 p.

26. Stone R. Introduction to Internal Combustion Engines. – London : Macmillan Education, 2012. – 516 p.

27. Tuma M. Energetski sistemi [Енергетичні системи]. Ljubljana: Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, 2004.

Uroš M. Napredno konstruiranje bata visokozmogljivega motorja z notranjim zgorevanjem : magistrsko delo. – Maribor : University of Maribor, 2020. – 87 p.

28. Uroš M. Napredno konstruiranje bata visokozmogljivega motorja z notranjim zgorevanjem [Вдосконалене конструювання поршня високоефективного двигуна]: магист. робота. Maribor: Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, 2020. URL: <https://dk.um.si/Dokument.php?id=147077>

Varma P. S. P., Subbaiah K. V. A review of thermal and CFD analysis of piston bowl geometry in diesel engines // Materials Today: Proceedings. – 2020. – Vol. 24. – P. 1031–1037.

29. Varma P. S. P., Subbaiah K. V. A review of thermal and CFD analysis of 3 different piston bowl [Огляд теплового та CFD-аналізу трьох різних форм поршневої вставки]. Materials Today: Proceedings. Вересень 2020. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785320358776>

Wiseco Performance Products. Pistons are not round: profile and ovality explained. – 2018. – URL: <https://blog.wiseco.com>

30. Zgodovina dizelskega motorja se je začela s teorijo zarote [Історія дизельного двигуна]. RTV SLO. URL: <https://www.rtv slo.si> .

31. Zhao H. Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development. – Cambridge : Woodhead Publishing, 2010. – 528 p.