

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня
магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: “Дослідження системи вентиляції картера дизельних двигунів
(комплексна тема)”

Виконали: студенти
спеціальності

6 курсу, групи МАМ-63
274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

Швець А.А.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Стечишин В.Ю.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Цьонь О.П.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Хорошун Р.В.

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

(підпис)

Цьонь О.П.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

Сташків М.Я.

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2024

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Цьонь О.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

«11» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

студенту Швець Андрію Андрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження системи вентиляції картера дизельних двигунів (комплексна тема)

Керівник роботи Цьонь О.П., к.т.н., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «11» листопада 2024 року № 4/7-1080

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики дизельного V-подібного двигуна

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз наявних проблем при проектуванні закритої системи вентиляції картера.

2. Конструктивні особливості масловідділювачів системи вентиляції картера.

3. Термодинамічний розрахунок двигуна і аналіз ефективних показників.

4. Аналіз теплового стану і ПДВ поршня та гільзи циліндрів.

5. Розробка та аналіз конструкції компонентів закритої системи вентиляції картера.

6. Програма та методика стендових безмоторних випробувань масловідділювачів.

7. Випробувальне обладнання та оцінка точності експериментальних досліджень.

8. Стендові випробування закритої СВК.

9. Вимоги охорони праці під час експлуатації і обслуговування дизельних двигунів.

10. Розробка та впровадження заходів щодо запобігання нещасним випадкам.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Двигун СМД. Складальне креслення 2А1. Схема діагностування параметрів і якісних характеристик технічного стану двигуна А1. Ескіз підставки під двигун А1. Стенд для усунення дефектів двигуна. Складальне креслення А1. Схема об'ємів матеріалу, що зношується з перекошеного поршня А1. Результати наукових досліджень А1. Двигун V8 А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці			
Безпека в надзвичайних ситуаціях			

7. Дата видачі завдання 11.11.2024 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	29.11.2024 р.	
2	ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	06.12.2024 р.	
3	КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	13.12.2024 р.	
4	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	16.12.2024 р.	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ		
6	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	17.12.2024 р	
7	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	18.12.2024 р	
8	ДОДАТКИ	18.12.2024 р	

Студент _____
(підпис)

Швець А.А.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Цьонь О.П.
(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Цьонь О.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

«11» листопада 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

студенту Стечишину Віталію Юрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження системи вентиляції картера дизельних
двигунів (комплексна тема)

Керівник роботи Цьонь О.П., к.т.н., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «11» листопада 2024 року № 4/7-1080

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики дизельного V-подібного двигуна

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Огляд конструктивних особливостей компонентів системи вентиляції картера.

2. Аналіз розрахунково-експериментальних досліджень процесів у СВК.

3. Розробка термодинамічної моделі двигуна V8 із закритою СВК.

4. Газодинамічний аналіз прориву картерних газів через циліндро-поршкову групу.

5. Вибір компонентів для закритої системи вентиляції картера.

6. Програма та методика стендових моторних випробувань закритої СВК.

7. Стендові випробування масловідділювачів.

8. Забезпечення безпечних умов праці при роботі з системою вентиляції.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
СВК 2A1. Схеми двигунів A1. Типи масловідділювачів A1. Конструкції масловідділювачів A1.
Експериментальні дослідження A1. Функціональна модель двигуна A1.
Комп'ютерне моделювання A1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці			
Безпека в надзвичайних ситуаціях			

7. Дата видачі завдання 11.11.2024 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	29.11.2024 р.	
2	ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	06.12.2024 р.	
3	КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	13.12.2024 р.	
4	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	16.12.2024 р.	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ		
6	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	17.12.2024 р.	
7	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	18.12.2024 р.	
8	ДОДАТКИ	18.12.2024 р.	

Студент _____
(підпис)

Стечишин В.Ю. _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Цьонь О.П. _____
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	8
ВСТУП	9
1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Аналіз наявних проблем при проектуванні закритої системи вентиляції картера	10
1.2. Огляд конструктивних особливостей компонентів системи вентиляції картера	17
1.3. Конструктивні особливості масловідділювачів системи вентиляції картера	28
1.4. Аналіз розрахунково-експериментальних досліджень процесів у СВК	36
2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Термодинамічний розрахунок двигуна і аналіз ефективних показників	45
2.2. Розробка термодинамічної моделі двигуна V8 із закритою СВК	66
2.3. Аналіз теплового стану і ПДВ поршня та гільзи циліндрів	71
2.4. Газодинамічний аналіз прориву картерних газів через циліндро-поршневу групу	86
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
3.1. Розробка та аналіз конструкції компонентів закритої системи вентиляції картера	95
3.2. Вибір компонентів для закритої системи вентиляції картера	104
4. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	
4.1 Програма та методика стендових безмоторних випробувань масловідділювачів	105
4.2. Програма та методика стендових моторних випробувань закритої СВК	111

4.3. Випробувальне обладнання та оцінка точності експериментальних досліджень	113
4.4. Стендові випробування масловідділювачів	116
4.5. Стендові випробування закритої СВК	118
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	
5.1. Вимоги охорони праці під час експлуатації і обслуговування дизельних двигунів	123
5.2. Забезпечення безпечних умов праці при роботі з системою вентиляції	124
5.3 Розробка та впровадження заходів щодо запобігання нещасним випадкам	126
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	128
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	129

РЕФЕРАТ

Метою кваліфікаційної роботи є проведення досліджень і розробка ефективної ЗСВК для дизельних двигунів. У роботі виконано комплексний аналіз існуючих проблем і особливостей проєктування закритих систем вентиляції картера (СВК), досліджено процеси газодинаміки та теплопередачі, що відбуваються у картері двигуна, та надано рекомендації для зниження витрат картерних газів (КГ) через удосконалення конструктивних елементів СВК.

У першому розділі проаналізовано сучасні проблеми при проєктуванні ЗСВК та конструктивні особливості її основних компонентів, а також розглянуто особливості масловідділювачів. У другому розділі представлено термодинамічний розрахунок двигуна та розробку його термодинамічної моделі, здійснено тепловий і газодинамічний аналіз циліндро-поршневої групи. Третій розділ присвячено проєктуванню та вибору основних компонентів ЗСВК, що дозволяє забезпечити оптимальну ефективність її роботи. Науково-дослідний розділ містить опис методик та програми випробувань, які підтверджують ефективність обраних рішень.

Отримані результати сприятимуть вдосконаленню конструкції ЗСВК, забезпечать зниження споживання масла, зменшення викидів шкідливих речовин та підвищення ефективності роботи двигуна в умовах експлуатації високофорсованих транспортних засобів.

ВСТУП

Сучасні вимоги до двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) постійно зростають у зв'язку з посиленням екологічних стандартів, підвищенням ефективності та надійності силових агрегатів. Одним із важливих аспектів оптимізації ДВЗ є забезпечення ефективної роботи системи вентиляції картера (СВК), яка відповідає за відведення картерних газів (КГ) та запобігає проникненню надлишкового тиску в систему змащування. Наявність викидів КГ значно знижує ефективність роботи двигуна та впливає на рівень шкідливих викидів в атмосферу, що робить дослідження у сфері СВК актуальними.

Закриті системи вентиляції картера (ЗСВК) є сучасними та ефективними рішеннями, що дозволяють мінімізувати шкідливий вплив картерних газів на навколишнє середовище та підвищити довговічність двигуна. Проте проєктування такої системи супроводжується рядом технічних проблем, серед яких - оптимальний підбір компонентів та забезпечення ефективного очищення газів. Окреме значення має використання масловідділювачів, що сприяють видаленню масляного аерозолю з картерних газів, та правильно розроблені конструктивні рішення, які дозволяють мінімізувати знос і втрати потужності.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз наявних проблем при проектуванні закритої системи вентиляції картера

Термін "потіння двигуна" описує явище, коли під час роботи двигуна деяка кількість відпрацьованих газів (ВГ) проникає через кільцеве ущільнення поршня внаслідок різниці тисків і потрапляє до картера двигуна (КД). У нових двигунах цей процес зведений до мінімуму, але в старих двигунах значна частина ВГ проривається до КД. Кількість цих газів залежить від навантаження на двигун. У картері створюється надлишковий тиск, що виникає через рух поршнів і частоту обертання колінчастого вала. Цей тиск поширюється на всі приховані порожнини, пов'язані з КД, такі як зливний маслопровід, картер приводу газорозподільного механізму і т.д., що може призводити до просочування масла через ущільнення елементів двигуна [4-8].

Автомобілі викидають у атмосферу значну кількість шкідливих речовин: 65% складають відпрацьовані гази, 20% - картерні гази (КГ), а 15% - пари палива [4-8]. У сучасних високофорсованих двигунах частка дрібних масляних частинок розміром від 0 до 2 мкм значно зросла порівняно з двигунами минулих років.

Раніше картерні гази разом з моторною маслом викидались у атмосферу. Для захисту навколишнього середовища почали використовувати закриті системи вентиляції картера (СВК), що виконують дві основні функції:

1. Осадження масла: олива осідає в системі, щоб запобігти її виносу з двигуна, і через зливні канали повертається в картер двигуна.

2. Підтримка тиску: СВК підтримує тиск картерних газів (КГ) у картері двигуна (КД) на рівні близькому до атмосферного, що забезпечує надійність ущільнень і мінімізує опір у системі [3-10].

СВК і КД у двигуні тісно пов'язані: картерні гази неминуче змішуються з оливним туманом у КД, а вихід з КД служить входом для СВК. КД являє собою простір усередині двигуна, обмежений внутрішніми поверхнями його деталей. Ефективна організація і структура КД сприяють зниженню навантаження на СВК. СВК включає елементи для забору КГ, відділення масла, зливу осажденного масла назад у КД і відведення очищених КГ [9-10].

Ефективність СВК визначається трьома основними характеристиками [3-11]:

- Ефективність: здатність системи відділяти масло максимально ефективно.
- Надійність: відповідність системи заданим параметрам і забезпечення герметичності.
- Навантаженість: визначається кількістю масла, що потрапляє до СВК разом із КГ, та їх співвідношенням.

На ефективність закритої системи вентиляції картера (СВК) впливає кількість утворених картерних газів (КГ), що визначає їх об'ємну швидкість у системі, а також кількість масла, що потрапляє у СВК у зваженому стані. Гідравлічний опір у СВК визначається тиском КГ, особливо в разі відкритої системи. Збільшення об'єму КГ підвищує ймовірність утворення "оливого туману" - дрібних частинок масла, що навантажують СВК і знижують ефективність масловідділення. Під час роботи СВК зважені частинки масла мають осідати і зливатися назад у картер двигуна через відповідні елементи системи. Також температура КГ впливає на осадження масла: на робочих режимах двигуна температура КГ може досягати 125 °С, тоді як температура кипіння масла становить близько 300°С. Чим вища температура, тим менші

розміри частинок масла, що потрапляють у СВК. Для підвищення ефективності масловідділення необхідно знижувати температуру КГ [10].

Існують два основні типи СВК [8-16]:

- Відкрита СВК: Відводить картерні гази безпосередньо в атмосферу.
- Закрита СВК: Повертає картерні гази у впускний тракт двигуна.

Переваги відкритої СВК:

- Простота конструкції.
- Зручність у компонуванні.
- Відсутність впливу на систему впуску та наддуву.
- Відсутність впливу на робочий процес у циліндрах двигуна, що сприяє його ефективності.

- Менша конструктивна маса.
- Знижені витрати на виробництво, обслуговування та ремонт.
- Менша кількість деталей.

Недоліки відкритої СВК:

- Неможливість видалення дрібних частинок масла розміром менше 2 мкм.
- Викиди шкідливих речовин разом із КГ в атмосферу, що збільшує екологічний вплив двигуна.

Переваги закритої СВК:

- Ефективніше відділення оливного аерозолі від КГ.
- Відсутність викидів шкідливих речовин у атмосферу.
- Зменшення загального екологічного впливу на навколишнє середовище.

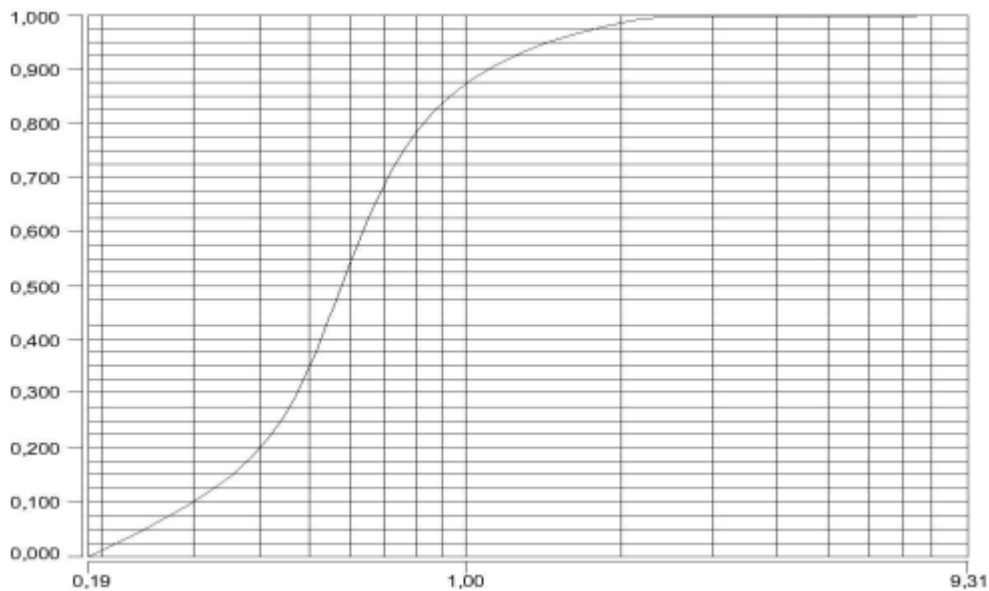


Рисунок 1.1 – Залежність розміру частинок від ефективності їх видалення

Основні недоліки закритої системи вентиляції картера (СВК) включають:

- Складне конструювання та складну компоновку.
- Велика кількість компонентів у системі.
- Збільшення конструктивної маси.
- Необхідність регулярного та детального обслуговування масловідділювача. У випадку забруднення фільтра, в більшості масловідділювачів активується обхідний клапан, через що неочищені картерні гази (КГ) прямують безпосередньо в впускний тракт.
- Негативний вплив на робочий процес у циліндрах двигуна при виході системи з ладу.
- Необхідність встановлення редуктора в лінії між масловідділювачем і впускною системою для уникнення створення вакууму в картері при значному засміченні повітряного фільтра.

Створення закритої СВК має свої складнощі, особливо через дрібні частинки масла, які потрапляючи у картерні гази та спрямовуючись у впускну систему, можуть призводити до серйозних проблем, включно з

закоксовуванням колеса компресора та залипанням елементів системи очищення надувного повітря (ОНП), що знижує потужність двигуна і в кінцевому підсумку може призвести до його поломки [3, 14, 16].



Рисунок 1.2 – Закоксовування деталей ТКР від неефективної роботи закритої СВК ДВЗ

Виробники турбокомпресорів встановлюють строгі вимоги до максимально допустимого рівня забруднення масляними частинками для своєї продукції. Для легкових автомобілів цей показник не має перевищувати 0,2 грама на годину, тоді як для вантажних автомобілів граничне значення становить 4 грами на годину масла, що потрапляє в впускну систему. Досягнення таких показників можливе завдяки використанню масловідділювачів з ефективністю не менше 95% [18-20].

Водяні пари можуть спричинити формування емульсії та піни в маслі, що ускладнює доступ масла до поверхонь тертя і знижує його змащувальні властивості. Також пари палива, розріджуючи масло, негативно впливають на його мастильні характеристики [1, 3]. Під впливом інших складових картерних газів у маслі утворюються кислоти, осади та інші домішки, що скорочують термін служби деталей двигуна та прискорюють їхнє зношування.

Процеси утворення картерних газів та їхнє проникнення до входу СВК визначають динаміку роботи цієї системи. Основні джерела утворення цих газів включають:

- Прорив першого типу: робоче тіло проривається через ущільнення між поршнем і гільзою циліндра.
- Прорив другого типу: відпрацьовані гази та свіжий заряд проникають через ущільнення та з'єднання клапанів.
- Прорив третього типу: відпрацьовані гази проходять через ущільнення ротора турбокомпресора.

Процеси формування картерних газів через прорив між поршнем і гільзою циліндра, а також через клапанні з'єднання мають пульсуючий характер. Ці пульсації важливо враховувати при розрахунках та проектуванні системи, оскільки вони впливають на ефективність роботи СВК.



Рисунок 1.3 – Схема виникнення та руху КГ

У картері двигуна (КД) переміщення картерних газів (КГ) до системи вентиляції картера (СВК) зустрічає перепони у вигляді обертових деталей двигуна та поперечних стінок блоку циліндрів, які є опорами для колінчастого валу. Це призводить до утворення хвильових явищ у середовищі КГ, що вимагає врахування під час проектування СВК та формування структури КД. Інтенсивне перемішування КГ з маслом, що

стікає з двигунних деталей через їхнє обертання, та з маслом, що відшаровується від поверхні оливної ванни під дією потоків КГ, відбувається під час роботи двигуна. Цей процес, відомий як барботаж, значно впливає на навантаження на СВК [4-10].

Ключовим терміном, що описує процеси у СВК, є коалесценція (від латинського **coalesce** - об'єднуватися, зливатися). Коалесценція - це процес злиття крапель чи бульбашок, коли вони зіштовхуються в рухомому середовищі (рідина чи газ) або на поверхні будь-якого тіла (див. рисунок 1.4). Цей процес, що веде до збільшення розміру крапель або бульбашок, викликаний дією міжмолекулярних сил притягання і є спонтанним, спрямованим на зменшення вільної енергії системи [14-20].

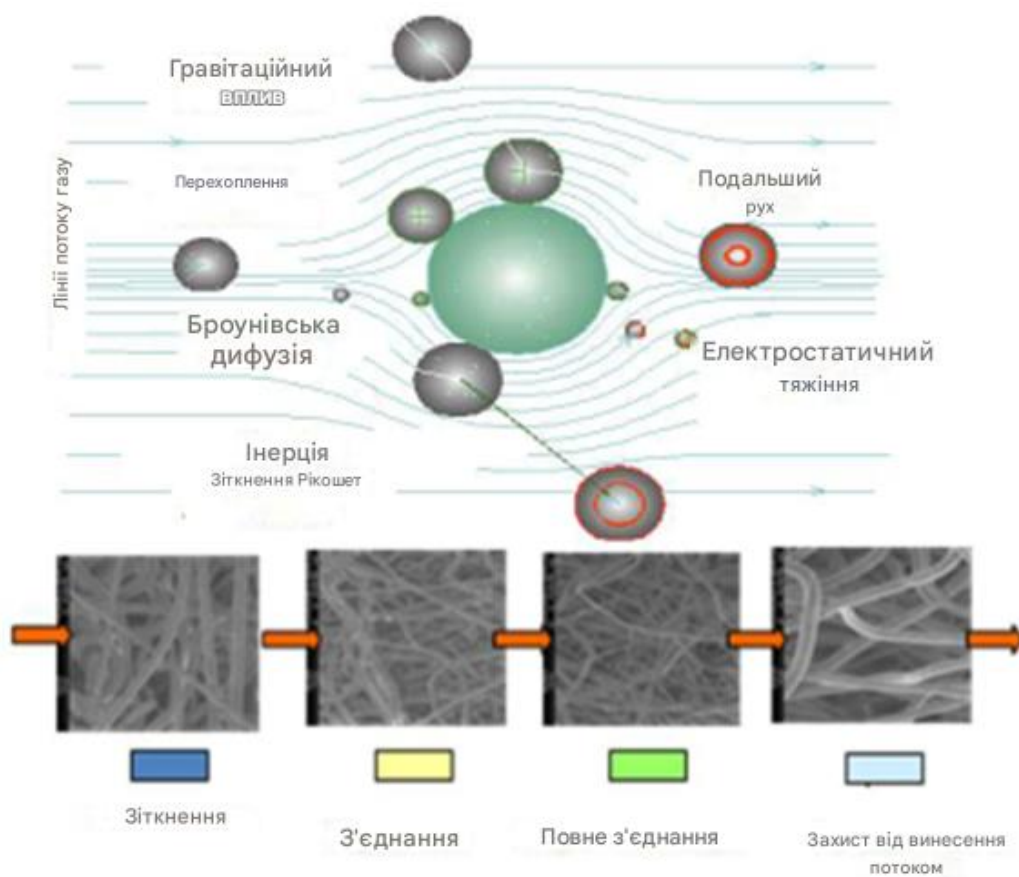


Рисунок 1.4 - Зображення процесу коалесценції

1.2. Огляд конструктивних особливостей компонентів системи вентиляції картера

Система вентиляції картера (СВК) у серійних V-подібних двигунах моделі 8ЧН 12/13 розроблена з однаковою конструктивною структурою для всіх двигунів цього типу, як це ілюструється на рисунку 1.5.



Рисунок 1.5- Загальний вигляд V-подібних двигунів V8 (зліва) і V6 (справа)

Відкрита система вентиляції картера (СВК), застосована в двигунах, ефективно розділяє картерні гази (КГ) від великодисперсної оливної суміші. Проте, не всі частки масла різних розмірів, що потрапляють до СВК, осідають повністю. У трубці відведення КГ формується частковий "олійний конденсат" із залишків "олійного туману", що проходить через СВК. Згодом на виході трубки можуть з'являтися краплі конденсату масла, що може розглядатися як "винесення масла" разом із картерними газами. Зниження ефективності СВК через порушення в роботі може призвести до постійних витоків масла з трубки відведення КГ.

Під час роботи двигуна картерні гази утворюються порційно та нерівномірно, що пов'язано з робочим циклом і частотою обертання двигуна

[3, 14]. Картер і простір перед входом у СВК не приглушують хвильові коливання, тому пульсації КГ передаються в систему. Для зниження навантаження на СВК необхідно запобігати надмірному потраплянню масла до входу в систему, наприклад, уникати прориву масла з системи змащення через дефекти лиття блоку циліндрів. Також слід враховувати вплив нахилів і кренів на роботу СВК. Зміни положення двигуна, особливо під нахилом, можуть зміщувати поверхню масла в картері, що збільшує навантаження на СВК і може частково перекривати вхід у штангову порожнину другого циліндра, погіршуючи її роботу.

Для подолання бродів двигуном, СВК необхідно обладнати додатковими пристроями, що забезпечують виконання цієї функції, оскільки верхня частина та вихід СВК розташовані низько відносно рівня води під час перетину броду.

Принципова схема картерної вентиляції та СВК двигуна представлена на рисунку 1.6, а їх конструктивне виконання - на рисунку 1.7.

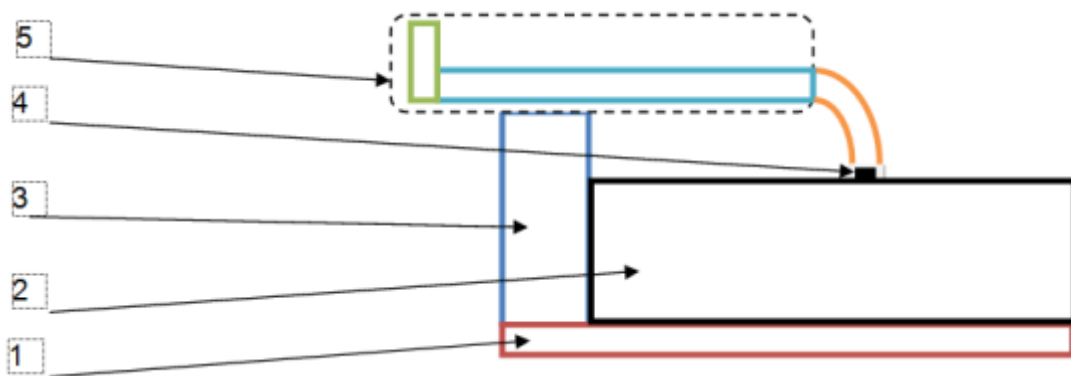


Рисунок 1.6 - Загальна схема картерного простору (КД) і системи вентиляції картера (СВК): 1 - масляна ванна; 2 - КД блоку циліндрів двигуна; 3 - КД між картером маховика і блоком циліндрів; 4 - вихід із КД і вхід у СВК; 5 - СВК

У цій конструкції СВК передбачено злив масла в КД через гідрозатвор.

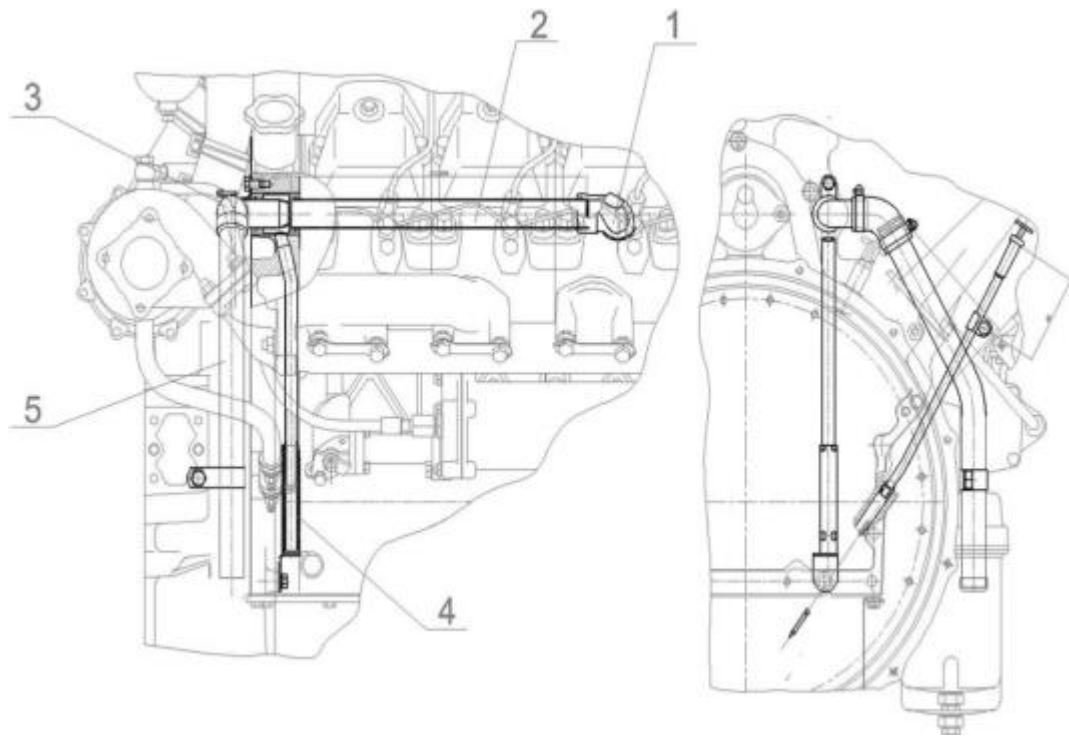


Рисунок 1.7 - Відкрита серійна СВК двигуна: 1 - косинець сапуна (вхід у СВК); 2 - трубка сапуна; 3 - масловідділювач; 4 - гідрозатвор; 5 - трубка для відведення картерних газів (КГ)

У минулому на двигуни встановлювали відкриту систему вентиляції картера (СВК) циклонного типу, деталі якої можна побачити на рисунку 1.8. У цій системі картерні гази відводилися з штангової порожнини другого циліндра через косинець (1), всередині якого знаходився завихрювач (2). Цей завихрювач мав за завдання забезпечувати ефективніше відокремлення масляних часток від картерних газів шляхом створення обертового руху газів, що сприяє коалесценції масляних крапель.

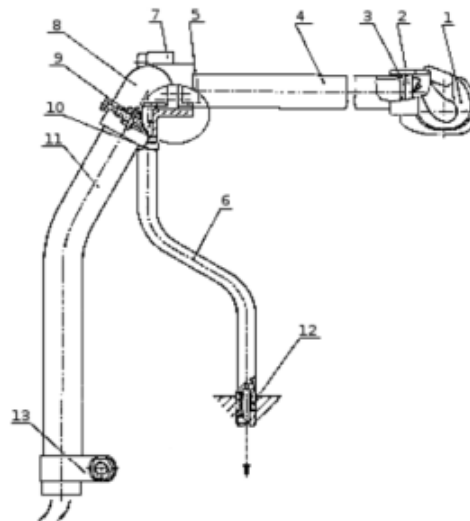


Рисунок 1.8 - Схема відкритої СВК циклонного типу (раніше встановлюваної) на двигуні : 1 - косинець; 2 - завихрювач; 3 - ущільнювальне кільце; 4 - труба; 5 - внутрішня втулка; 6 - труба зливу масла; 7 - масловідділювач; 8 - кутовий шланг; 9, 10 - хомути; 11 - трубка відведення газів; 12 - дросель

Під час роботи двигуна картерні гази (КГ) видаляються з штангової порожнини другого циліндра через косинець (1) і проходять крізь завихрювач (2), отримуючи гвинтовий рух. Завдяки дії відцентрової сили, масляні краплі з газів відкидаються на стінки труби (4) і спрямовуються до масловідділювача (7). Очищені від масла картерні гази потім виводяться в атмосферу через трубку (11). Відокремлене масло повертається до картера через трубку (6), причому злив масла здійснюється через дросель і зливну трубку.

На старіших моделях двигунів використовувалася відкрита система вентиляції картера (СВК), де картерні гази проходили через лабіринтний сапун-вловлювач (1), який відділяв масляні частки (див. рисунок 1.9).

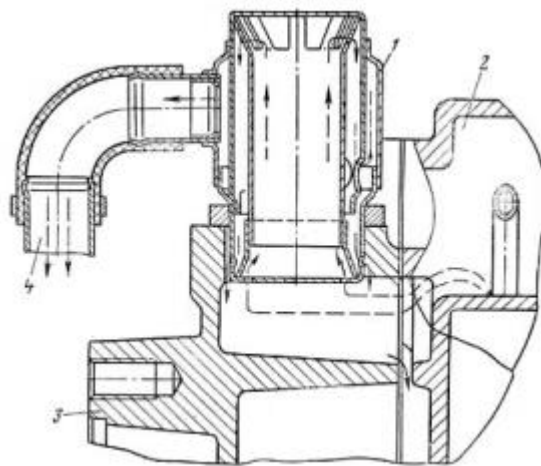


Рисунок 1.9 - Схема з сапуном-уловлювачем СВК :и1 - сапун-уловлювач; 2 - порожнина блоку циліндрів; 3 - картер маховика; 4 - газовідвідна трубка

Система вентиляції картерних газів (КГ) закритого типу, представлена на рисунку 1.10, має кілька ключових особливостей, які роблять її ефективною та надійною у використанні:

1. Відцентровий олеофобний фільтр з ефективністю понад 95% - цей фільтр забезпечує високу ефективність видалення масляних часток з картерних газів, що дозволяє зменшити забруднення двигуна та покращити його продуктивність.

2. Функція самоочищення - завдяки центрифужному ефекту, який виникає при обертанні, система автоматично видаляє накопичені частинки та масло з фільтра, зменшуючи потребу в частому обслуговуванні.

3. Тривалий інтервал між технічним обслуговуванням - система розрахована на приблизно 500 тисяч кілометрів між обслуговуваннями, що робить її зручною та економічно вигідною для власників транспортних засобів.

Ці характеристики роблять закриту систему вентиляції картерних газів ідеальним вибором для тих, хто прагне мінімізувати обслуговування та зберігати ефективність двигуна на високому рівні.



Рисунок 1.10 – Загальний вигляд СВК двигунів

Система вентиляції картера в цих двигунах функціонує на основі принципу центрифуги. Порожнистий вал з встановленим на ньому фільтром крутиться за рахунок взаємодії з циліндричною зубчастою передачею, яка сполучена з шестернею паливного насоса високого тиску (ТНВД) (див. рисунок 1.11). Картерні гази проходять крізь фільтр для масляних газів та спрямовуються во впускний тракт турбокомпресора (ТКР).

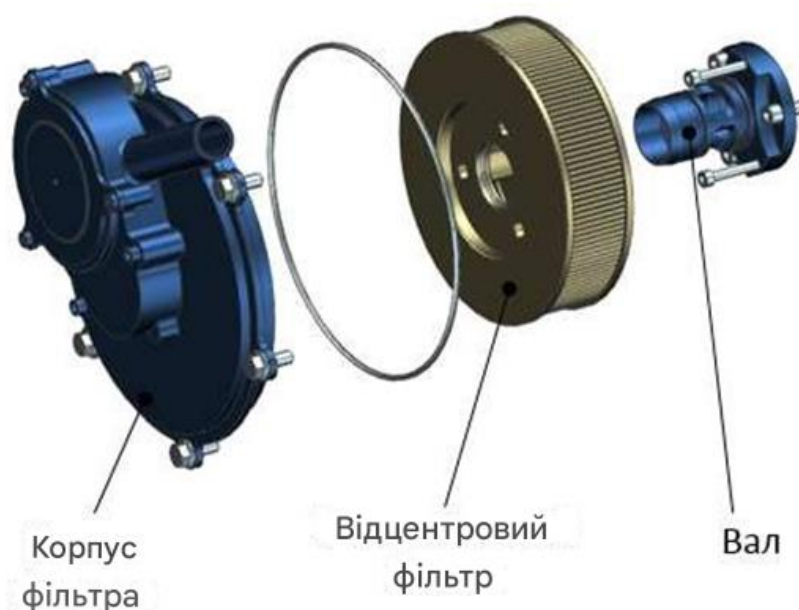


Рисунок 1.11 - Зображення масловідділювача та його приводу

Система вентиляції картера (СВК) оснащена регулювальним клапаном, який контролює тиск картерних газів (КГ), утримуючи його в межах встановленого діапазону надлишкового тиску від 0 до 10 мбар (див. рисунок 1.12). При перевищенні цього рівня тиску існує ризик прориву картерних газів.

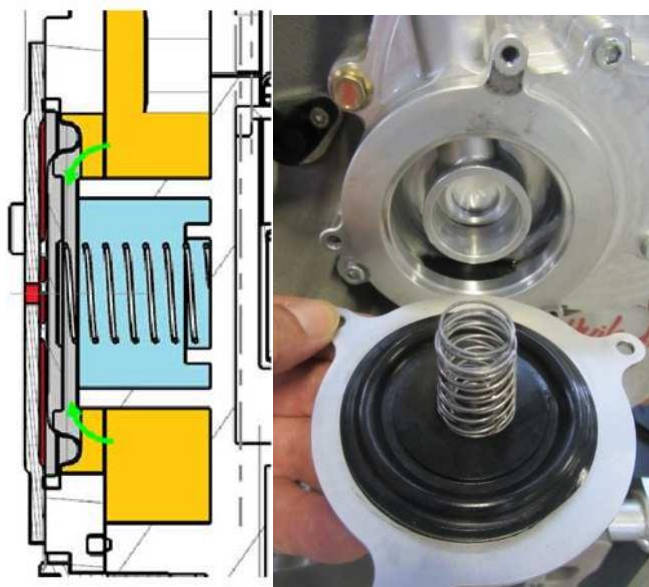


Рисунок 1.12 - Регулюючий клапан масловідділювача двигунів Р6

Для двигунів КАМІНЗ застосовуються два варіанти системи вентиляції картерних газів (СВК), в залежності від конкретного типу двигуна:

1. Відкрита СВК (див. рисунок 1.13): у цьому варіанті картерні гази (КГ), після проходження через фільтр, відводяться безпосередньо в атмосферу. Цей метод є більш простим і економічним з точки зору установки, але менш ефективним щодо зниження емісії шкідливих речовин.

2. Закрита СВК (див. рисунок 1.14): в цьому випадку картерні гази, також пройшовши фільтрацію, спрямовуються на вхід до компресорної частини турбокомпресора (ТКР). Це дозволяє повторно використовувати картерні гази, зменшуючи викиди в атмосферу і підвищуючи загальну ефективність двигуна. Закрита СВК є більш сучасним та екологічно чистим рішенням, яке також може покращувати показники потужності та економічності двигуна.

Обидва варіанти СВК використовуються для забезпечення оптимальної роботи двигунів КАМІНЗ, допомагаючи зменшити внутрішній тиск у картері і забезпечити відведення шкідливих речовин, однак вибір між відкритою і закритою системою залежить від конкретних вимог до двигуна та його застосування.



Рисунок 1.13 – Відкрита СВК двигуна КАМІНЗ



Рисунок 1.14 – Закрита СВК двигуна КАМІНЗ

Принципова схема КД і СВК двигуна КАМІНЗ представлена на рисунку 1.15, відкритого та закритого виконання:

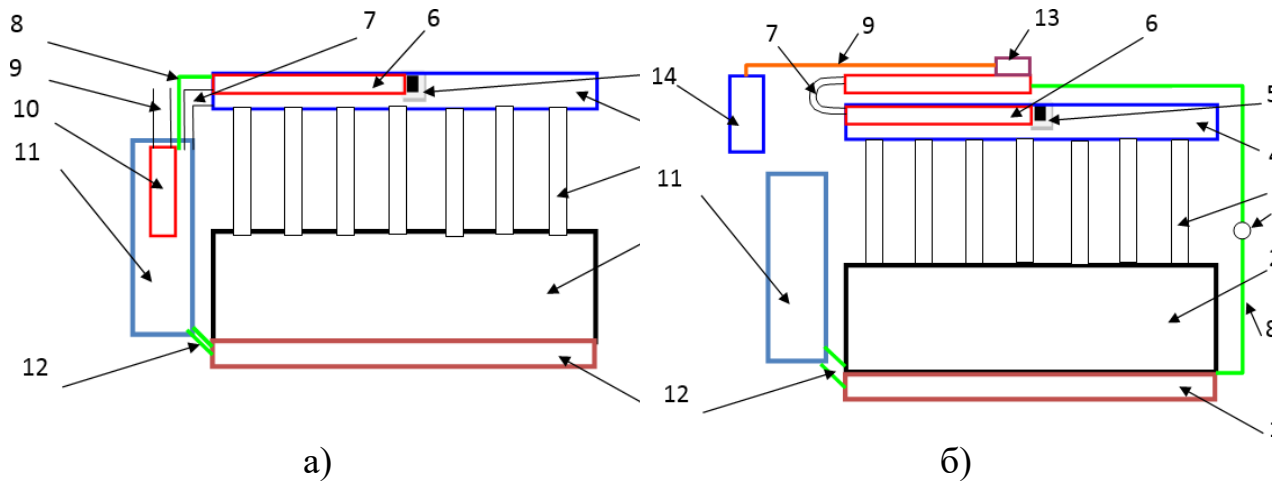


Рисунок 1.15 – Схеми картерного простору (КД) і системи вентиляції картера (СВК) двигуна КАМІНЗ: а - Відкрита СВК; б - Закрита СВК: 1 - масляна ванна; 2 - КД блоку циліндрів двигуна; 3 - КД у каналах блоку циліндрів, які ведуть до головки блоку циліндрів (ГБЦ); 4 - КД ГБЦ; 5 - вихід із КД і вхід у СВК; 6 - перший ступінь СВК (масловідділювач); 7 - з'єднання ступенів СВК; 8 - злив масла з елементів СВК; 9 - відведення відокремлених КГ; 10 - другий ступінь СВК (масловідділювач); 11 - порожнина між картером маховика і блоком циліндрів; 12 - злив масла з порожнини між картером маховика і блоком циліндрів; 13 - регулюючий клапан; 14 - вхід у компресорну частину ТКР; 15 - пелюстковий клапан

Закрита система вентиляції картера (СВК), розроблена фірмою «Cummins Filtration», використовується для нейтралізації токсичних елементів, що виходять з дизельних двигунів в умовах, коли обсяг картерних газів перевищує 340 л/хв. Система ефективно знижує рівень шкідливих викидів, обмежує споживання масла, зменшує кількість токсичних речовин у вихлопі та запобігає витокам масла в моторному відсіку. Серцем цієї системи є поглинальний вузол, який детально зображено на рисунку 1.16, а процес його монтажу ілюстрований на рисунку 1.17.

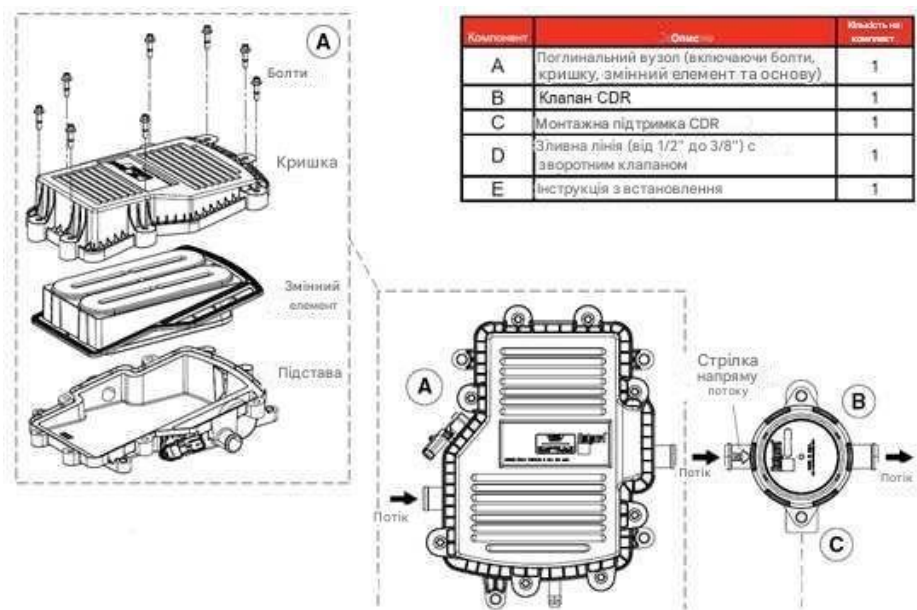


Рисунок 1.16 - Поглиняльний вузол СВК двигуна «КАММІНЗ»

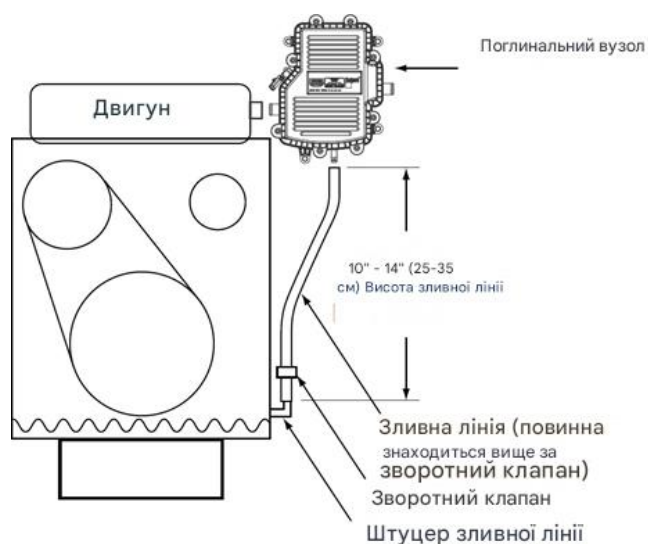


Рисунок 1.17 - Схема поглиняльного вузла СВК двигунів КАМІНЗ

Система вентиляції картера (СВК) закритого типу, яка використовується на двигунах ЯМЗ, спрямована на оптимізацію видалення картерних газів. Ці гази відсмоктуються у систему впуску повітря перед турбокомпресором (ТКР), що допомагає підвищити ефективність двигуна та зменшити викиди шкідливих речовин.

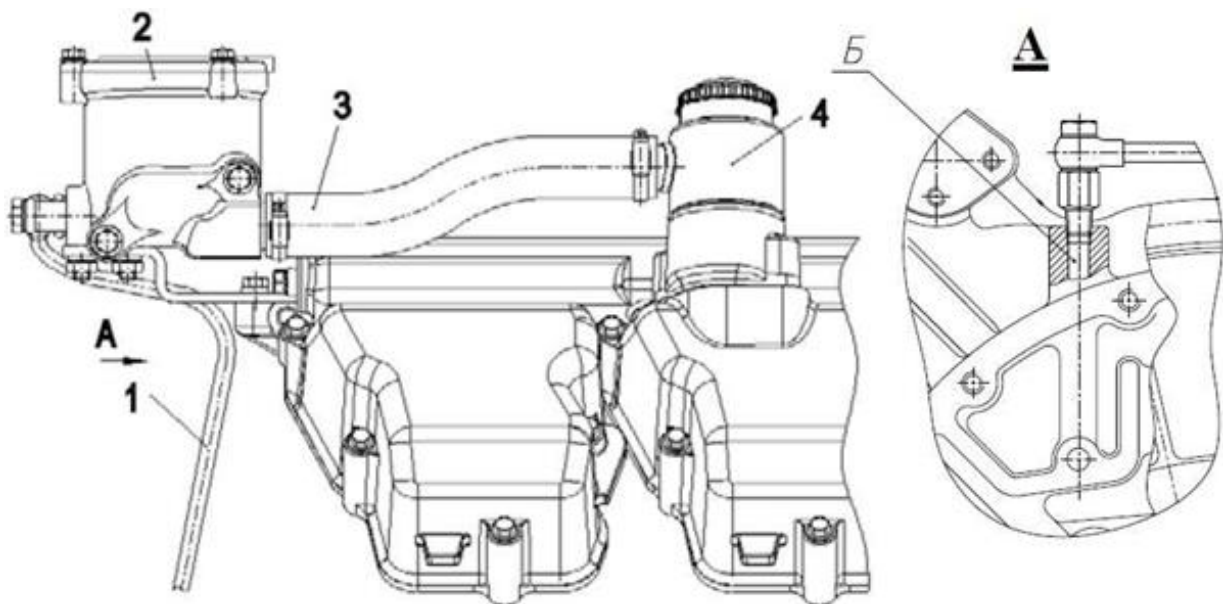


Рисунок 1.18 - Загальна схема СВК двигунів ЯМЗ: 1 - трубка зливу масла; 2 - масловідділювач; 3 - підвідний рукав; 4 - сапун; Б - порожнина для заливання масла

Картерні гази (КГ), які забираються з-під кришки головки блоку циліндрів (ГБЦ), спершу проходять через сапун, після чого їх направляють рукавом до входу в масловідділювач. У цьому пристрої, в нижній частині корпусу, розміщено пакет із чотирьох дисків, де відбувається первинне відділення масла з картерних газів, що зображено на рисунку 1.19.

Процес очищення газів продовжується, коли КГ піднімаються вгору до мембранного клапана (7). Цей клапан відіграє ключову роль у регулюванні тиску всередині картера, допомагаючи підтримувати оптимальні умови для роботи двигуна. Після проходження через клапан, очищені гази виводяться через верхній патрубок (1) і подаються у систему впуску двигуна.

З іншого боку, масляні краплі, які осіли на дисках в масловідділювачі, збираються і зливаються через зливну трубку назад в піддон двигуна. Це дозволяє зменшити втрати масла і забезпечує більш чисту та ефективну роботу системи.

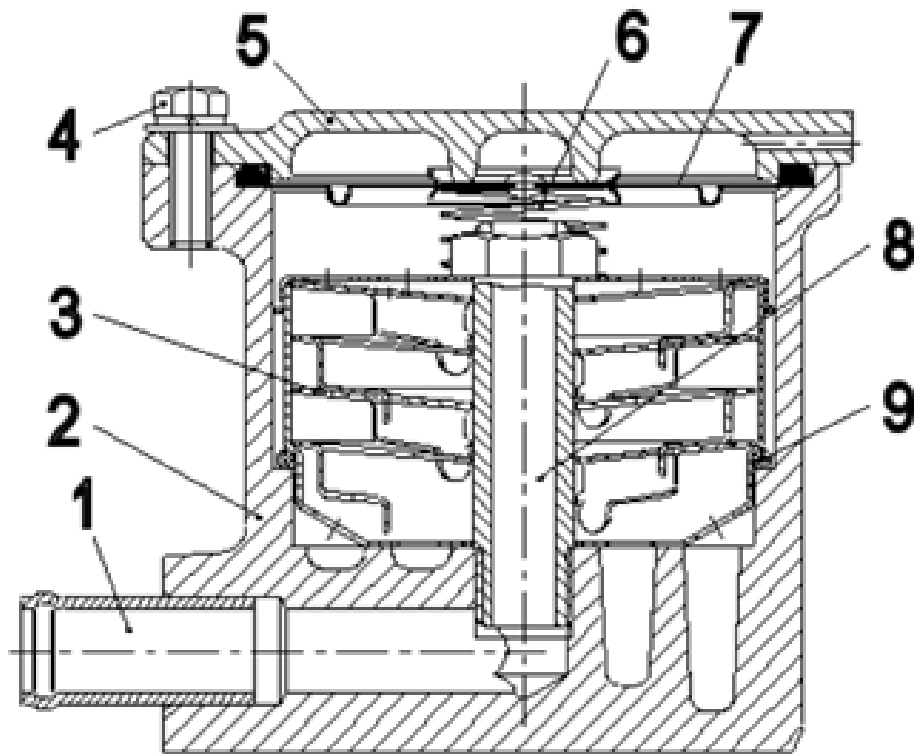


Рисунок 1.19 - Масловідділювач двигуна ЯМЗ: 1 - вихідний патрубок;
2 - корпус; 3 - диски масловідділювача; 4 - болт; 5 - кришка; 6 -
пружина; 7 - мембранний клапан; 8 - стяжний болт; 9 - гумове кільце

1.3. Конструктивні особливості масловідділювачів системи вентиляції картера

Системи вентиляції картера (СВК) мають критично важливе значення для забезпечення ефективної роботи двигунів, особливо у зниженні забруднення та оптимізації споживання масла. За принципом відділення масла, СВК можуть класифікуватися на два основні типи:

1. СВК з приводним масловідділювачем-сепаратором. Цей тип використовує механічні або електричні приводи для створення

центрифугальної сили або інших видів сил, які активно відділяють масло від картерних газів. Приводний масловідділювач здатен ефективно зменшити кількість масла у картерних газах перед їх поверненням або випусканням у навколишнє середовище.

2. СВК з використанням конструктивних заходів для впливу на потік КГ. Цей тип СВК використовує пасивні конструктивні елементи, такі як зміни напрямку або швидкості потоку КГ, бар'єри, спеціально розроблені камери та канали, що дозволяють відділення масла від газів без активних механізмів. Прикладом може бути використання звужувальних каналів, що зменшують швидкість потоку і сприяють осадженню масляних частинок.

Масловідділювачі є ключовим елементом будь-якої СВК, виконуючи вирішальну роль у процесах відділення та осадження масла. Існує багато різновидів масловідділювачів, які можуть варіюватися від простих пасивних конструкцій до складних механічних або електричних систем, з різною ефективністю та принципом дії. Деякі з цих варіантів представлені на рисунках 1.20-1.26, демонструючи широкий спектр можливих рішень для різних типів двигунів та їх конкретних потреб.



Рисунок 1.20 - Масловідділювач «MAHLE»

Масловідділювачі, як життєво важливі компоненти систем вентиляції картера (СВК), виконують ключову роль у відокремленні масла від

картерних газів (КГ), що сприяє зменшенню викидів шкідливих речовин та зниженню втрат масла. Нижче розглянемо один із прикладів такого обладнання - масловідділювач компанії "MAHLE", його конструктивні особливості та принципи роботи:

Конструктивні особливості:

- Компактність: Масловідділювач "MAHLE" має малі розміри, що дозволяє легко інтегрувати його у будь-яку конфігурацію двигуна.
- Необслуговуваність: Виріб розроблений так, що воно не потребує регулярного обслуговування, що знижує загальні витрати на експлуатацію та забезпечує більшу надійність.
- Універсальність: Масловідділювач може бути використаний як у відкритих, так і в закритих системах СВК, демонструючи його адаптивність до різних умов експлуатації.

Принцип роботи:

- Масловідділювач "MAHLE" працює на принципі центрифугування або фільтрації, використовуючи силу відцентрового викиду для відділення масляних частинок від газів. Картерні гази проходять через спеціально розроблену камеру, де за допомогою обертових елементів або фільтруючих матеріалів відбувається відділення масла.
- Очищені від масла гази виходять із масловідділювача та подаються далі до системи впуску двигуна або вивільняються у атмосферу, залежно від типу СВК.

Ця технологія сприяє підвищенню ефективності двигуна, зниженню викидів шкідливих речовин та забезпечує триваліший термін служби двигунних компонентів завдяки зменшенню забруднення системи змащення.

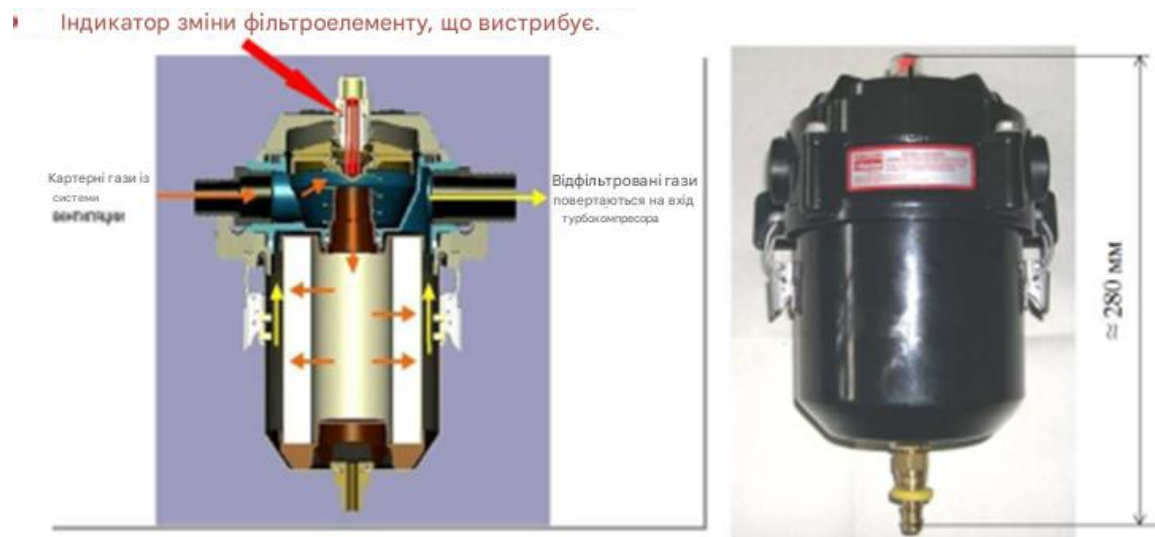


Рисунок 1.21 - Масловідділювач СВК компанії "PARKER"

Масловідділювач "Parker" є високоефективним рішенням для систем вентиляції картера (СВК), оскільки він використовує принцип фільтрації для очищення картерних газів (КГ) від масляних часток. Основні характеристики та принципи роботи цього масловідділювача:

Основні характеристики масловідділювача "Parker"

1. Фільтруючий елемент із синтетичного матеріалу. Використання синтетичного фільтруючого матеріалу забезпечує високу ефективність відділення масла від картерних газів, сприяючи зниженню забруднення двигуна та підвищенню його продуктивності.

2. Сигналізатор засмічення. Цей пристрій сповіщає про стан фільтра, дозволяючи вчасно реагувати на забруднення фільтруючого елемента. Сигналізація засмічення допомагає уникнути надмірного тиску та потенційної шкоди двигуну, спричиненої обмеженим потоком КГ.

3. Клапан, що обмежує тиск у картері. Цей клапан контролює тиск у картері, запобігаючи його надмірному підвищенню, що може спричинити витіки олії та інші негативні наслідки для двигуна. Регуляція тиску є ключовою для забезпечення безпечної та стабільної роботи двигуна.

Принцип роботи

- Картерні гази спочатку проходять через фільтруючий елемент, де масляні частинки відокремлюються від газу. Завдяки синтетичному матеріалу, фільтрація є високоефективною та мінімізує кількість масла, що повертається до двигуна або викидається в атмосферу.

- Сигналізатор засмічення забезпечує вчасне обслуговування та заміну фільтра, підтримуючи оптимальну роботу системи.

- Клапан регулювання тиску допомагає підтримувати заданий тиск у картері, забезпечуючи надійну та безпечну роботу двигуна.

Використання такого масловідділювача значно підвищує ефективність СВК, сприяючи екологічності та економічності автомобільних двигунів.

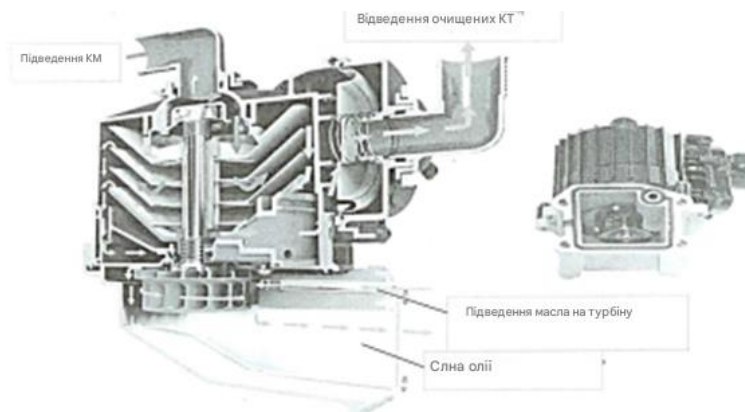


Рисунок 1.22 - Масловідділювач компанії "Alfdex"

Масловідділювач "Alfdex" використовує передовий метод сепарації для ефективного відділення масла від картерних газів (КТ), який є особливо цінним для зменшення викидів і підвищення ефективності двигунів. Ось детальніший опис принципу роботи та застосування цієї технології:

Масловідділювач "Alfdex" працює на основі центрифугальної сепарації. Ключовим елементом системи є ротор, який обертається під впливом масла, поданого під тиском через сопло на турбину:

- Масло під тиском: Масло, подане під тиском, використовується для приводу ротора, створюючи потужну центрифугальну силу.

- Центрифугальна сила: Ця сила викидає важчі частинки масла до зовнішніх стінок ротора, де вони збираються і відводяться з системи, тоді як очищені картерні гази виходять з центру ротора.

"Alfdex" знайшов широке застосування в автомобільній промисловості завдяки своїй ефективності:

- Scania: Одна з перших компаній, яка почала використовувати цю технологію у 2005 році. Всі вантажівки "Scania", які відповідають стандарту Euro 6, оснащені системою "Alfdex".

- Інші автовиробники: Крім "Scania", сепаратори "Alfdex" також застосовуються у двигунах відомих компаній, таких як Volvo, Detroit Diesel, Mitsubishi Fuso та Mercedes-Benz. Це свідчить про високу довіру до цієї технології на міжнародному ринку.

Завдяки високій ефективності та надійності, масловідділювачі "Alfdex" є важливою складовою сучасних систем вентиляції картера, значно підвищуючи екологічні показники і технічні характеристики двигунів, що їх використовують.

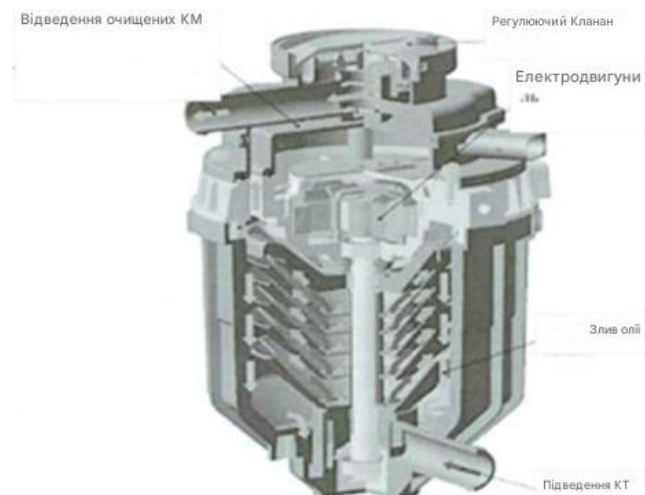


Рисунок 1.23 - Електростатичний сепаратор компанії "MAHLE"

Основні характеристики: необслуговуваний вузол з електродвигуном, діапазон робочих температур від -40 °C до +125 °C, ефективність очищення

не менше 99%, робоча напруга 12/24 В, максимальна потужність 100 Вт, розрахований на витрати до 400 л/хв.

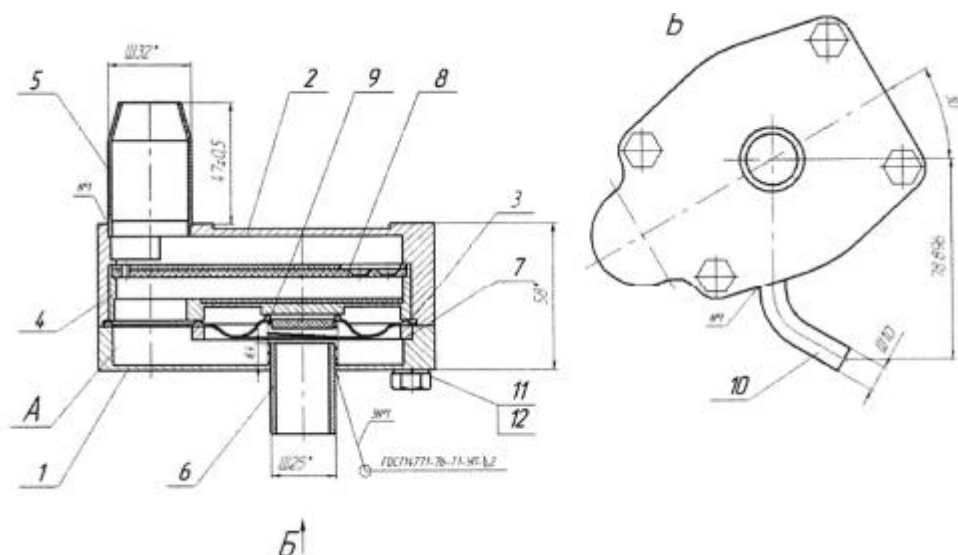


Рисунок 1.24 - Масловідділювач "" (аналог масловідділювача "FLEETGUARD" із клапаном) 740.64-1014700

Масловідділювач "" 740.64-1014700, розроблений конструкторами НТЦ ПАТ "", призначений для закритих СВК.

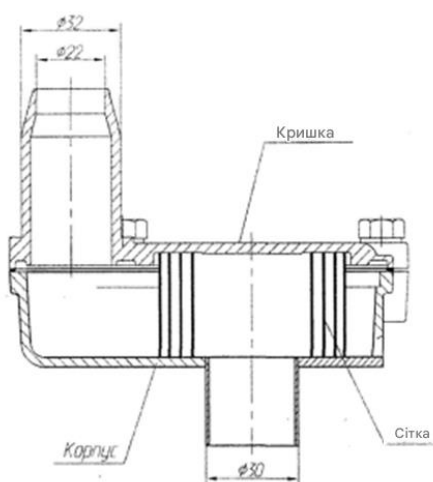


Рисунок 1.25 - Масловідділювач "" E740.50-1014120-55



Рисунок 1.26 - Масловідділювач компанії "MANN+HUMMEL"

Цей масловідділювач працює на принципі фільтрування картерних газів (КГ) через синтетичний фільтруючий елемент і може бути оснащений клапаном для контролю тиску в картері. Конструкція масловідділювача вимагає регулярного та строгого обслуговування.

Основні типи масловідділювачів:

1. Електросепаратори і електрофільтри.
2. Інерційні сепаратори, відцентрові сепаратори (циклони), лабіринтові сепаратори та центрифуги.
3. Дифузорні сепаратори, металеві ситові фільтри та волокнисті фільтри.

Привод сепаруючих елементів може здійснюватися за допомогою центрифугального приводу або електродвигуна. Розташування масловідділювача в системі залежить від складу суміші картерних газів та масла. У нижній частині картера, близько осі колінчастого вала, масловідділювач працює ефективніше при високому вмісті масла у суміші, тоді як у верхній частині картера він працює за умов нижчого вмісту масла. Є конструктивні рішення для зниження температури картерних газів як на вході в масловідділювач, так і всередині нього, щоб підвищити ефективність масловідділення.

Згідно з дослідженнями, виробники рекомендують утримувати тиск картерних газів у межах ± 100 мм водяного стовпа для оптимальної роботи ущільнень. У процесі масловідділення масло осідає на стінках масловідділювача, стікає вниз і через спеціальний отвір повертається до масляного піддону. Деякі конструкції включають окремий отвір для зливу масла з клапаном (наприклад, пелюстковим або гідрозатвором), що запобігає перешкоді від картерних газів під час зливу.

1.4. Аналіз розрахунково-експериментальних досліджень процесів у СВК

Гази, які витікають з камери згоряння в картер двигуна, називаються відпрацьованими газами (ОГ). Вони виникають через витоки між поршнями, поршневыми кільцями і робочою поверхнею циліндра, а також можуть потрапляти через напрямні втулки клапанів. Додаткові витоки можуть з'являтися через підшипники турбокомпресора (ТКР).

Потік газів, що переходить з камери згоряння в картер, характеризується сильною пульсацією, яка пов'язана з процесом їх утворення і зміною об'єму в картері. Відпрацьовані гази можуть містити рідкі частинки, які відділяються від поверхні циліндра через високу швидкість потоку. У картері також можуть формуватися нові краплі масла через випаровування та конденсацію легкокиплячих компонентів з конструктивних елементів двигуна. Циркуляція моторної олії, що забезпечує змащення поршнів, шатунів і колінчастого вала, сприяє утворенню масляних крапель. Також у відпрацьованих газах можуть бути присутні пари палива як проміжні та кінцеві продукти згоряння. Різні конструктивні особливості двигуна та заходи захисту впливають на обсяг масла, що потрапляє в СВК.

При вентиляції картера двигуна фіксується пульсуючий потік газів і рідин з різними газоподібними та рідкими компонентами. Для аналізу фазового розподілу, який впливає на такі параметри потоку, як падіння тиску і рівень очищення (сепарації), використовуються спеціальні карти режимів течії. Література надає багато даних про різні методи розв'язання цих задач.

При вимірюванні розподілу крапель за розміром у картерних газах важливо враховувати специфічні умови, що впливають на вибір вимірювального інструмента. Ці умови включають:

- температуру до 130°C;
- високий вміст конденсованих парів;
- значні варіації потоку газу, залежно від навантаження та концентрації аерозолі;
- можливі випадки значного надходження масла;
- вібрацію та забруднення;
- можливість часткового відбору потоку для аналізу;
- правильне розташування для лінійного вимірювання розподілу крапель за розміром;
- розмір крапель від 0,1 мкм до 50 мкм і більше.

Відповідно до аналізу літературних даних, гази, які потрапляють з камери згоряння в картер двигуна, відомі як відпрацьовані гази (ОГ). Ці гази виникають через негерметичності між поршнями, поршневыми кільцями та стінками циліндра, а також можуть проникати через напрямні втулки клапанів. Інші джерела витоків включають підшипники турбокомпресора (ТКР).

Потік газів з камери згоряння в картер характеризується сильною пульсацією через спосіб їх утворення та зміни об'єму в картері. Відпрацьовані гази можуть містити рідкі частинки, які відриваються від поверхні циліндра через високу швидкість потоку. У картері також формуються нові краплі масла через випаровування та конденсацію летких речовин із різних конструктивних елементів двигуна. Обіг моторної олії, що

змащує поршні, шатуни та колінчастий вал, також сприяє формуванню масляних крапель. Відпрацьовані гази можуть також містити пари палива як проміжні та кінцеві продукти згоряння. Від різних конструкцій двигуна та захисних заходів залежить, скільки масла потрапляє у систему вентиляції картера.

Вентиляція картера двигуна характеризується пульсуючим потоком газів і рідин, які містять різні газоподібні та рідкі компоненти. Для оцінювання фазового розподілу, що впливає на такі параметри потоку, як падіння тиску та рівень очищення (сепарації), використовуються спеціальні карти режимів течії. У літературі наведено численні публікації, які обговорюють різні підходи до вирішення цих задач.

При вимірюванні розподілу крапель за розміром у картерних газах необхідно враховувати певні умови, які впливають на вибір вимірювального приладу, зокрема:

- температуру до 130 °C;
- високий вміст конденсованих парів;
- значні коливання потоку газу, які залежать від навантаження та концентрації аерозолі;
- можливі значні надходження масла;
- вібрації та забруднення;
- можливість часткового відбору потоку для аналізу;
- необхідність правильного розташування для лінійного вимірювання розподілу крапель за розміром;
- розмір крапель від 0,1 мкм до 50 мкм і більше.

Параметри двигуна, такі як кількість циліндрів, робочий об'єм, місце відбору газів у картері, поперечний переріз, довжина та напрямок трубопроводів, а також наявність вбудованої осадової камери, мають значний вплив на кількість масла, яке потрапляє в систему вентиляції картера (СВК), і на рівень викидів. Результати можуть коливатися в діапазоні від 2 г/год до 500 г/год.

Згідно з дослідженнями [2-11], було розроблено математичну модель і програму для аналізу газообміну в чотиритактному двоциліндровому дизельному двигуні з нерівномірним порядком роботи циліндрів і закритою безклапанною СВК. Ця модель дозволяє точно визначати оптимальні параметри для повітря і картерних газів під час їхньої рециркуляції у впускну систему дизеля з урахуванням геометричних параметрів СВК та початкових та граничних умов. Встановлено, що рівень шкідливих речовин у відпрацьованих газах під час рециркуляції картерних газів в впускний тракт дизеля не перевищує 6%.

Інші дослідження [4-11, 13-20] презентують математичні моделі робочого процесу двигуна, які дозволяють оцінити вплив навантаження на викид картерних газів і визначити екологічні показники. У дослідженні [18-20] було розроблено обчислювальну схему для двоциліндрового дизеля з нерівномірним чергуванням спалахів і закритою безклапанною СВК, яка слугує для визначення точності математичної моделі та вибору оптимальної методики опису процесів у компонентах дизеля, ілюстрована на рисунку 1.27.

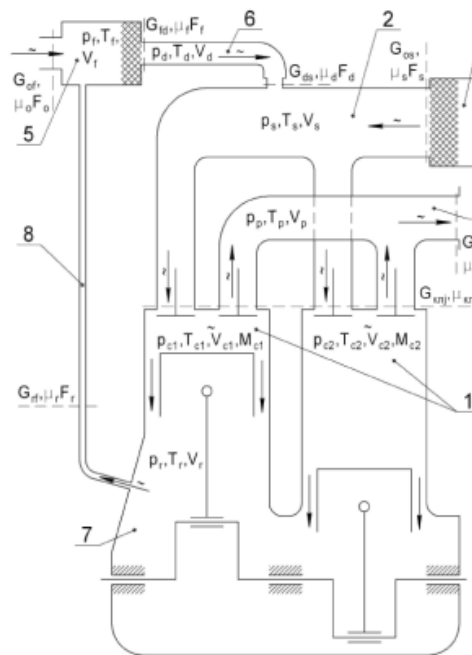


Рисунок 1.27 - Розрахункова схема двоциліндрового дизельного двигуна з закритою системою вентиляції картера (СВК)

За результатами досліджень, експериментально визначено, що фактичний геометричний зазор між поршнем та гільзою у гарячому стані для автомобільних дизельних двигунів становить від 0,04 до 0,08 мм. У наукових роботах [13-18] було здійснено CFD-моделювання процесу прориву картерних газів (КГ) через циліндропоршневу групу (ЦПГ) з використанням рухомої сітки кривошипно-шатунного механізму (КШМ). Дослідження були проведені на турбонаддувному дизельному двигуні легкового автомобіля, який працював на швидкості 3000 об/хв при максимальному навантаженні. Моделювання включало аналіз конфігурації з трьома кільцями: двома поршневими та одним маслоснімним кільцем, що дозволило детально дослідити процеси прориву КГ в двох камерах.

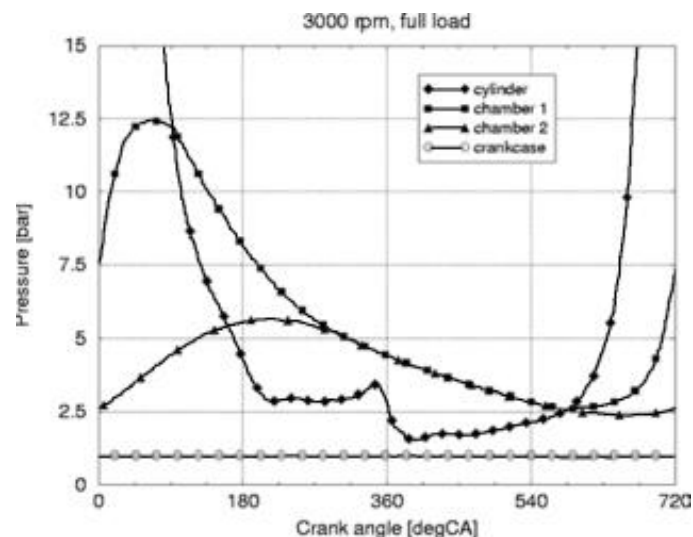


Рисунок 1.28 – Залежність тиску при 3000 хв⁻¹ і повної навантаженості

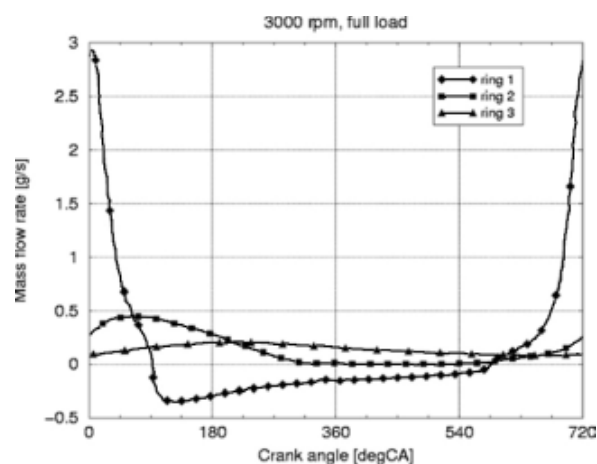


Рисунок 1.29 – Залежність масового витрати газу через кільця при 3000 хв⁻¹ і повної навантаженості

Результати, відображені на рисунках 1.28 та 1.29, демонструють розподіл тиску у камері згоряння та масові витрати газу через поршневі кільця. Зокрема, зафіксовано, що на 90° після верхньої мертвої точки (ВМТ) тиск у циліндрі опускається нижче, ніж у першій камері, що викликає зворотний потік газу назад у циліндр через перше кільце. З подальшим підвищенням тиску в циліндрі, газ переміщується назад до першої камери. Тим часом, масова витрата через друге кільце практично дорівнює нулю, тоді як максимальна масова витрата через третє кільце спостерігається значно пізніше, на 212° після ВМТ.

На рисунку 1.30 представлено залежність між загальною масою газу та середнім тиском у картері в залежності від положення кривошипа. Від початкового тиску 1 бар у верхній мертвій точці (ВМТ), тиск у картері зростає до 1,05 бар у нижній мертвій точці (НМТ). Встановлено, що один цикл роботи двигуна не достатній для досягнення циклічної збіжності. Попередні дослідження, які охоплювали кілька циклів роботи двигуна, показали, що майже періодичний стан потоку газу стабілізується після двох циклів. Однак для двофазного потоку, який включає масло, потрібно більше циклів, тому моделювання слід проводити принаймні для двох, а краще для трьох циклів двигуна, щоб забезпечити достатню точність результатів.

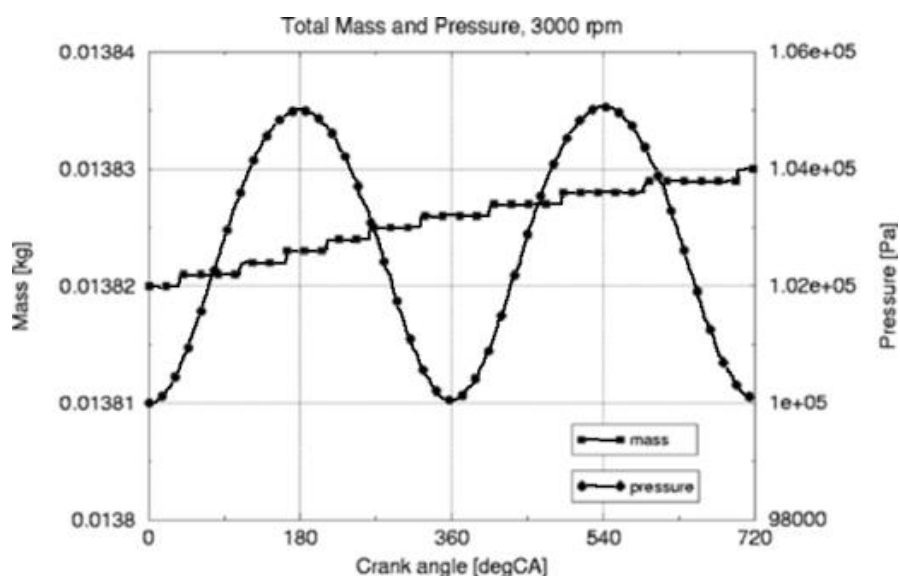


Рисунок 1.30 – Залежність загальної маси газу та середнього тиску у
КД

Ці результати надають більш глибоке розуміння впливу різноманітних параметрів на прорив картерних газів і сприяють удосконаленню математичних моделей для більш точного прогнозування динаміки систем вентиляції картера (СВК) та супутніх процесів у дизельних двигунах.

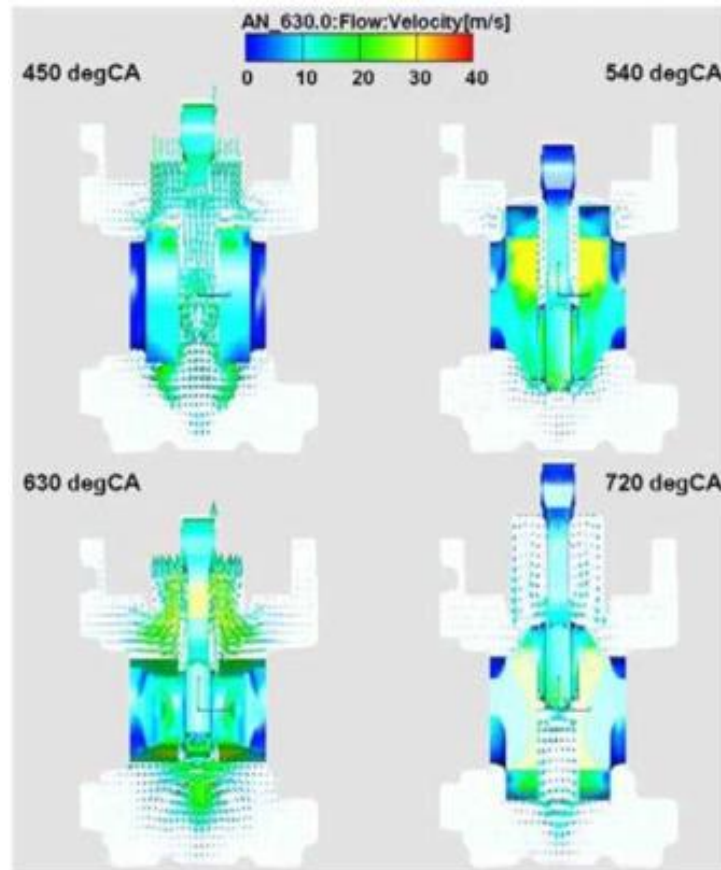


Рисунок 1.31 – Поле швидкості потоку в прорізах по осі циліндра та осі обертання на поверхні приводу кривошипа при 450, 540, 630 та 720 градусах

Поле швидкості газу для другого обороту кожні 90 градусів відображено на рисунку 1.31, тоді як поле тиску представлено на рисунках 1.32 до 1.34. Колінчастий вал обертається у напрямку, протилежному руху годинникової стрілки.

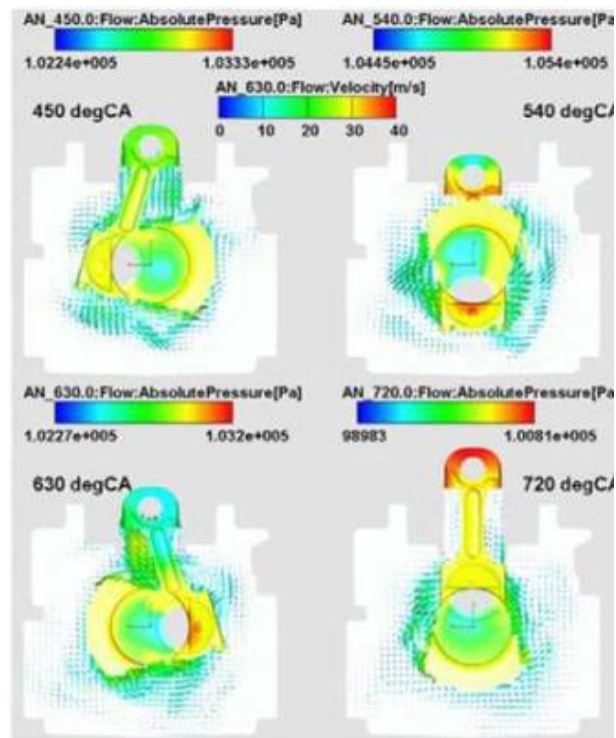


Рисунок 1.32 – Поле швидкості потоку в розрізах, перпендикулярних до осі обертання в середній площині товщини колінчастого валу

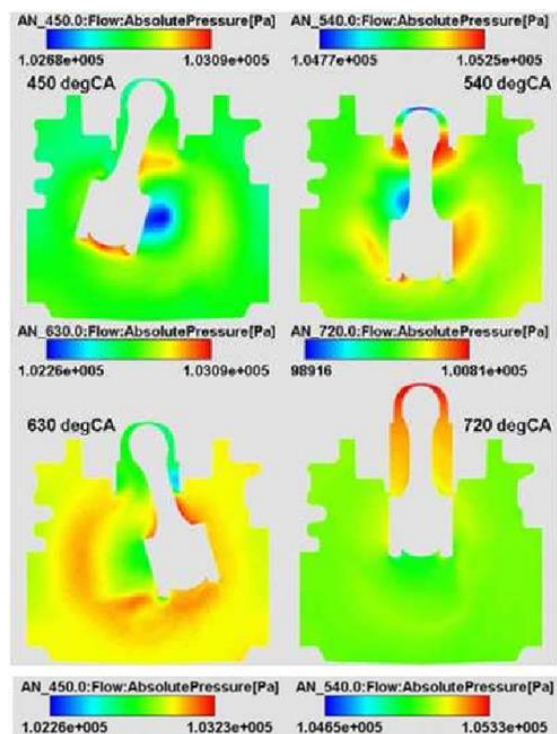


Рисунок 1.33 – Поле тиску потоку в розрізах, перпендикулярних до осі обертання в середній площині циліндра при 450, 540, 630 та 720 градусах

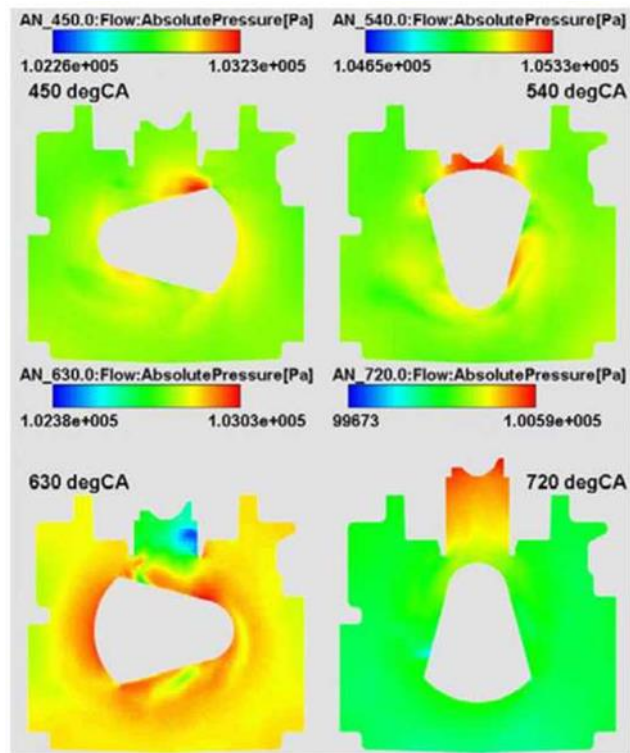


Рисунок 1.34 – Поле тиску потоку в розрізах, при 450, 540, 630 та 720 градусах

На рисунку 1.34 представлено поле швидкостей у перерізах вздовж осі циліндра та осі обертання, а також розподіл швидкостей на поверхні кривошипного механізму. При куті повороту кривошипа 450 градусів поршень активно виштовхує газ у картер, створюючи значні потоки навколо шатуну та колінчастого валу. У цій фазі спостерігається максимальна швидкість руху поршня, а найвищі значення швидкості зосереджені біля гострих країв противаги колінчастого валу.

Це поле швидкостей є критичним для аналізу динаміки руху картерних газів, впливу на вентиляцію картерного простору та загальної ефективності системи вентиляції картера (СВК). Це допомагає розуміти, як картерні гази впливають на функціонування двигуна і на якість його роботи в різних режимах.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Термодинамічний розрахунок двигуна і аналіз ефективних показників

Тепловий аналіз двигуна є фундаментальним етапом у процесі його проектування, який забезпечує ідентифікацію основних показників продуктивності та ефективності. Ці результати становлять основу для подальших кінематичних і динамічних аналізів, а також для оцінки стійкості основних компонентів до теплових навантажень. Тепловий розрахунок базується на умовному циклі, який знаходиться між ідеальним термодинамічним циклом та реальним робочим циклом двигуна, враховуючи втрати в циліндрах, реальні властивості робочої речовини та інші невідповідності ідеальному процесу.

Для аналізу впливу закритих та відкритих систем вентиляції картера (СВК) на функціонування V-подібного двигуна 8ЧН 12/13 потужністю 440 к.с. були розроблені спеціалізовані термодинамічні моделі.

Об'єкт розрахунків: V-подібний двигун 8ЧН 12/13 потужністю 440 к.с., який розвиває максимальний крутний момент 2100 Н·м, оснащений одноступінчатим наддувом і системою охолодження наддувного повітря типу "повітря-повітря" та відкритою системою вентиляції картера (СВК).

Для виконання розрахунків використовується програмний продукт з 0-вимірною постановкою. Це передбачає припущення про однорідність тиску та температури усередині циліндра, що значно спрощує моделювання, мінімізуючи похибки в результатах. У моделі циліндр вважається відкритою термодинамічною системою, або сукупністю кількох систем, де кожна термодинамічна система має незалежні від просторових координат тиск та

температуру, які змінюються в часі залежно від кута повороту колінчастого валу.

Термодинамічний стан циліндра розраховується шляхом розв'язання системи рівнянь балансу маси та енергії, доповнену рівнянням стану, для визначення параметрів робочого процесу.

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = -pdV + dQ_x - dQ_w + \sum_{j=1}^n dI_j^* ; \\ dG = \sum_{j=1}^n dG_j ; \\ pV = GRT \end{array} \right\}, \quad (2.1)$$

де: U - внутрішня енергія, p - тиск, T - температура, dQ_w – теплота передана в стінки, dQ_x – теплота від згоряння, dI - Повна ентальпія підведена до робочого тіла з масою dG_j від j -того джерела маси, G - Маса робочого тіла, R - газова постійна

Газообмін у двигуні розраховується за квазістатичним методом, при якому впускні та випускні трубопроводи розглядаються як відкриті термодинамічні системи. При цьому методі газодинаміка цих систем моделюється таким чином, що дозволяє адекватно враховувати різні термодинамічні та гідравлічні процеси. Витрата газу через ці системи обчислюється на основі рівняння масового балансу, яке зазвичай включає параметри тиску, температури, об'єму, а також характеристики трубопроводів і клапанів. Цей метод дозволяє точно визначати витрату газу в реальних умовах роботи двигуна.

$$dG = \mu f \cdot p_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{o1}}} \cdot \psi \quad (2.2)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.3)$$

$$\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \quad (2.4)$$

де: μf - площа ефективного прохідного перерізу на даному розрахунковому кроці, p_{01} - тиск потоку вище за цей переріз, T_{01} - температура потоку вище за цей переріз, p_2 - статичний тиск нижче даного перерізу.

Кількість теплоти, передана в стінки обчислюється з рівняння Ньютона-Ріхмана:

$$dQ_w = \alpha_w F_w (T_c - T_w) \Delta \tau \quad (2.5)$$

де: α_w - коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінок, F_w - площа теплообміну газу зі стінками (розраховується окремо для різних поверхонь: для гільзи циліндра, для поршня, для головки циліндра), T_c - температура газу в циліндрі, T_w - температура теплосприймаючої поверхні, $\Delta r = \Delta \phi / (6n)$ – крок розрахунку за часом, $\Delta \phi$ – крок розрахунку по куту повороту колінчастого валу, n - частота обертання колінчастого валу.

Коефіцієнт тепловіддачі відіграє ключову роль у термодинамічних розрахунках і може бути обчислений за допомогою рівняння Вошні. Це рівняння використовується для оцінки інтенсивності теплообміну між робочим тілом (газами) і стінками циліндра в двигунах внутрішнього згоряння. Рівняння Вошні забезпечує вирахування коефіцієнта тепловіддачі на основі таких параметрів, як температура та властивості робочого тіла, швидкість газу, геометричні розміри системи та інші фізичні характеристики процесу.

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,o}) \right]^{0.8} \quad (2.6)$$

Теплообмін між газами та стінками каналів клапанів може бути складнішим для аналізу через особливості їх геометрії та високий рівень турбулентності. Для точнішого розрахунку коефіцієнта теплопередачі у цих умовах використовується модифікована модель Запфа. Ця модель адаптована для врахування специфіки теплообміну біля клапанів, де відбувається значне підвищення температур та турбулентності.

Модель Запфа в оригінальному вигляді вже надає основу для визначення теплопередачі в газових потоках, але модифікація дозволяє інтегрувати додаткові параметри, такі як:

- Вплив швидкості газу біля клапанів, яка значно вища порівняно з іншими областями каналу.
- Зміни у властивостях робочого тіла при високих температурах.
- Характеристики поверхні клапанів та каналів, що можуть включати нерівності та особливості матеріалу.

Ця удосконалена модель дозволяє здійснити більш точний розрахунок коефіцієнта тепловіддачі, враховуючи динаміку та екстремальні умови роботи клапанів, що в свою чергу сприяє підвищенню точності термодинамічного аналізу та покращенню проектування двигуна загалом.

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{\left(-A_w \frac{\alpha_p}{m \cdot c_p}\right)} + T_w \quad (2.7)$$

Коефіцієнт теплопередачі варіюється залежно від напрямку газового потоку. У випадку витікаючого потоку, коли гази виходять з клапанного каналу, його визначення базується на формулі, яка включає фактори такі як температура, швидкість потоку та його турбулентність на виході. Типово, для витікаючих потоків використовують розрахункову модель, що підкреслює збільшену турбулентність та швидкість, обумовлені перепадом тиску між камерою згоряння та випускним трактом.

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0.44} \cdot m^{0.5} d_{vi}^{-1.5} \cdot \left[1 - 0.797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.8)$$

Для втікаючого потоку (коли потік спрямований у канал клапана) коефіцієнт теплопередачі обчислюється з урахуванням умов, що впливають на інтенсивність теплообміну при вході потоку в канал.

$$\alpha_p = [C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0.33} \cdot m^{0.68} d_{vi}^{-1.68} \cdot \left[1 - 0.765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.9)$$

Розрахунок процесу горіння заснований на визначенні кількості теплоти, що виділяється протягом кожного етапу обчислень. Ця кількість теплоти залежить від характеристик пального, умов горіння, а також від таких змінних параметрів, як тиск, температура і швидкість горіння паливно-повітряної суміші. Для визначення цих величин використовуються рівняння термодинаміки та моделі хімічних реакцій, що детально описують процес горіння в двигуні.

$$dQ_x = g_c H_u \frac{dx}{d\phi} \Delta\phi \quad (2.10)$$

Швидкість тепловиділення під час згоряння в двигунах внутрішнього згоряння визначається за допомогою функції Вібе. Цей метод широко використовується для моделювання горіння, оскільки він дозволяє точно розрахувати, яка частка теплоти вивільняється на кожній стадії процесу. Функція Вібе враховує параметри, такі як кут повороту колінчастого валу та ступінь прогресу горіння, а також включає емпіричні коефіцієнти, які описують інтенсивність та тривалість згоряння. Це забезпечує високу точність в передбаченні характеристик горіння та ефективності двигуна.

$$\frac{dx}{d\phi} = \frac{a}{\Delta\phi_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (2.11)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (2.12)$$

$$y = \frac{\phi - \phi_o}{\Delta\phi_c} \quad (2.13)$$

Інтегрування функції Вібе дозволяє визначити масову частку палива, що згоріло з початку процесу згоряння. Вираз для цієї частки має вигляд:

$$x = \int \frac{dx}{d\phi} \cdot d\phi = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (2.14)$$

Рух газу у впускних та випускних колекторах описується наступним рівнянням:

$$\frac{d(G \cdot u)}{d\phi} = -p \cdot \frac{dV}{d\phi} - \sum \frac{dQ_w}{d\phi} + \sum \frac{dG_i}{d\phi} \cdot h_i - \sum \frac{dG_e}{d\phi} \cdot h_e + \frac{dQ_{\text{реакт}}}{d\phi} \quad (2.15)$$

Теплообмін між потоком газу і стінками колекторів обчислюється за формулою:

$$\alpha = 0,018 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_o \cdot \rho \cdot u^{0,8} \cdot L^{-0,2} \cdot 0,2 \cdot (0,127 + 1,3 \cdot T \cdot 10^{-4}) \quad (2.16)$$

$$L = \sqrt[3]{V} \quad (2.17)$$

$$u = \frac{1}{n} \sum_n u_{\text{тр}} \frac{A_{\text{тр}}}{L^2} \quad (2.18)$$

Рівняння Ейлера для опису течії ідеальної рідини або газу в трубах використовується для аналізу безвихрових і нев'язких потоків. Воно описує зміну тиску вздовж потоку рідини чи газу і виглядає так:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U) \quad (2.19)$$

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot \bar{c}_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \\ \rho \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (2.20)$$

$$F = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ u \cdot (E + p) \\ \rho \cdot u \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (2.21)$$

$$E = \rho \cdot \bar{c}_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (2.22)$$

Параметр u правій частині рівняння Ейлера складається з двох доданків:

$$S(U) = S_A(F(U)) + S_R(U) \quad (2.23)$$

Параметр $S_A(F(U))$ описує осьове зміна потоку в поперечному січені труби:

$$S_A(F(U)) = \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \cdot F \quad (2.24)$$

Параметр $S_R(U)$ включає можливі хімічні реакції, тепло і масообмін між газом та стінками, облік тертя:

$$S_R(U) = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{F_R}{V} \\ \frac{q_w}{V} \\ MW_j \cdot (\sum_i^{Rhom} v_{i,j} \cdot \dot{r}_i) \end{pmatrix} \quad (2.25)$$

Сила тертя на стінці прямо пропорційна коефіцієнту поверхневого тертя і обчислюється за формулою:

$$\frac{F_R}{V} = \varphi \cdot \frac{\lambda_f}{2 \cdot d_{гидр}} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad (2.26)$$

Коефіцієнт поверхневого тертя для ламінарного потоку залежить від числа Рейнольдса і визначається за формулою:

$$\lambda_{f,lam} = aRe^b \quad (2.27)$$

Для турбулентного потоку, коли необхідно врахувати вплив шорсткості стінок труби на коефіцієнт поверхневого тертя, однією з найвідоміших емпіричних формул є формула Колбрука-Уайта. Ця формула дозволяє знайти коефіцієнт гідравлічного опору (або коефіцієнт тертя) для повністю турбулентного потоку і враховує вплив відносної шорсткості внутрішньої поверхні труби та числа Рейнольдса. Формула має такий вигляд:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.28)$$

Теплообмін між потоком і стінками труби моделюється за допомогою числа Нуссельта, яке визначає інтенсивність теплопередачі:

$$Nu = \frac{\alpha_{gw} d_{\text{гидр}}}{\lambda_g} \quad (2.29)$$

Число Нуссельта (Nu) є важливим безрозмірним параметром у тепломасообміні, який характеризує ефективність конвективного переносу тепла порівняно з теплопровідністю. Число Нуссельта можна визначити за формулою:

$$Nu = \frac{d_{\text{гидр}}}{\lambda_g} \cdot \frac{0,019}{2} \cdot \rho \cdot u \cdot c_p \quad (2.30)$$

Для врахування впливу пульсацій потоку та вигинів труб на теплообмін між потоком і стінками труби, число Нуссельта доповнюється двома коефіцієнтами:

$$Nu = Nu \cdot F_p \cdot F_B \quad (2.31)$$

$$F_B = 1 + \frac{21}{Re^{0.14}} \cdot \frac{d_{\text{гидр}}}{d_B} \quad (2.32)$$

Ефективність турбокомпресора (ТКР) визначається на основі енергетичного балансу або першого закону термодинаміки. Потужність,

необхідна для приводу компресора, повинна дорівнювати потужності, що виробляється турбіною:

$$P_c = P_t \quad (2.33)$$

Потужність турбіни:

$$P_t = G_r \cdot \eta_m \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.34)$$

$$h_3 - h_4 = \eta_t \cdot c_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \pi_t^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2.35)$$

Потужність компресора:

$$P_k = G_b \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.36)$$

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{\eta_k} \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left[\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.37)$$

Початкові дані для термодинамічного аналізу:

Параметри та геометричні характеристики двигуна V8:

- Діаметр циліндра: $D = 120$ мм.
- Хід поршня: $S = 130$ мм.
- Ступінь стиснення: $\varepsilon = 17,9$.
- Ефективність охолодження наддувного повітря: $\eta = 92\%$.
- Вихрове число: 3.
- Номінальна потужність: $N_e = 440$ к.с. при частоті обертання колінчастого валу $n = 1900$ об/хв.
- Максимальний крутний момент: $M_e = 2100$ Н·м при частоті обертання колінчастого валу $M_{кр} = 1300$ об/хв.

Для створення точної розрахункової моделі робочого процесу двигуна V8 використовувалася детальна CAD-модель цього двигуна. Завдяки програмному забезпеченню AVL Boost, до моделі були імпортовані внутрішні об'єми всіх газодинамічних каналів, патрубків і колекторів, які попередньо були підготовлені та експортовані у форматі *STL*. Цей метод дозволив детально відтворити геометрію двигуна, що є вирішальним для точності газодинамічного аналізу та моделювання потоків робочого середовища.

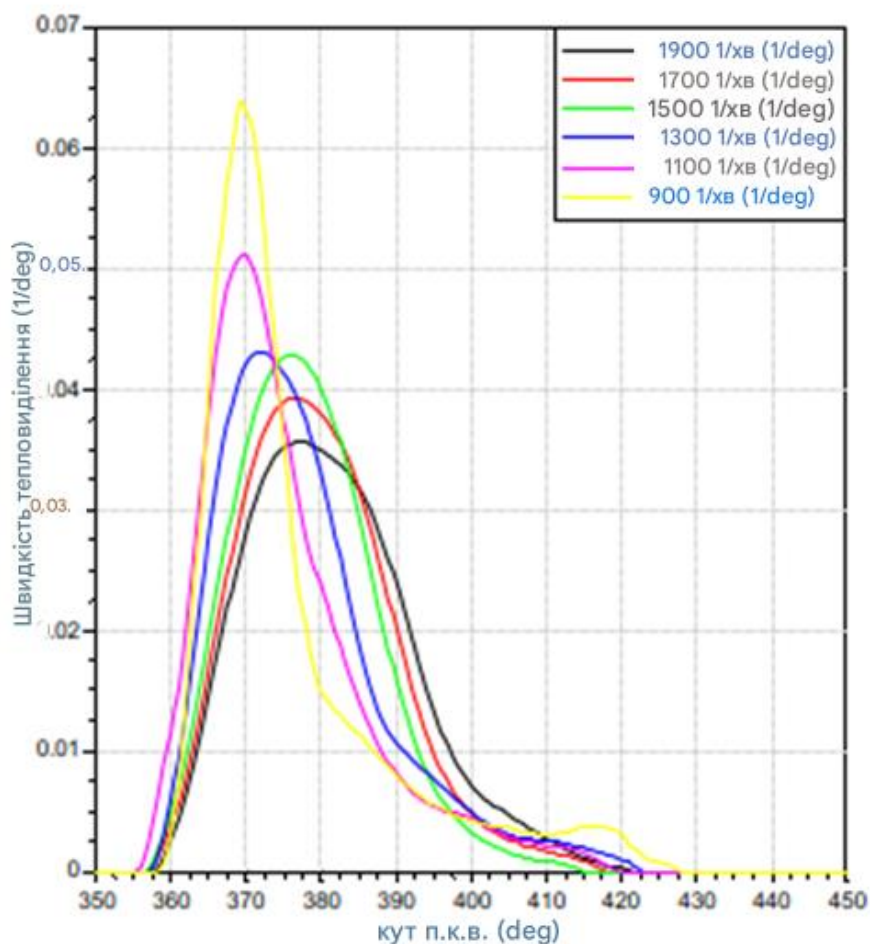


Рисунок 2.1 - Залежність швидкості тепловиділення від кута повороту колінчастого валу

Таблиця 2.1 містить фази газорозподілу для двигуна V8, включаючи основні параметри відкриття та закриття впускних і випускних клапанів, що є важливими для точного розрахунку робочого циклу двигуна.

Таблиця 2.1 - Фази газорозподілу двигуна V8

	Початок відкриття впускного клапана	Закриття впускного клапана	Початок відкриття випускного клапана	Закриття випускного клапана
Кут п.к.в.	307	619	73	421

Теплові зазори

Для проведення розрахунків були встановлені такі значення теплових зазорів:

- Для впускного клапана - 0,2 мм.
- Для випускного клапана - 0,3 мм.

На рисунку 2.2 представлено, як змінюється висота підйому клапанів двигуна V8 в залежності від кута обертання колінчастого валу, включаючи врахування теплових зазорів. Ця інформація критично важлива для точного моделювання процесів газообміну, адже теплові зазори впливають на момент і ступінь відкриття клапанів. Адекватне врахування теплових зазорів сприяє покращенню точності оцінки ефективності газообміну і, відповідно, допомагає оптимізувати робочі характеристики двигуна.

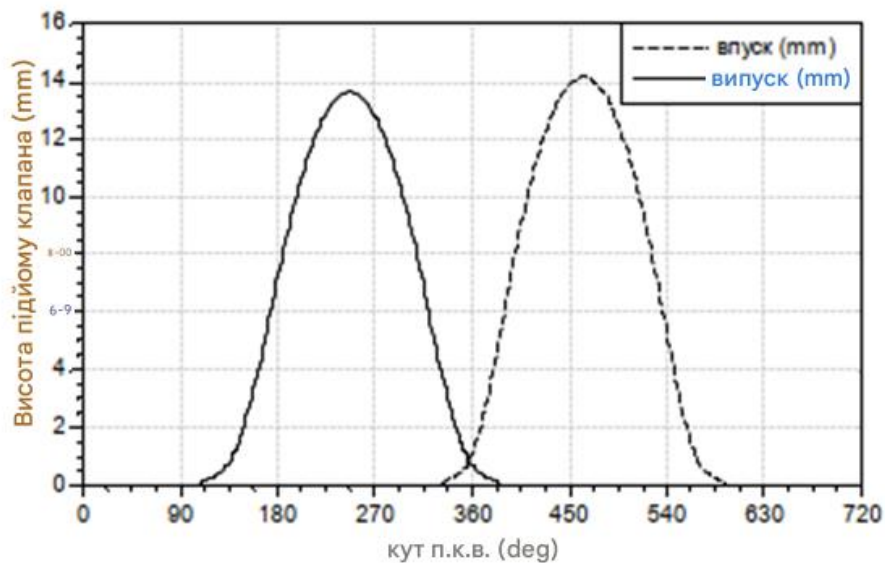


Рисунок 2.2 - Залежність висоти підйому клапанів з урахуванням теплових зазорів від кута повороту колінчастого валу двигуна V8

Характеристики каналів, отримані на безмоторному газодинамічному стенді НТЦ, наведені на рисунках 2.3 та 2.4.

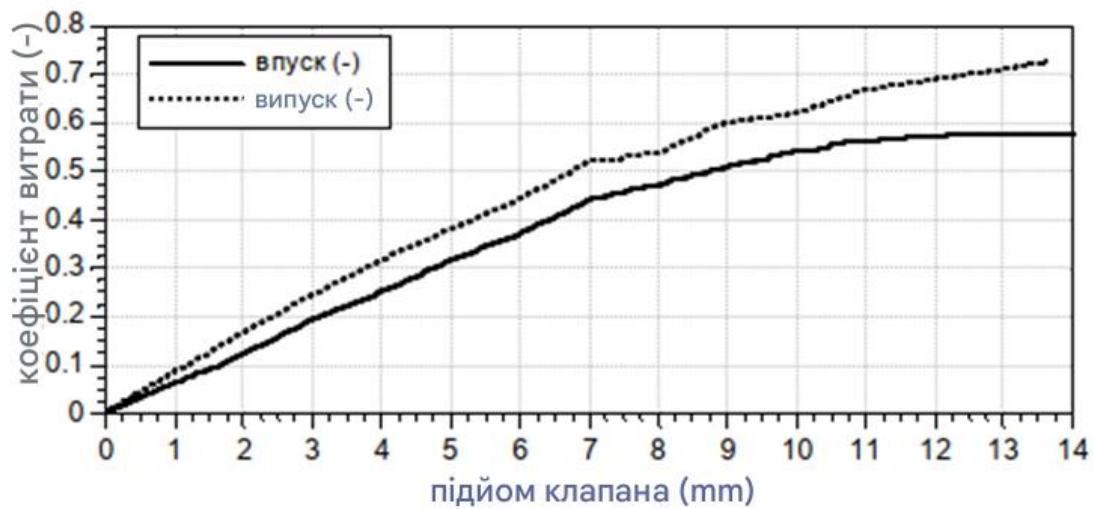


Рисунок 2.3 - Залежність коефіцієнта витрати від висоти підйому клапана

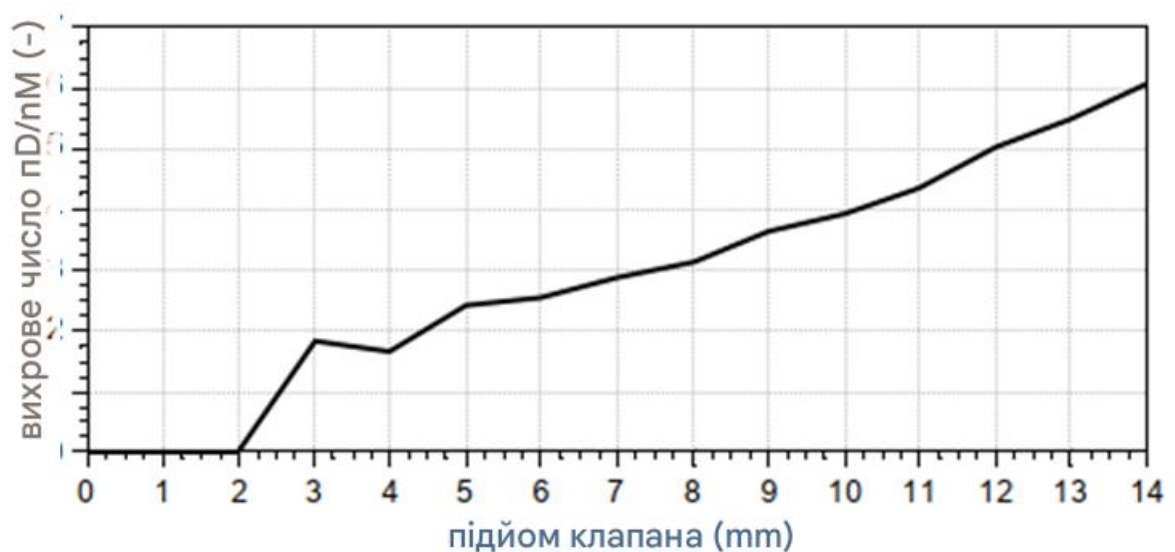


Рисунок 2.4 – Залежність вихрового числа впускного каналу від висоти підйому клапана

Залежність середнього тиску механічних втрат від обертання колінчастого валу показана на рисунку 2.5. Ця залежність критично важлива для оцінювання впливу швидкості обертання на механічні втрати, що дозволяє більш точно розрахувати продуктивність двигуна. Вона включає в себе розрахунок енергетичних затрат, необхідних для протидії внутрішньому

тертю та іншим механічним опорам у системі, забезпечуючи детальний аналіз ефективності двигуна при різноманітних умовах експлуатації.

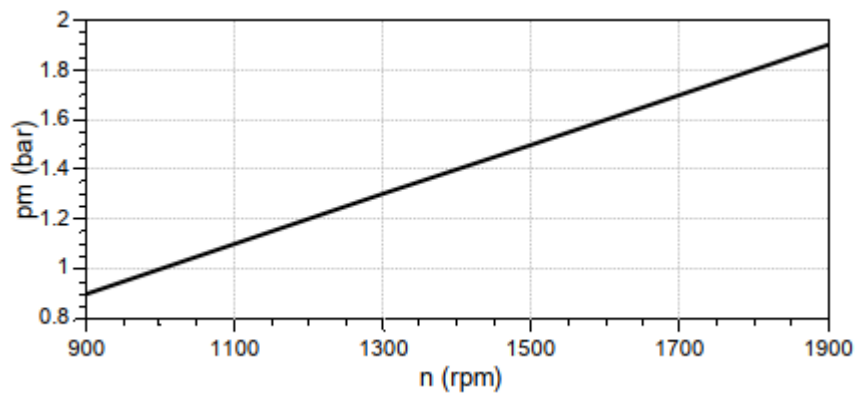


Рисунок 2.5 – Залежність середнього тиску механічних втрат від частотиобертання колінчастого валу

На рисунках 2.6-2.9 представлені характеристики ТКР BWTS S300.

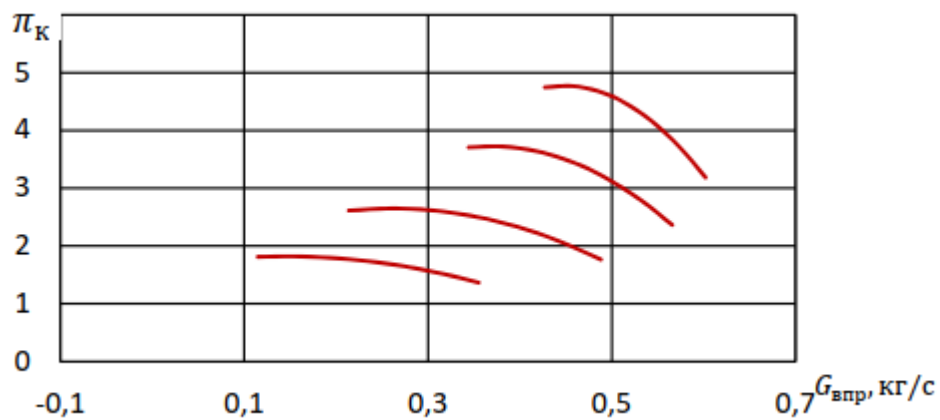


Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнта підвищення тиску від приведеної витрати повітря для компресора S300 091N71AF19X0ES

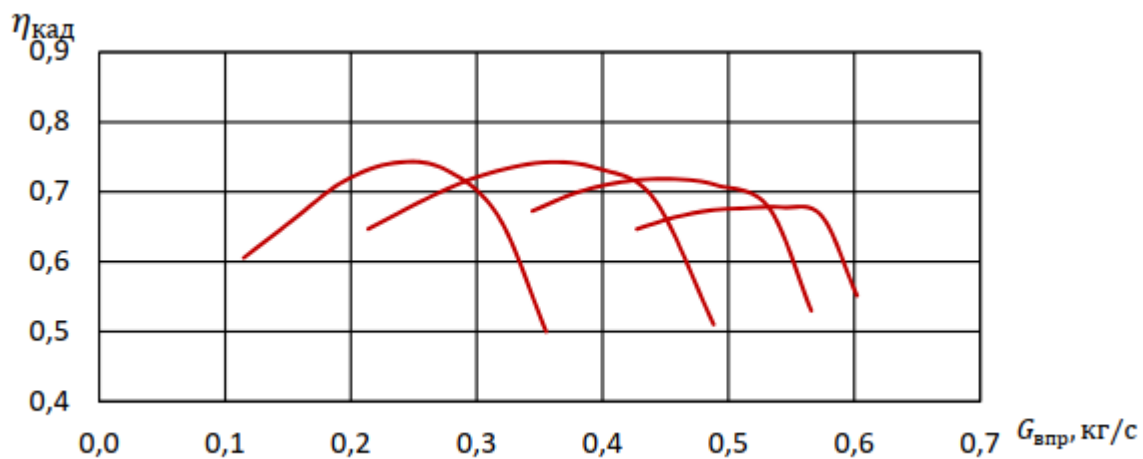


Рисунок 2.7 – Залежність максимальних ККД від приведеної витрати повітря для компресора S300 091N71AF19X0ES

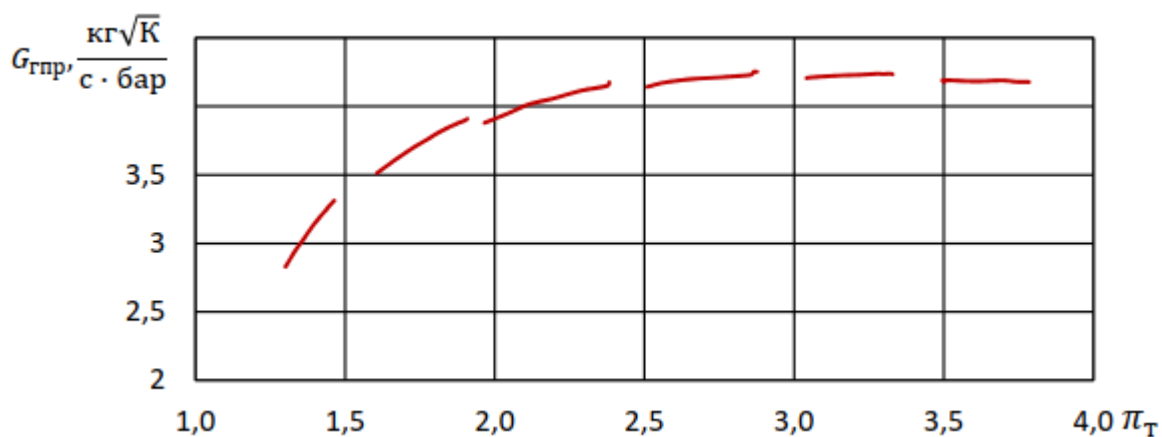


Рисунок 2.8 – Залежність наведеної витрати газу від рівня зниження тиску для турбіни S300 091N71AF19X0ES

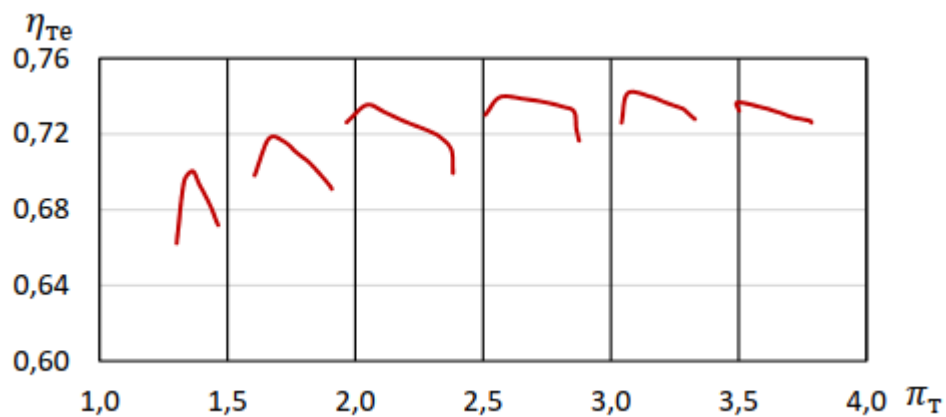


Рисунок 2.9 – Залежність максимального ККД від приведеної витрати газу для турбіни S300 091N71AF19X0ES

Базовий V-подібний двигун 8ЧН 12/13 був предметом створення і верифікації розрахункової моделі, виконаної за допомогою програмного забезпечення AVL Boost, на основі результатів експериментальних випробувань. Термодинамічна модель цього двигуна, яка детально відображена на рисунку 2.10, інкорпорує процеси вентиляції картерних газів (КГ). У моделі враховано, як КГ виходять з циліндрів через напрямні клапанів і циліндропоршневу групу (ЦПГ), а потім виводяться у атмосферу через відкриту систему вентиляції картера (СВК). Ця модель є критично важливим інструментом для аналізу різноманітних факторів, що впливають на робочі характеристики двигуна, і служить основою для подальшої оптимізації та покращення його ефективності.

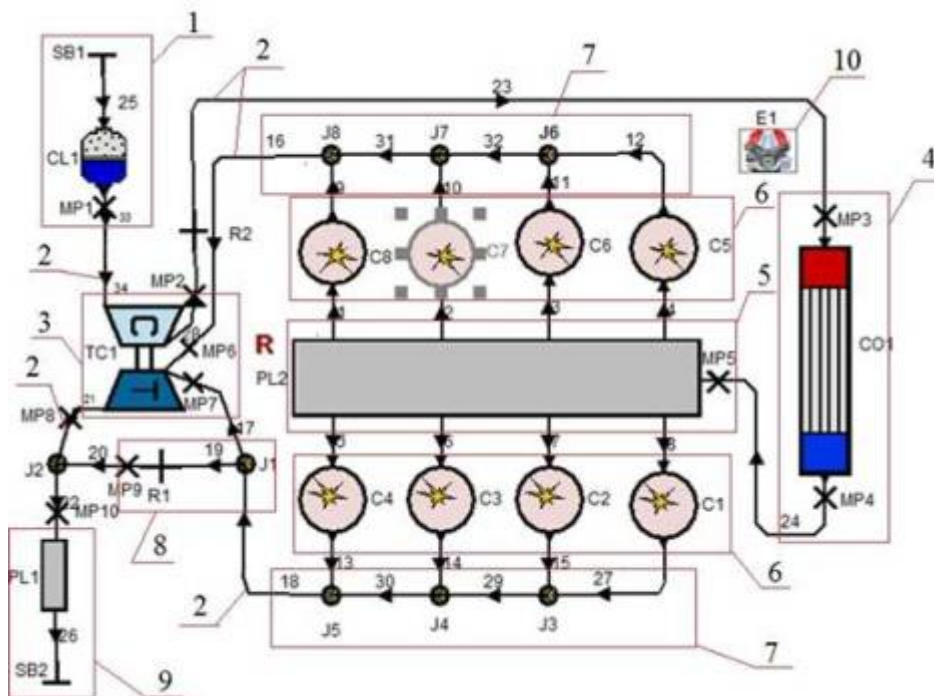


Рисунок 2.10 - Функціональна модель двигуна V8 з відкритою СВК: 1 - повітряний фільтр, 2 - трубопровід, 3 - ТКР; 4 - ОНП; 5 – впускний колектор; 6 – циліндри двигуна; 7 – випускні колектори; 8 – перепускний клапан ТКР; 9 – глушник

Для кожного режиму роботи двигуна V8 проведено налаштування зазору "поршень-гільза" (Effective Blow By Gap), що дозволило точно контролювати витрату картерних газів (КГ) і максимальний тиск згоряння у циліндрі pz. Зазор налаштовувався в діапазоні від 0,0009 до 0,01 мм, а його

середнє значення визначалося на основі випробувань семи нових V-подібних двигунів 8ЧН 12/13 з потужністю 440 к.с. Це забезпечило мінімізацію впливу різниць, що виникають через якість виробництва і монтаж окремих двигунів. Реальний геометричний зазор «поршень-гільза» для автомобільних дизелів у гарячому стані, згідно з даними експериментів, коливається від 0,04 до 0,08 мм. Тиск картерних газів у картері також використовувався як контрольний параметр для точної верифікації моделі.

Програмні інструменти для моделювання робочого процесу в 1D постановці дозволяють враховувати витік газів (BBV), але ці можливості майже не використовуються через великі відхилення між результатами моделювання та експериментальними даними, що можуть досягати 40–170%. В рамках даної роботи було проаналізовано вплив BBV на такі ефективні характеристики двигуна, як середня питома витрата палива, максимальний тиск згоряння в циліндрі, витрата повітря турбокомпресора, витрата КГ, максимальні температури циклу та інші.

Оскільки моделювання витоку газів у циліндрі є окремим завданням, що потребує розгляду внутрішньоциліндрових процесів у 3D постановці, дослідження BBV у рамках даної роботи не проводилося.

Таблиця 2.2. Вихідні дані щодо поршневого зазору і тиску картерних газів двигуна V8

Частота обертання колінчастого валу, n_e, XB^{-1}	Ефективний зазор КГ, мм	Атмосферний тиск, бар	Тиск КГ, бар
1900	0,0008	0,993	1,014
1800			
1700	0,0008	0,993	1,015
1600		0,992	1,014
1500			1,009
1400			1,007
1300			1,005
1200			1,004
1100			1,002
1000	0,0009		1,001
900	0,001		0,998

З таблиці 2.2 видно, що тиск картерних газів (КГ) в усіх робочих режимах двигуна перевищує атмосферний тиск, що свідчить про високу ефективність системи вентиляції картера (СВК) у забезпеченні належного тиску в картері. Це важливо для забезпечення коректної роботи ущільнень і загальної надійності двигуна. Крім того, порівняння розрахункових даних з експериментальними результатами щодо витрат картерних газів і максимального тиску згоряння в циліндрі, яке представлено в таблиці 2.3, дозволяє оцінити точність використовуваної моделі та її адекватність до реальних умов експлуатації.

Таблиця 2.3 - Значення витрати G_{KM} і максимального тиску згоряння p_z двигуна з відкритою СВК

Частота обертання колінчастого валу, n_e	Витрата КГ, G_{KM}		Похибка розрах
xv^{-1}	Випробування, мг/с	Розрахунок, мг/с	%
1900	5338,81	5304,96	0,63
1800	5396,50	5416,81	0,38
1700	5499,39	5507,01	0,14
1600	5567,39	5442,77	2,24
1500	5633,89	5608,70	0,45
1400	5652,31	5474,50	3,15
1300	5609,81	5476,00	2,39
1200	5272,81	5133,23	2,65
1100	4644,00	4690,81	1,01
1000	4072,11	4132,15	1,47
900	3446,89	3387,70	1,72

Максимальний тиск згоряння, p_z , бар			
1900	165,3	165,8	0,31
1800	160,5	161,2	0,42
1700	165,1	164,7	0,20
1600	164,8	163,2	0,97
1500	169,4	168,2	0,71
1400	174,2	171,1	1,81
1300	176,4	169,7	3,81
1200	176,0	172,0	2,27
1100	173,2	169,6	2,10
1000	133,2	139,5	4,68
900	111,2	116,0	4,29

Температура картерних газів (КГ) була задана як стала величина - 120 °С для всіх робочих режимів двигуна через брак точних експериментальних даних. Тиск КГ, який вимірювався в головці блоку циліндрів № 2, використовувався як ключовий параметр для перевірки точності розрахункової моделі, деталі якої зазначені в таблиці 2.4. Результати верифікації підтвердили, що модель адекватно відтворює робочі процеси двигуна V8 із максимальною похибкою до 5%, враховуючи прийняті припущення.

Таблиця 2.4 - Значення витрати і тиску КГ

$n_e, \text{хв}^{-1}$	Витрата КГ, л/хв	Тиск КГ (Абсолютний), мм. вод. ст.	Тиск КГ, мм. вод. ст.
1900	172,71	10727,71	214,62
1800	174,56	10727,71	214,62
1700	177,75	10737,91	221,48
1600	179,93	10707,32	221,48
1500	182,93	10686,92	172,48
1400	183,55	10666,53	172,48
1300	182,93	10646,13	134,26
1200	171,90	10625,74	134,26
1100	151,93	10605,34	96,04
1000	133,28	10584,95	96,04
900	113,03	10564,55	60,76

Порівняння результатів розрахункових досліджень і випробувань двигуна V8 представлено на малюнки 2.11-2.15.

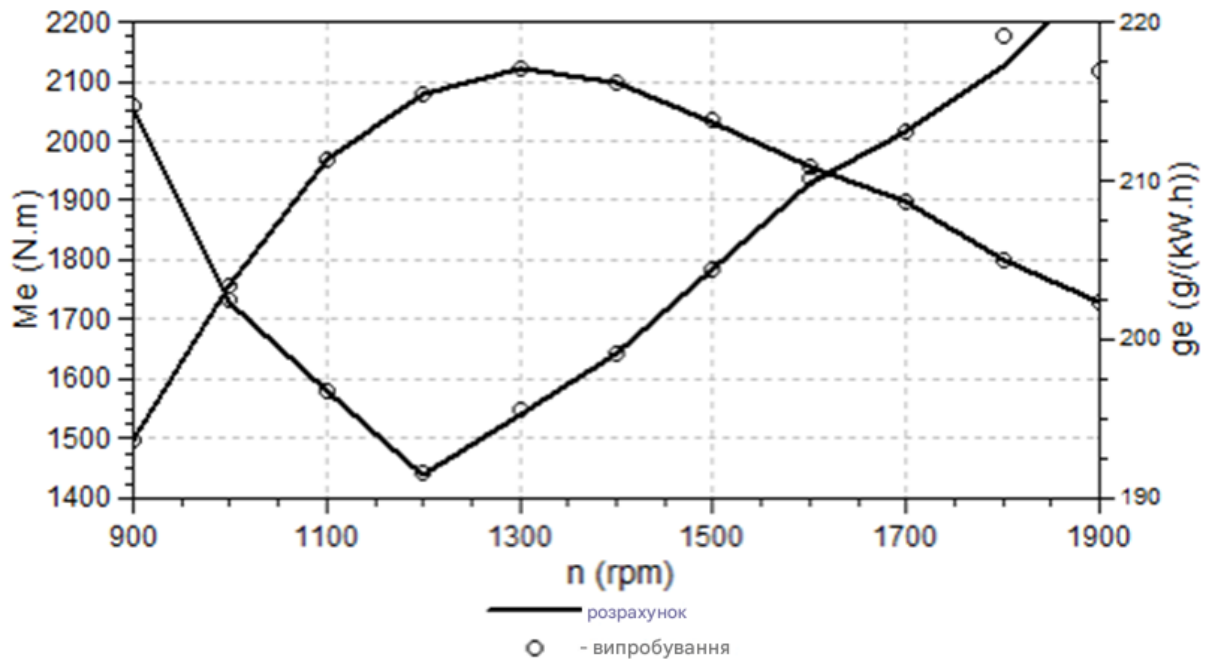


Рисунок 2.11 – Залежність ефективного крутного моменту M_e та питомої ефективного витрати палива g_e від частоти обертання колінчастого валу n

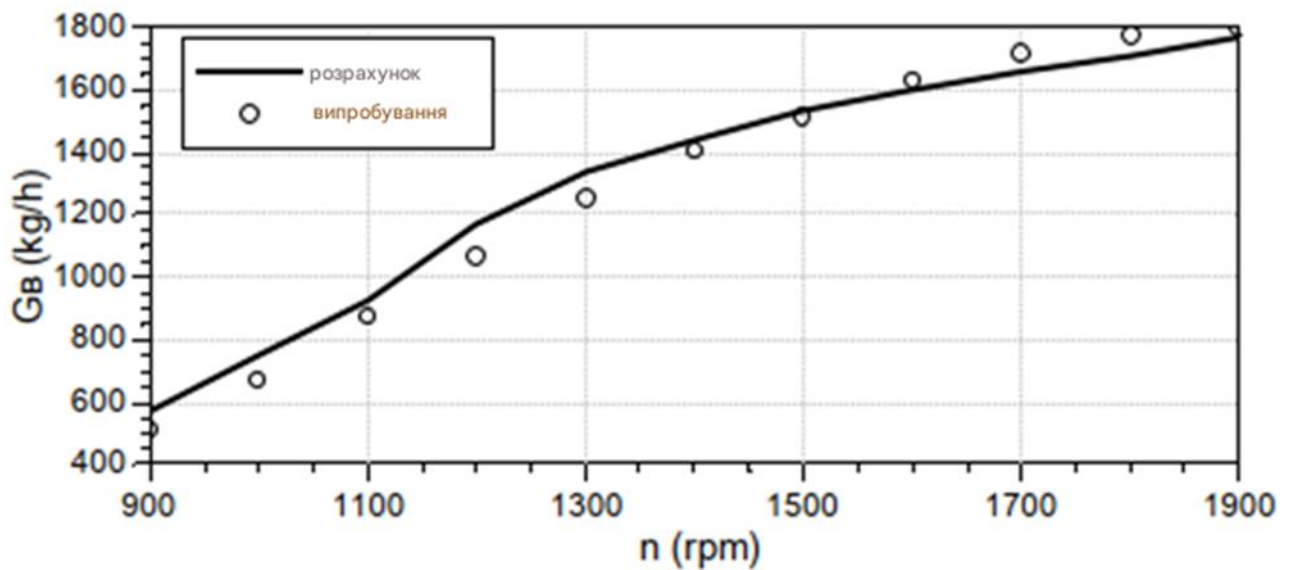


Рисунок 2.12 - Залежність витрати повітря G_v від частоти обертання колінчастого валу n

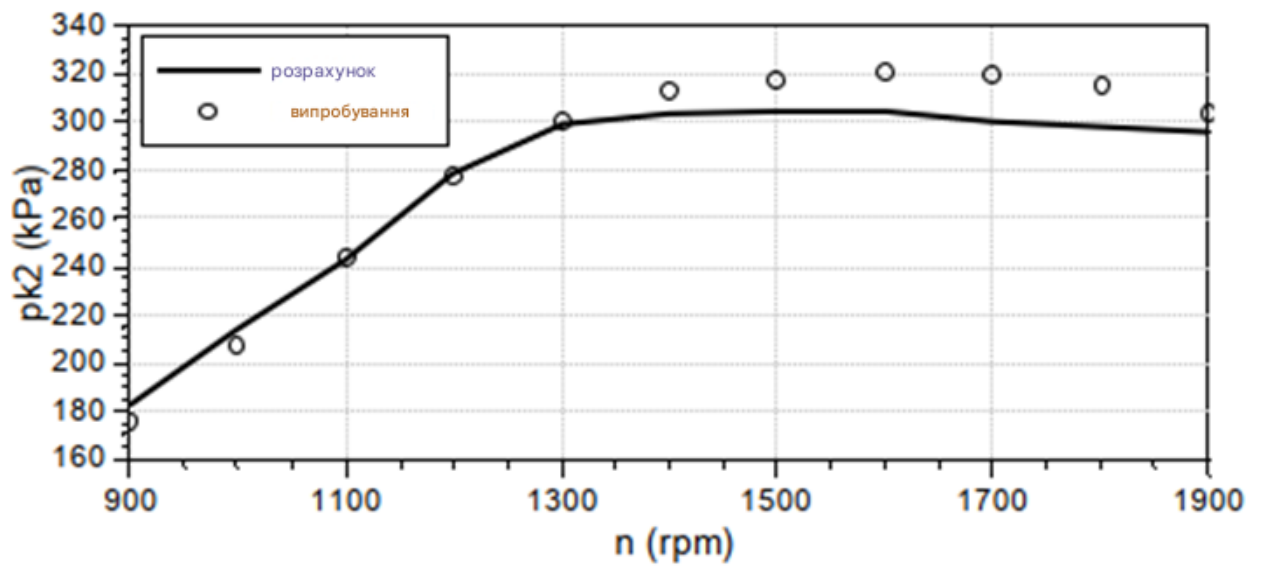


Рисунок 2.13 - Залежність тиску наддуву p_{k2} від частоти обертання колінчастого валу n

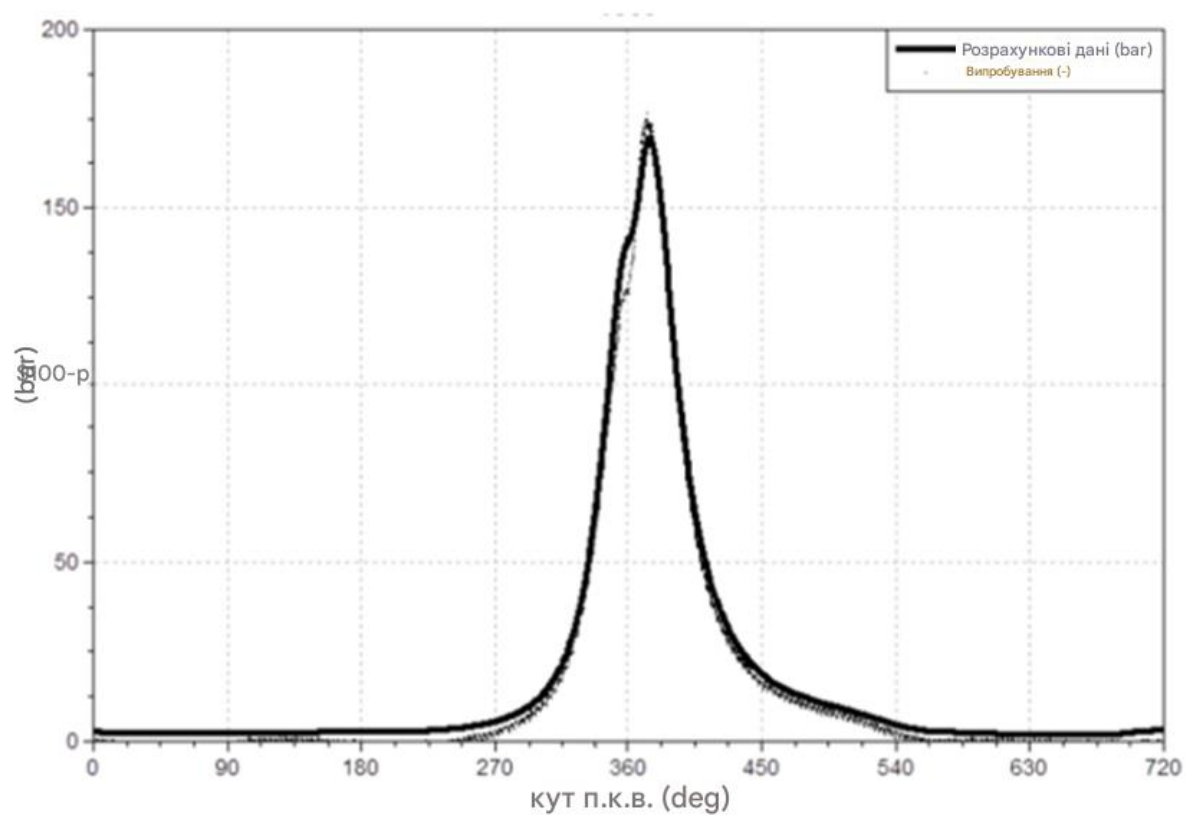


Рисунок 2.14 – Індикаторна діаграма двигуна V8 на номінальному режимі потужності ($n = 1900 \text{ хв}^{-1}$)

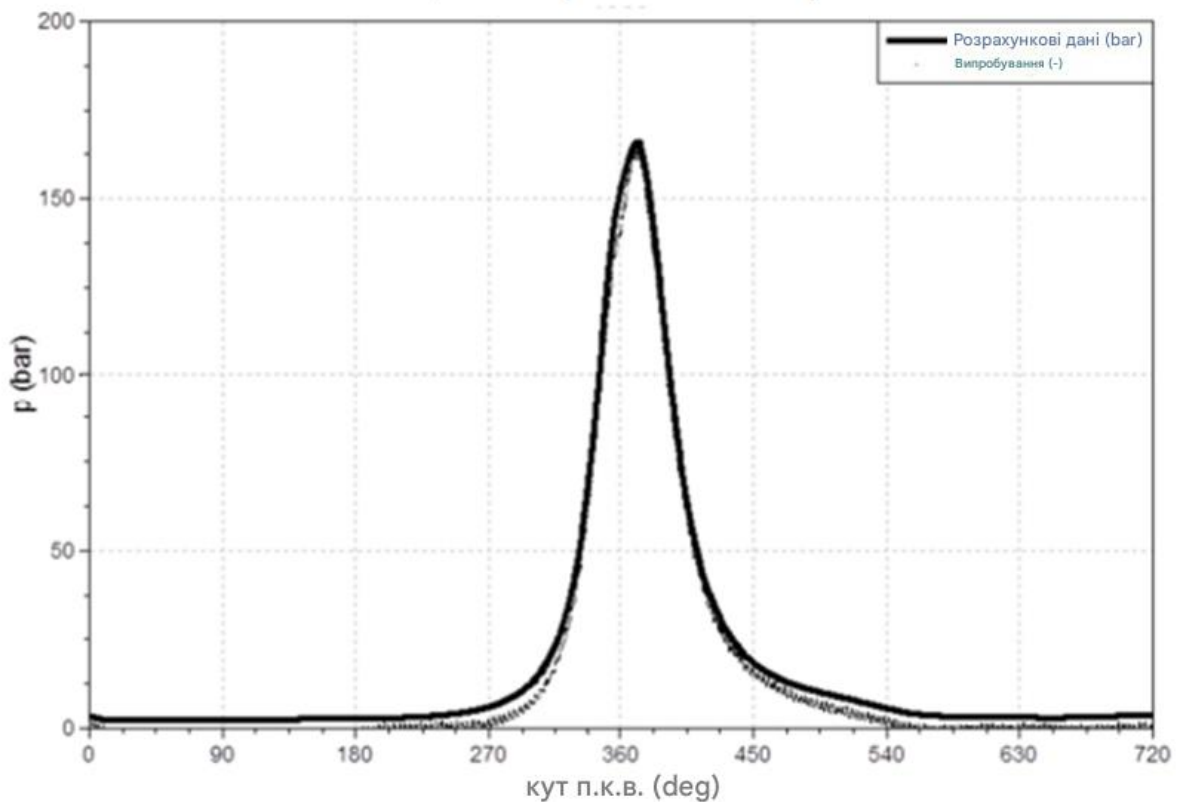


Рисунок 2.15 – Індикаторна діаграма двигуна V8 на максимальному режимі крутного моменту ($n = 1300 \text{ хв}^{-1}$)

2.2. Розробка термодинамічної моделі двигуна V8 із закритою СВК

Розрахункова модель двигуна V8 була адаптована для використання закритої системи вентиляції картера (СВК), як показано на рисунку 2.16. У модифікованій моделі не включено деякі компоненти з первісної версії (рисунок 2.16), зокрема елементи: позиція 1 (зворотне введення картерних газів до впускної системи) і позиція 2 (інтерпретатор формул).

Для керування рухом картерних газів через турбокомпресор до впускної системи було створено новий системний кордон (позиція 1 на

рисунку 2.16). Також, для коректної роботи зі змінним об'ємом картерних газів, обумовленим зміною робочого процесу двигуна, додано "Інтерпретатор формул" (позиція 2 на рисунку 2.16), який обчислює загальний об'єм картерних газів, що надходять від кожного циліндра, і направляє їх через закриту СВК назад у впускну систему.

На рисунку 2.16 представлено термодинамічну модель двигуна V8 із інтегрованою закритою СВК.

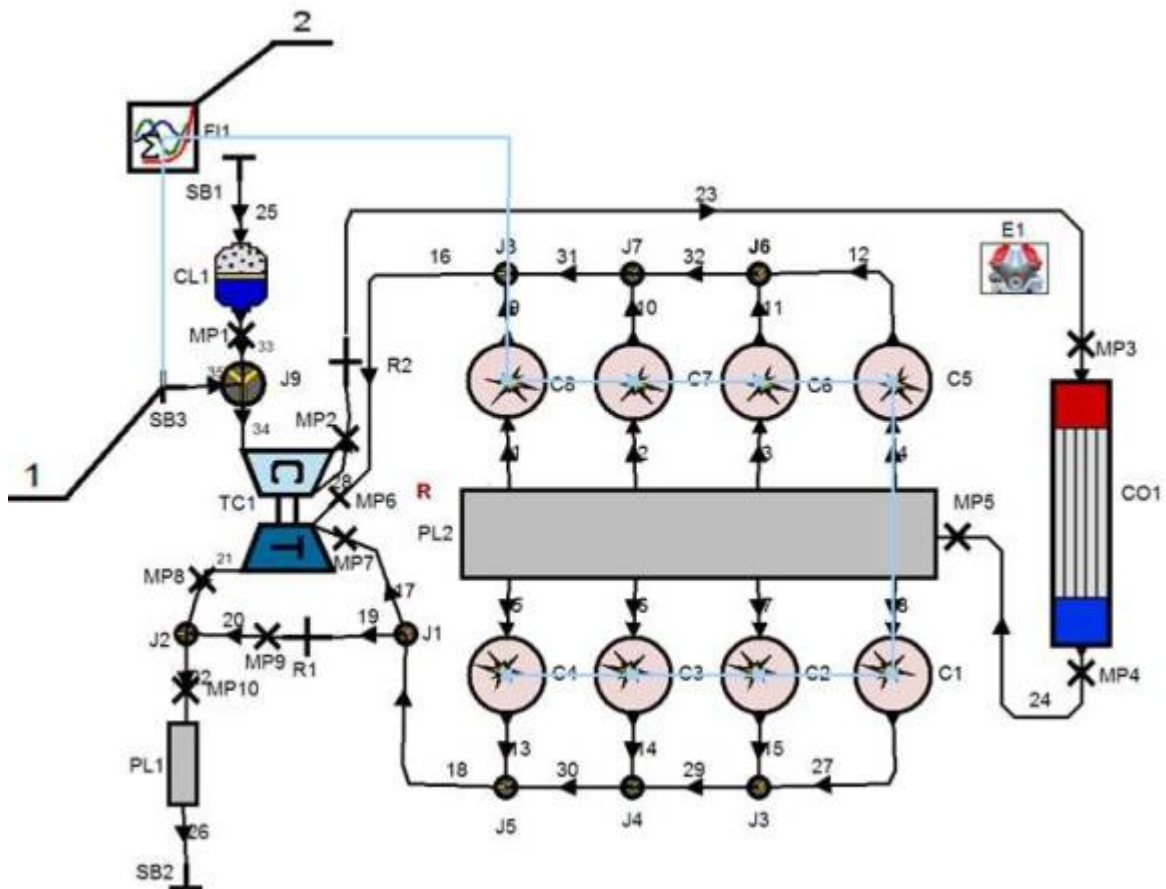


Рисунок 2.16 – Розрахункова модель двигуна V8 із закритою СВК: 1 - подання КГ; 2 - Елемент «Інтерпретатор формул»

Результати розрахункового аналізу двигуна V8 з відкритим і закритим вико- наповненням СВК представлені в таблиці 2.5-2.6 і на рисунку 2.17.

Таблиця 2.5 - Відношення витрати КГ до витрати повітря

Частота обертання колінчастого вала n , хв^{-1}	Відкрита СВК		Закрита СВК	
	Витрата повітря G_B , г/с	Витрата КМ G_{KM} , г/с	Витрата повітря G_B , г/с	Витрата КМ G_{KM} , г/с
1900	500,08	5,34	496,84	5,30
1800	490,01	5,40	486,67	5,42
1700	474,02	5,50	470,56	5,51
1600	447,95	5,57	444,46	5,44
1500	416,69	5,63	413,09	5,61
1400	381,21	5,65	377,86	5,47
1300	345,20	5,61	341,96	5,48
1200	297,47	5,27	294,33	5,13
1100	238,39	4,64	235,54	4,69
1000	177,95	4,07	175,33	4,13
900	129,18	3,45	126,59	3,39

Таблиця 2.6 містить ефективні показники роботи V-подібного двигуна 8ЧН 12/13 залежно від типу виконання СВК (відкритої або закритої). Показники включають витрати палива, витрати КГ, тиск у картері та інші параметри, що впливають на продуктивність і ефективність двигуна.

Таблиця 2.6 – Показники відкритої та закритої СВК

n_e , хв^{-1}	Відкрита СВК			Закрита СВК		
	g_e , г/кВт·год	p_z , бар	T_z , До	g_e , г/кВт·год	p_z , бар	T_z , До
1900	220,17	165,8	1929	220,27	165,7	1925
1800	218,09	161,2	1960	218,20	161,1	1927
1700	212,95	164,7	1958	213,06	164,6	1923
1600	208,78	163,2	1957	208,90	163,1	1930
1500	204,97	168,2	1970	205,10	168,1	1977
1400	201,79	171,1	1959	201,92	171,0	1980
1300	199,65	169,7	1963	199,76	169,6	2000
1200	200,23	172,0	1990	200,37	171,9	2048
1100	211,03	169,6	2048	211,30	169,5	2090
1000	219,11	139,5	2050	219,41	139,3	2077
900	229,18	116,0	2078	229,61	115,7	2063

Згідно з даними у таблиці 2.6, співвідношення між витратою картерних газів (КГ) і витратою повітря чи витратою відпрацьованих газів (ОГ) змінюється від 1% до 3%, в залежності від обертів колінчастого вала. Ці результати корелюють із висновками інших досліджень, зазначених у джерелах [3-11].

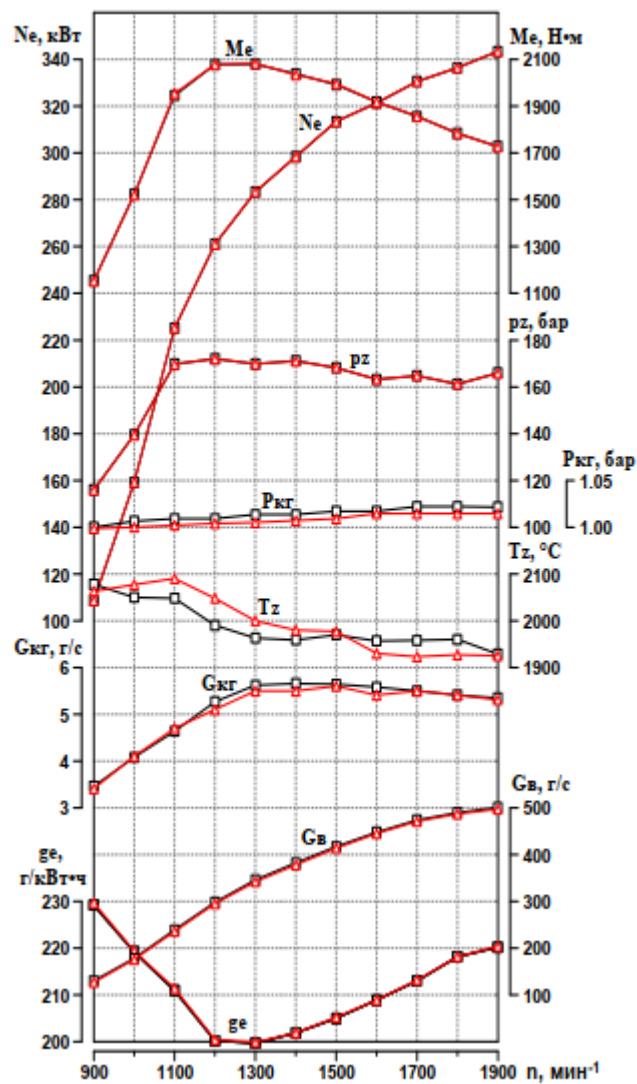


Рисунок 2.17 – Графічні залежності параметрів СВК

Аналіз показав, що під час роботи V-подібного двигуна V8 потужністю 440 к.с. на номінальному режимі ($n_e = 1900$ об/хв) витрата масла на годину становить близько 45 г/год (0,06% від витрати палива) при загальній витраті палива 75 кг/год. Відповідно до стандарту ISO 17536, викид масла через

систему вентиляції картера (СВК) не повинен перевищувати 0,3 г/год, що становить менше 1% від загальної витрати масла на чад і є незначним.

У подібних наукових роботах, представлені математичні моделі та програми для аналізу процесу газообміну в чотиритактному двоциліндровому дизельному двигуні, що працює з нерівномірним порядком фаз циліндрів і використовує закриту СВК. Ці моделі визначають оптимальні параметри повітря та картерних газів для їх рециркуляції в впускну систему. Результати досліджень вказують, що рециркуляція картерних газів має незначний вплив на основні ефективні показники і екологічні характеристики двигуна, зокрема:

- Зниження димності відпрацьованих газів приблизно на 4%;
- Зменшення викидів оксидів азоту до 6%;
- Пониження рівня оксиду вуглецю на 5%;
- Збільшення викидів вуглеводнів на 5%.

Термодинамічне моделювання також підтверджує, що впровадження картерних газів назад у впускну систему не впливає значно на робочий процес двигуна. Це підтверджує доцільність використання закритої СВК при розробці нових чи модернізації існуючих високофорсованих дизелів, що сприяє зменшенню негативного впливу картерних газів на довкілля.

Аналіз результатів термодинамічного моделювання:

1) Створення та підтвердження моделі: Термодинамічна модель двигуна V8 з відкритою СВК була успішно розроблена та верифікована, що дозволило врахувати витрати картерних газів для кожного режиму роботи. Відхилення від експериментальних даних не перевищує 5% за ключовими характеристиками, такими як номінальна потужність, максимальний крутний момент, питома витрата палива, та максимальний тиск згоряння.

2) Вплив системи вентиляції картера: Тип СВК (відкрита чи закрита) має обмежений вплив на роботу високофорсованих двигунів V8 8ЧН 12/13:

- Рециркуляція картерних газів у впускну систему злегка знижує паливну ефективність, особливо при низьких обертах, де різниця в споживанні палива може досягати 0,4 г/кВт·год на частоті 900 об/хв.

- Рециркуляція картерних газів також знижує максимальний тиск згоряння на 0,3%, що викликано зменшенням об'єму свіжого заряду.

- Частка масла, що потрапляє у чад згідно з ISO 17536, становить менше 1%.

- Відношення витрати картерних газів до загальної витрати повітря або відпрацьованих газів не перевищує 3%.

3) Переваги закритої СВК: Застосування закритої системи вентиляції картера ефективно запобігає викиду картерних газів у атмосферу, тим самим знижуючи екологічний вплив без значної зміни робочих характеристик двигуна.

2.3. Аналіз теплового стану і ПДВ поршня та гільзи циліндрів

Для аналізу конструкції циліндрових гільз та поршнів у високофорсованих дизельних двигунах автомобілів, а також для встановлення межових умов для розрахунків можливості прориву картерних газів у гарячому стані, було проведено тепловий аналіз та оцінено ПДВ (поля деформацій і витрат) поршнів і гільз з різними геометричними параметрами. Зазори між циліндровою гільзою та поршнем у двигунах V-подібного типу «» 8ЧН 12/13 у неробочому (холодному) стані демонструються на рисунку 2.18.

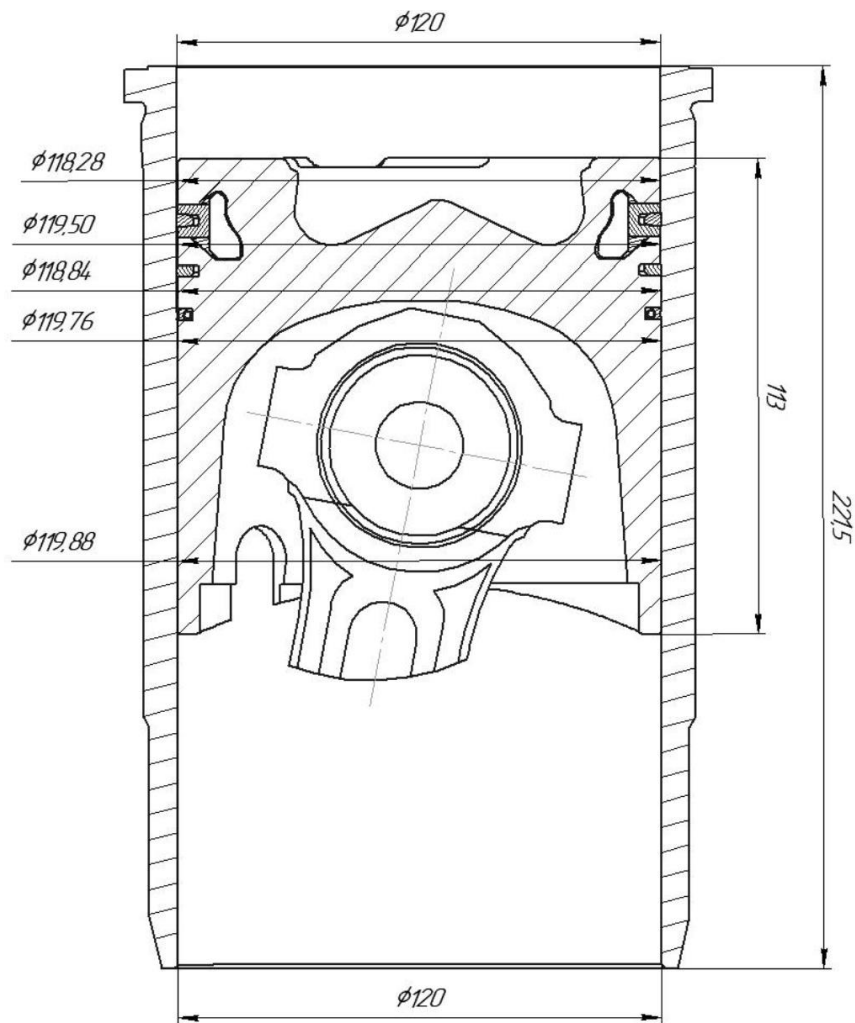


Рисунок 2.18 - Розміри між гільзою циліндрів і поршнем в холодному стані

У V-подібних двигунах 8ЧН 12/13 використовуються гільзи циліндрів «мокрого» типу з верхнім розташуванням опорного бурта. Стабільність положення гільзи в блоці циліндрів гарантується наявністю двох напрямних поясів: верхній пояс розташований безпосередньо під буртом, а нижній виконаний із західним конусом. Робоча поверхня гільзи обробляється із допуском у $+0,021$ мм, що дозволяє виготовляти гільзи однакової геометрії без потреби у класифікації по розмірних групах. Заключний етап механічної обробки передбачає нанесення хонованої сітки на робочу поверхню, що забезпечує зниження ризику задирів і зносу, з витратою масла на чад до 0,06% від загальної витрати палива. При цьому, вибір якісних матеріалів і

стабільність фізико-механічних характеристик є ключовими для забезпечення надійності гільз.

Таблиця 2.7 - Хімічний склад гільзи циліндрів V-подібних двигунів

Вміст елементів в %									
<i>C</i>	<i>S</i>	<i>P</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>	<i>Cr</i>	<i>Ni</i>	<i>Cu</i>	<i>B</i>	<i>Mo</i>
3,2- 3,6	≤0,12	0,2- 0,4	2,0- 2,6	0,6- 1,0	0,1- 0,4	≤0,12	0,3- 0,5	0,03- 0,12	0,3- 0,5

Твердість матеріалу лиття може бути контрольованою в діапазоні 241–285 НВ, застосовуючи охолоджувані облицювальні форми або метод відцентрового лиття. Розрахункові аналізи були виконані за допомогою програми ANSYS, як вказано в джерелі [1]. На графіку, представленому на рисунку 2.19, ілюструється зміна діаметра робочої поверхні загартованої гільзи циліндрів, виготовленої зі стандартного сірого чавуну (без легування чи штучного старіння), відповідно до її нагрівання до різних температур.

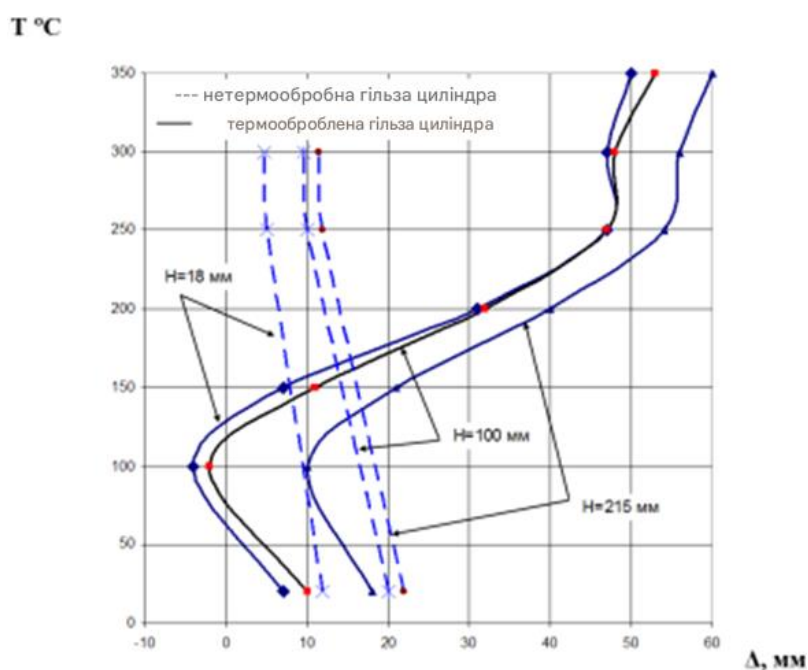


Рисунок 2.19 – Зміна діаметра робочої поверхні об'ємно загартованої та нетермообробленої гільзи циліндрів залежно від температури нагрівання

На основі даних термічного аналізу було зазначено, що діаметр робочої поверхні гільзи змінюється від -0.050 мм до $+0.050$ мм залежно від температури, стабілізуючись при 250 °C. Це вказує на значні внутрішні напруження, спричинені механічною обробкою деталей з необробленого сірого чавуну.

З метою оцінювання можливих деформацій гільз циліндрів під впливом механічних навантажень під час роботи поршня, були проведені розрахунки за допомогою 3D-моделей. Розглянуті такі варіанти гільз:

- Варіант 1: стандартна гільза виготовлена з чавуну з вермікулярним графітом (ЧВГ), який забезпечує вищі міцнісні характеристики.

- Варіант 2: гільза з збільшеним верхнім напрямним поясом і стінками однакової товщини на всю висоту, виготовлена зі спеціального сірого чавуну без термообробки.

- Варіант 3: блок циліндрів із зменшеним діаметром нижнього напрямного поясу для мінімізації зазору між гільзою і блоком, що допомагає зменшити деформацію гільзи.

Було створено 3D-моделі всіх варіантів гільз і проведено розрахунки бічних зусиль від поршня на гільзу циліндра. Варіант 1 детально проаналізовано на полі деформацій та витрат з урахуванням базування та точок прикладання навантажень.

Моделювання гільз було здійснено у програмі UG NX, після чого моделі були імпортовані в ANSYS для проведення кінцево-елементного аналізу, використовуючи розподіл бічних сил поршня, який було обрано на підставі п'яти ключових точок відповідно до графіка їх зміни залежно від кута повороту колінчастого валу.

Генерація кінцево-елементної сітки та вибір форм елементів були виконані в автоматичному режимі. Деякі моделі включали до 35 тисяч елементів і приблизно 59 тисяч вузлів.

Основним параметром для аналізу було вибрано радіальну деформацію. На основі отриманих даних про деформації були створені

поверхні рівних рівнів деформацій та графіки, які показують зміну діаметра робочої поверхні гільзи у різних площинах вздовж її висоти.

На рисунку 2.20 представлена залежність бічної сили, яку поршень виявляє на гільзу циліндра протягом повного робочого циклу (720° обертання кривошипно-шатунного механізму). Розділи графіка, розташовані по обидва боки від осі абсцис, демонструють зміну напрямку бічної сили. Точки, де графік перетинає ось абсцис, вказують на моменти зміни напрямку зусилля та переміщення поршня. Загальна кількість таких перетинів на графіку становить шість.

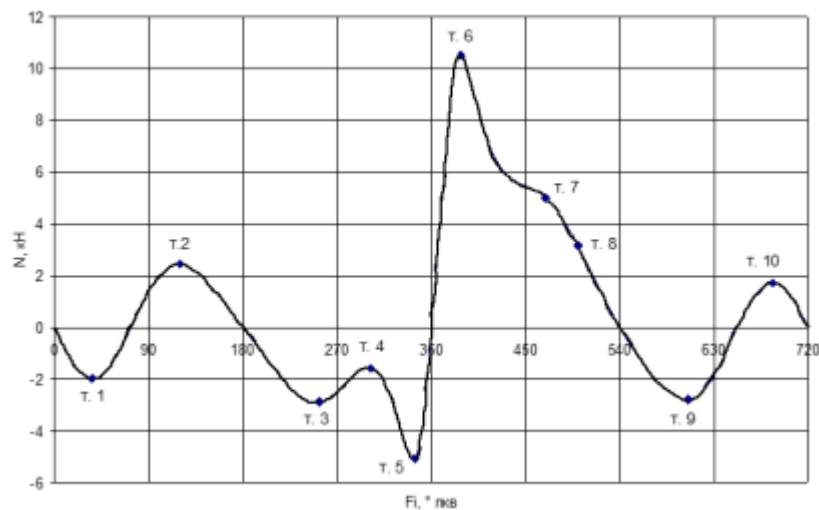


Рисунок 2.20 – Залежність зміни бічної сили по куті повороту колінчастого валу при частоті обертання 1900 хв^{-1}

Максимальна сила спостерігається, коли поршень досягає верхньої мертвої точки (при 388° обертанні кривошипного валу) і становить 10,5 кН.

Для оцінки ефективності конструктивних змін у дослідних варіантах, розрахунки деформацій були зосереджені на тактах робочого ходу та випуску, адже саме в ці періоди навантаження на гільзи через перекладки поршня найбільші.

На рисунку 2.21 відображено розподіл точок, які ілюструють зміну бічної сили вздовж гільзи циліндра.

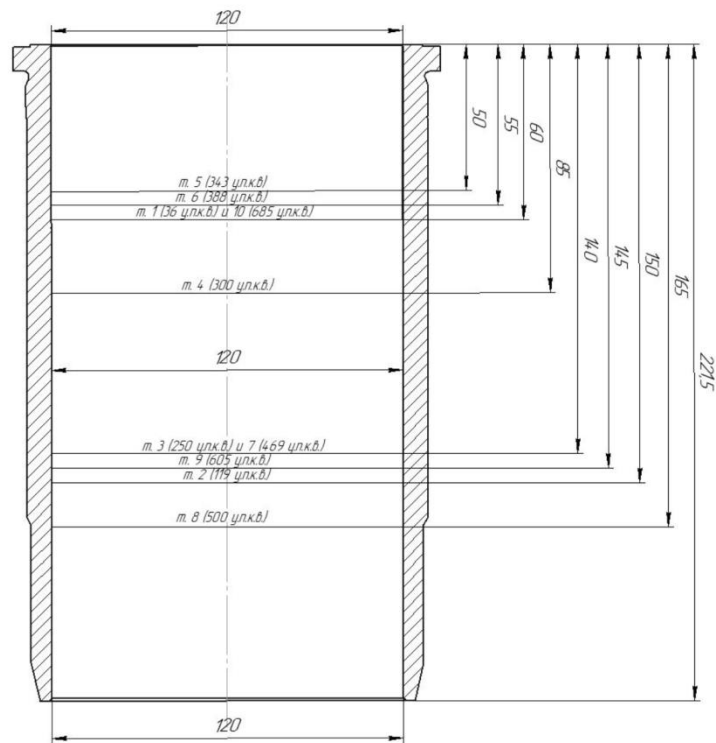


Рисунок 2.21 – Розподіл точок залежності зміни бічної сили по гільзі
циліндра

У розрахунковій моделі ПДВ (поля деформацій і витрат) гільзи циліндра використовується схема, за якою опорний бурт закріплюється між блоком двигуна і головкою циліндра без монтажних зазорів на верхній та нижній опорах. Бічне зусилля на гільзу визначається з урахуванням газових та інерційних сил від зворотно-поступального руху деталей і перекладається через середину бурта. Вплив сил від поршневих і ущільнювальних кілець у цьому аналізі ігнорується. Кінцево-елементна модель гільзи циліндрів демонструється на рисунку 2.22.



Рисунок 2.22 – Кінцево-елементна модель гільзи циліндрів (варіант 1)

На рисунку 2.23 представлені графіки сумарної зміни форми гільзи циліндра (варіант 1) під час робочого ходу поршня і такту випуску.

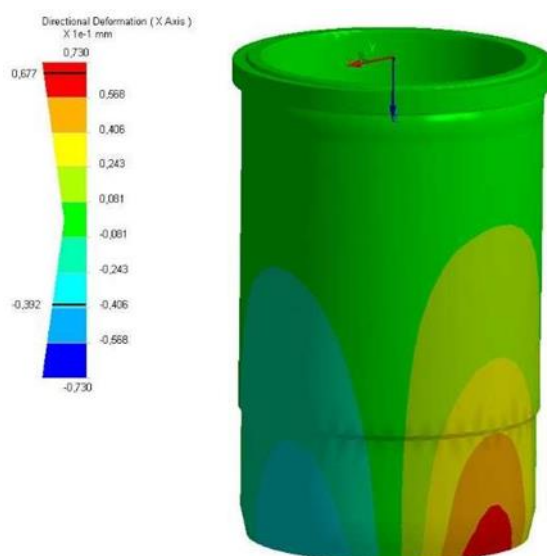


Рисунок 2.23 – Деформація гільзи циліндра (варіант 1) під дією бічної сили (точка D), прикладеної до ділянки поверхні на відстані 163 мм від верхнього торця на такті стиснення при 500°

На рисунку 2.24 представлено дані про деформований стан гільзи циліндрів (варіант 1) у різних положеннях поршня: у верхній мертвій точці, середньому положенні та в нижній мертвій точці. При цьому враховано дію зтяжки, температуру, тиск згоряння та бічну силу поршня.

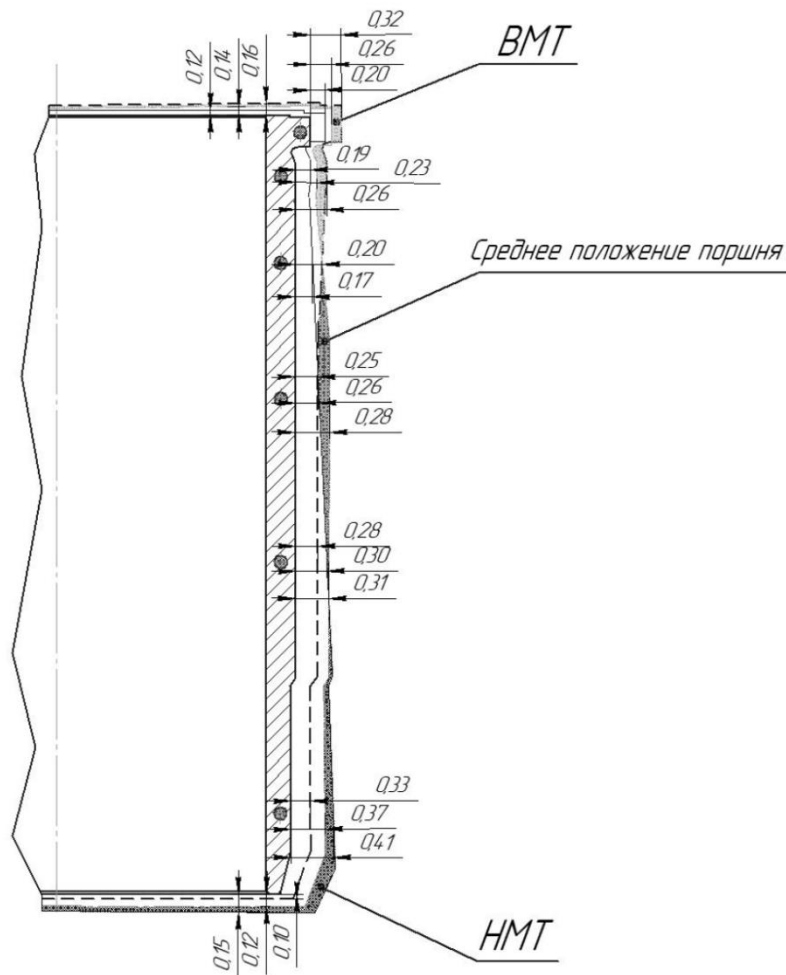


Рисунок 2.24 – Максимальні значення деформації гільзи циліндрів

Тривимірні аналізи різних конструкцій гільз циліндрів підтвердили, що посилення міцності матеріалу гільзи, збільшення її товщини стінок і зменшення зазору з блоком двигуна суттєво знижують деформації під час роботи двигуна:

1. Збільшення модуля пружності матеріалу гільзи за рахунок використання чавуну з вермикулярним графітом замість традиційного сірого чавуну дозволяє зменшити деформацію гільзи на 30%.

2. Підвищення товщини стінок гільзи циліндрів до розмірів верхнього напрямного поясу також знижує деформацію на 30%.

3. Встановлення гільзи у блок двигуна без зазору по нижньому напрямному поясу знижує деформацію в середній частині на 60%, а в нижній частині майже повністю усуває деформацію.

Експерименти проводилися на V-подібному двигуні 8ЧН 12/13 з поршнями з алюмінієвого сплаву, оснащеними порожнинним охолодженням та центральною камерою згоряння на випробувальному майданчику. Установка поршнів з хромель-алюмінієвими термopаpами дозволила точно виміряти температуру в другому циліндрі, з охолоджувальною рідиною та маслом підтримуваними на строго контрольованих температурах. Температури охолоджувальної рідини та масла, згідно з технічними нормами, не перевищували 105 °С, а ключові температурні параметри були представлені в таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 - Температури поршня в характерних точках, °С

Місце виміру	Поршень циліндра №2
Кромка КС	295-310
Вставка під перше компресійне кільце	255-270
Вставка під друге компресійне кільце	175-185
Вставка під маслознімне кільце	175-180

Температура охолоджувальної рідини має значний вплив на температуру елементів циліндро - поршневої групи (ЦПГ) двигуна з серії «» 740 в номінальних умовах експлуатації. Зокрема, кожне збільшення температури охолоджувальної рідини на 10 °С призводить до наступного підвищення температур поршня:

- у районі верхньої канавки на 5–6 °С;

- на кромці камери згоряння на 7–8 °C.

Термоміцнісний аналіз поршня

Для аналізу були розроблені 3D-моделі поршнів трьох різних конструкцій:

- Варіант 1 – поршень виготовлений з алюмінієвого сплаву, оснащений струминним охолодженням.

- Варіант 2 – поршень з алюмінієвого сплаву, має порожнинне охолодження і зміщену камеру згоряння.

- Варіант 3 – поршень з алюмінієвого сплаву з порожнинним охолодженням і центрально розташованою камерою згоряння.

Моделі поршнів були створені за допомогою програми параметричного моделювання UG NX та проаналізовані в програмі ANSYS для проведення кінцево-елементного аналізу, результати якого представлено на рисунку 2.25.



Рисунок 2.25 – Загальний вигляд поршня в програмному забезпеченні
UG NX

Для оптимізації часу обчислень та зменшення часу використання обчислювальних ресурсів у кожному з розрахункових сценаріїв було вирішено не включати поршневий палець до розрахункової моделі під час аналізу динаміки поршня. Замість цього, було застосовано обмеження руху поршня: у верхній частині отвору під поршневий палець на дузі 120°

моделювалася підтримка поршня уздовж вертикальної осі Z (без урахування тертя) та дозволявся вільний рух уздовж інших осей. Крім того, було програмно виключено можливість обертання поршня навколо осі пальця ($Y = 0^\circ$).

Розрахунки були інтегровані таким чином, що результати теплового аналізу поршня використовувалися як вхідні дані для навантажень у чисельному аналізі деформацій і витрат (ПДВ) деталі. Моделювання впливу силового навантаження включало механічний тиск газів та інерційну силу, прикладену до поршня ($j = 1,63 \times 10^6 \text{ мм/с}^2$), тоді як термічне навантаження визначалося через коефіцієнт тепловіддачі та температуру навколишнього середовища на різних ділянках поверхні поршня, як показано в таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – Теплові граничні умови

Область поршня	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м ² °C	Температура середовища
Поверхня вогневого днища	800	800
Вогнева перемичка (зазор вище верхнього кільця)	600	200
Верхня і торцева поверхня першої поршневої канавки	600	190
Нижня поверхня першої поршневої канавки	10000	190
Поверхня між першим і другим кільцем	600	180
Верхня і торцева поверхня другої поршневої канавки	600	180
Нижня поверхня другої поршневої канавки	4000	180
Поверхня між другим і третім кільцем	600	170
Верхня і торцева поверхня канавки під маслоснімне кільце	600	160
Нижня поверхня канавки під маслоснімне кільце	600	140
Зовнішня поверхня спідниці поршня	600	110
Підднищова поверхня поршня і порожнина охолодження форсункою	2000	90
Інші поверхні поршня	600	90

Генерація кінцево-елементної сітки і вибір форми елементів проводилися автоматично, з максимальним розміром елемента встановленим на 4 мм. Кількість елементів у моделі варіювалася від 200 до 230 тисяч в залежності від геометричних особливостей поршня, а кількість вузлів коливалася від 285 до 350 тисяч (див. рисунок 2.26).

Для оцінки ефективності моделі використовувалися наступні параметри: температура в градусах Цельсія; загальна деформація (переміщення) у міліметрах; еквівалентні напруги за критерієм Мізеса у мегапаскалях; коефіцієнт запасу міцності, який для забезпечення належної роботи деталі повинен складати не менше 1.

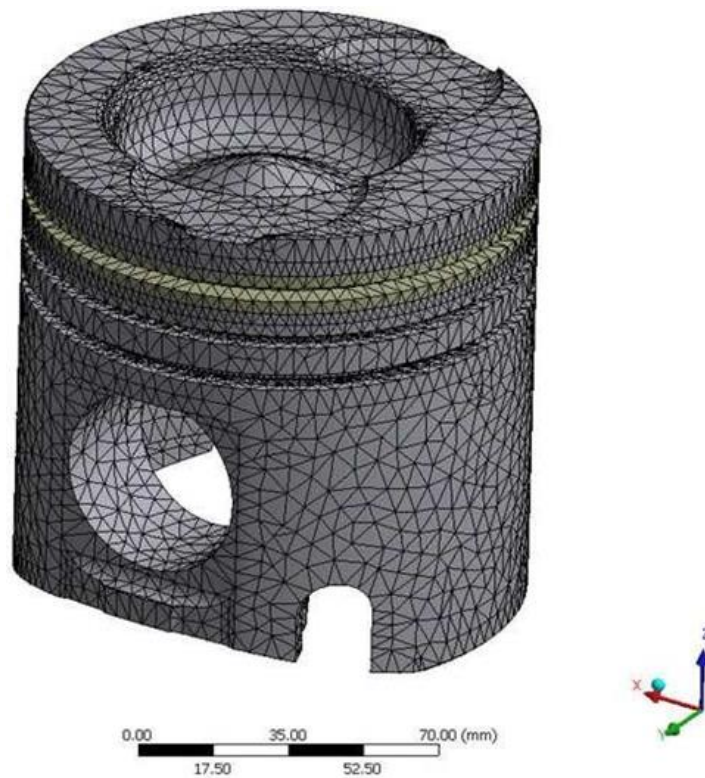


Рисунок 2.26 – Кінцево-елементна модель поршня

Результати досліджень (на прикладі поршня варіанту 2) показали, що найбільша температура на кромці камери згоряння становить 309°C, а мінімальна – 115°C (рисунок 2.27).

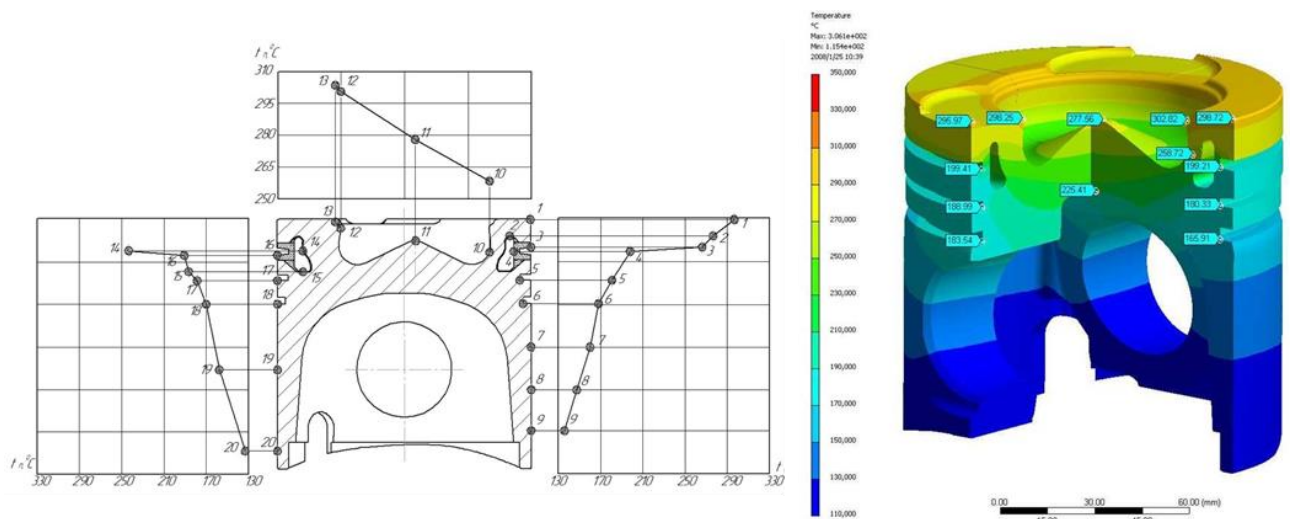


Рисунок 2.27 – Розподіл температурних полів поршня (варіант 2)

У таблиці 2.10 наведено дані, що порівнюють результати теплового розрахунку поршня циліндра варіанту 2 із результатами термометрування.

Таблиця 2.10 – Розподіл температур (°C) за основними точками поршня, при номінальній частоті обертання колінчастого вала ($n_{\text{НОМ}} = 1900 \text{ хв}^{-1}$; t охолоджувальної рідини = 90 °C).

Найменування	Номер точки на рис. 69												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Випробування	303	286	266	207	190	172	160	141	129	263	282	307	310
Розрахунки	299	281	262	201	180	166	152	133	128	260	278	303	300
Відхилення, %	1,3	1,7	1,5	3,0	5,3	3,5	5	5,7	0,8	1,1	1,4	1,3	1,0

Розбіжності між показниками температур, отриманими від термометрування, та даними теплового аналізу поршня (варіант 2) не перевищують 6%. Встановлено, що поршень варіанту 2 має найнижчі показники деформації. Найвищі значення деформацій зафіксовано на зовнішньому діаметрі днища поршня, що відображено на рисунку 2.28:

- уздовж осі поршневого пальця – 0,22 мм;
- перпендикулярно до осі поршневого пальця – 0,32 мм.

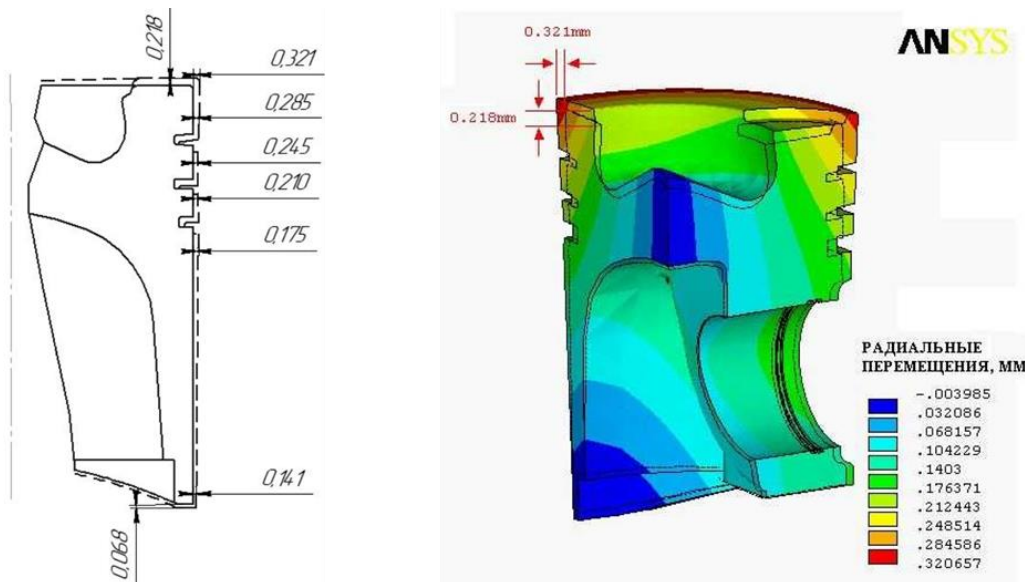


Рисунок 2.28 – Деформований стан поршня (варіант 2) під дією температурних, газових і інерційних сил

Розподіл температур у точках поршня (варіант 2) порівняно з варіантами 1 та 3 представлено в таблиці 2.11 (рисунок 2.29).

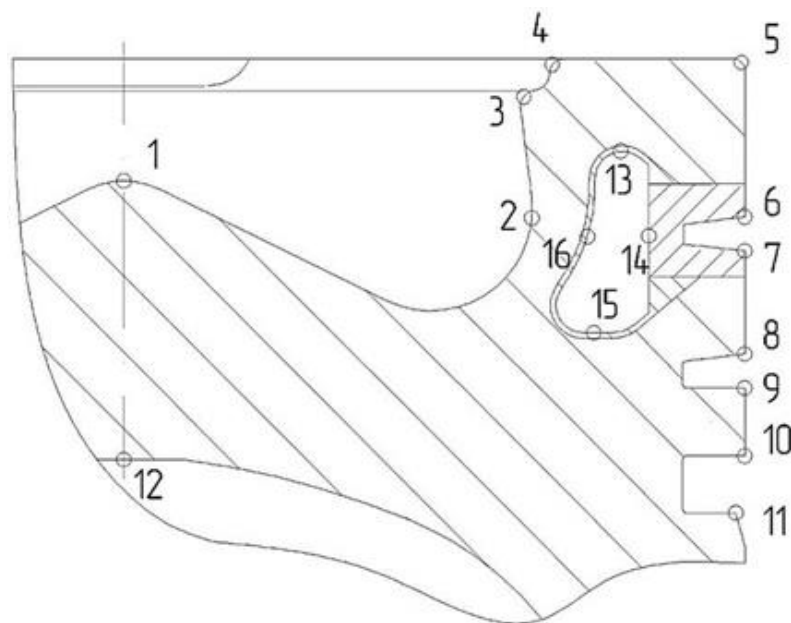


Рисунок 2.29 – Характерні точки поршня (варіант 2)

Таблиця 2.11 – Розподіл температур у характерних точках поршнів

№ точки	Поршень		
	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
1	313	278	281
2	320	260	264
3	345	305	316
4	348	303	318
5	342	299	309
6	314	262	275
7	229	208	188
8	248	186	186
9	225	181	180
10	226	180	180
11	199	160	161
12	256	221	225
13	294	283	282
14	219	208	217
15	192	187	184
16	259	252	249

На основі даних із таблиці 2.11 можна висунути наступні висновки:

- Застосування порожнинного охолодження ефективно знижує температуру поршня на 35 до 62 °С. Найбільше зниження температури зафіксовано в області стінки камери згоряння, поряд з порожниною охолодження, до 59 °С, а на нижньому краї канавки під другим поршневым кільцем - до 62 °С.
- Зміщення порожнини охолодження на 3 мм вниз призводить до збільшення температури поршня у порівнянні з третім варіантом на 8 до 10 °С, особливо на днищі поршня.
- Основна частина теплового потоку з камери згоряння переходить через порожнину охолодження, що знижує температуру в зоні камери згоряння, але збільшує її всередині самої порожнини.
- Порожнина охолодження значно знижує температуру в районі поршневих кілець, поглинаючи основну частину теплового потоку з камери згоряння.

2.4. Газодинамічний аналіз прориву картерних газів через циліндро-поршневу групу

Для визначення реального об'єму картерних газів (КГ), що надходять до картерної порожнини (КД) в різних режимах роботи двигуна, а також для оцінки робочого навантаження на систему вентиляції картера (СВК), було виконано газодинамічне дослідження прориву картерних газів через елементи циліндро-поршневої групи (ЦПГ).

На замовлення ПАТ «», компанія «Federal Mogul» провела оцінку середніх оперативних показників об'єму картерних газів у високофорсованих великовантажних дизельних двигунах, враховуючи об'єм двигуна. Результати бенчмаркінгу показали, що максимальне середнє експлуатаційне значення об'єму картерних газів для двигунів з об'ємом 11-12 л варіюється від 100 до 180 л/хв (рисунок 2.30), з більшістю даних, що стосуються двигунів із рядною конфігурацією.

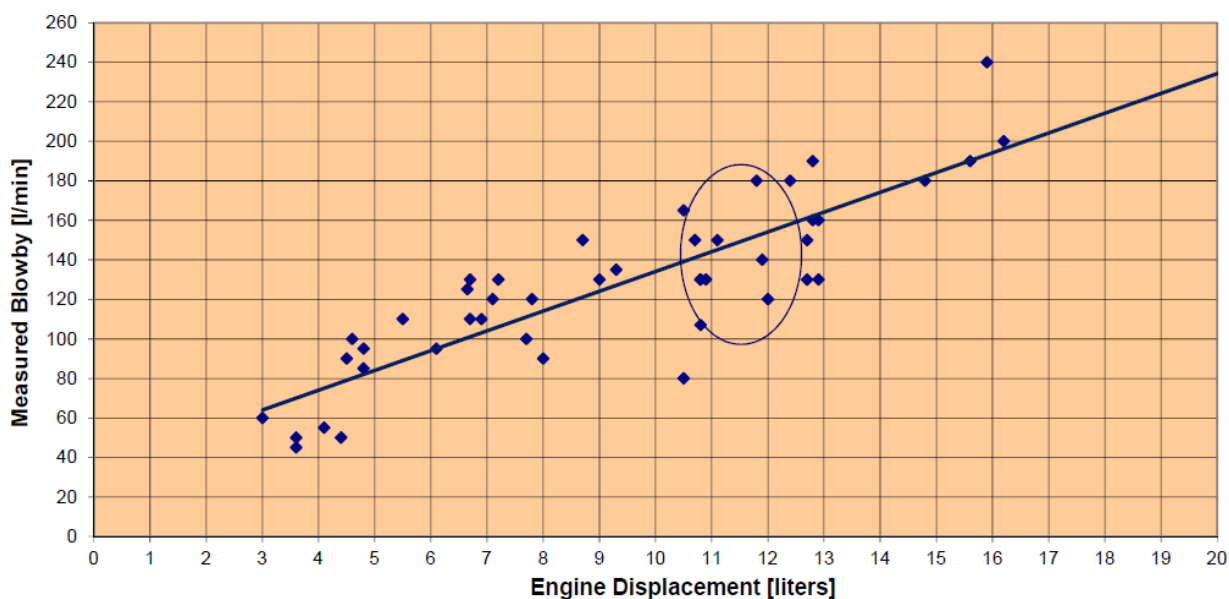


Рисунок 2.30 – Середньоексплуатаційні дані щодо витрати картерних газів (КГ) залежно від робочого об'єму двигуна

З дослідження компанії «Federal Mogul» виявлено відсотки прориву картерних газів (КГ) через різні частини поршневих кілець:

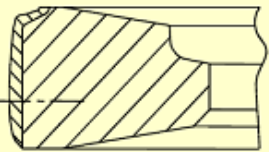
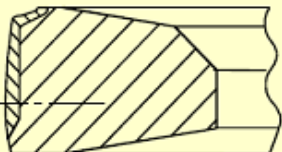
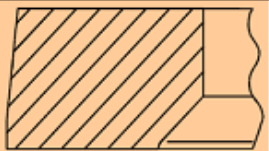
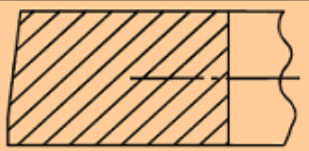
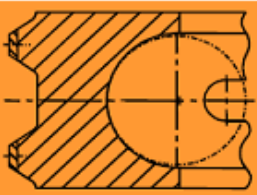
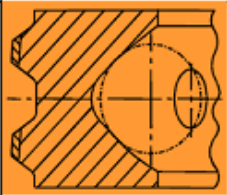
- через замок поршневого кільця – 25-30%;
- через зовнішню окружність кільця – 5-10%;
- через бічні поверхні кільця – 55-60%, обумовлені деформаціями циліндра.

Звіт також вказує на вплив старіння моторного масла на витрату КГ, із значним збільшенням витрати після 300 мотогодин роботи. Після напрацювання двигуном 400-500 тис. км, витрата КГ може зрости утричі порівняно із новим двигуном.

За результатами випробувань заводом двигунів ПАТ «» в період 2010-2017 років для V-подібних двигунів "" 8ЧН 12/13 з потужністю 360-440 к.с., максимальна витрата КГ коливається від 180 до 200 л/хв.

Для оптимізації витрати КГ у серійних двигунах 8ЧН 12/13, «Federal Mogul» рекомендує використання нових поршневих кілець, з детальними характеристиками, представленими в таблиці 2.12.

Таблиця 2.12 – Відмінні особливості поршневих кілець

Найменування кільця	Серійний комплект	Комплект рекомендований "FM"
Перше компресійне	 К 00 556 788	 К 00 567 780
Друге компресійне	 К 00 556 782	 К 00 567 778
Масляне	 К 03 557 897	 К 03 567 879

Для підтвердження заявлених переваг нового комплекту поршневих кілець, запропонованих компанією «Federal Mogul», було здійснено серію стендових моторних випробувань на V-подібному двигуні 8ЧН 12/13 потужністю 400 к.с. Під час тестів порівнювалися витрати картерних газів (КГ) за використання стандартних та нових поршневих кілець. Результати випробувань, що ілюструють відмінності в експлуатаційних показниках між двома типами кілець, відображено на рисунку 2.31.

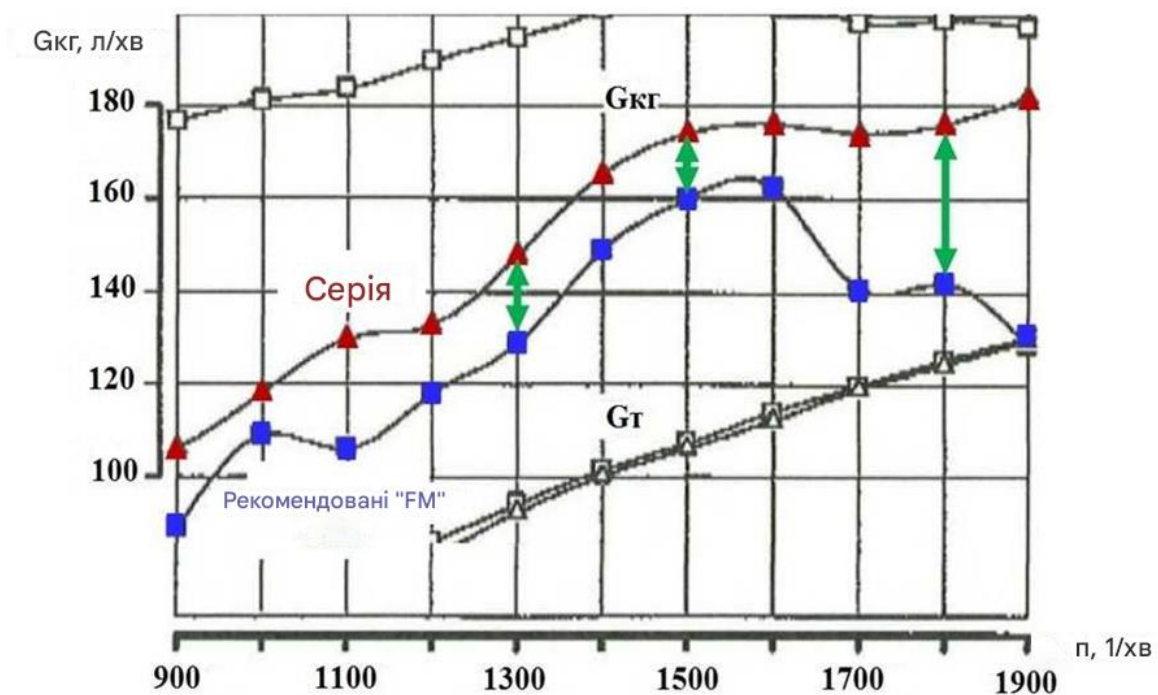


Рисунок 2.31 – Результати стендових моторних випробувань із різними комплектами поршневих кілець

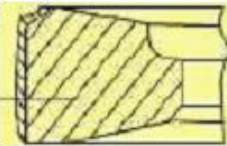
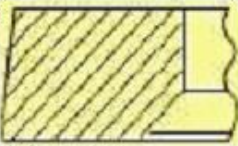
Як вказано на рисунку 2.31, вдається досягти помітного скорочення споживання картерних газів (КГ), приблизно на 10-15 літрів за хвилину, в діапазоні обертів двигуна від 900 до 1600 об/хв. Найбільше зниження споживання КГ досягається завдяки застосуванню нового комплекту поршневих кілець, який рекомендує компанія «Federal Mogul», особливо на високих обертах колінчастого валу, де при номінальній частоті обертання

зниження споживання становить приблизно 50 л/хв, або 27,8% від загального об'єму.

Для оптимізації споживання КГ за участю ЦПГ, «Federal Mogul» разом з інженерами розробила та успішно тестувала динамічну модель поршневих кілець за допомогою програмного забезпечення «Federal-Mogul Prime 3D». Верифікація цієї моделі була проведена за допомогою аналізу даних з моторних випробувань та досліджень теплових та деформаційних характеристик поршня та гільзи циліндрів.

Конструкція компресійних кілець, яка була використана під час тестів, зазначена в таблиці 2.13. Масляні кільця під час дослідження залишалися стандартними та не зазнавали змін.

Таблиця 2.13 - Параметри компресійних кілець

Найменування	Серія	Рекомендоване FM
Перше компресійне кільце		
Розмірність, мм	3,5 x 4,9	3,0 x 4,9
Тепловий зазор, мм	0,35-0,5	0,35-0,45
Скручування, °	30	15
Периферія	анфас	напівінкрустований
Грань, мм	0,7	0,3
Бочкоподібність, мм	0,9	0,55
Друге компресійне кільце		
Розмірність, мм	3,0 x 4,9	2,0 x 4,9

Як робоче середовище використовувалась суміш газів, включаючи азот, кисень, вуглекислий газ і пару води, деталі якої вказані в таблиці 2.14.

Таблиця 2.14 - Склад робочого середовища

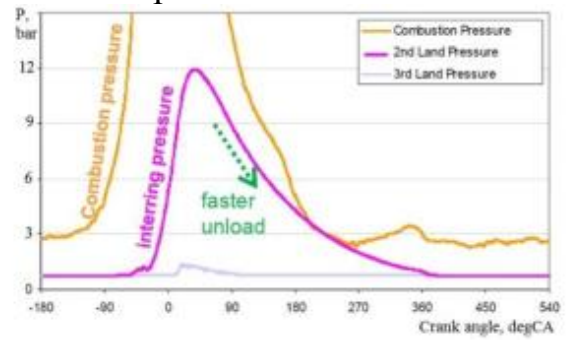
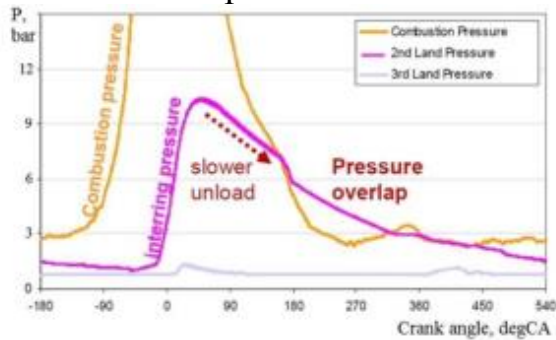
Позначення	Азот	Кисень	Вуглекислий газ	Пари води
Об'ємна частка газів в складі ОГ	0,76 ... 0,78	0,02 ... 0,18	0,01 ... 0,1	0,005...0,0
Прийнята частка в складі ОГ	0,77	0,15	0,05	0,03
Щільність, ρ , кг/м ³	1,145	1,309	1,808	0,595
Динамічна в'язкість, μ , Пас	$1,788 \cdot 10^{-5}$	$2,05 \cdot 10^{-5}$	$1,494 \cdot 10^{-5}$	$1,268 \cdot 10^{-5}$
Теплопровідність, χ , Вт/(м·К)	0,025	0,026	0,017	0,025
Питома теплоємність, Дж/(кг·К)	1040,76	920,4	850,566	1938,19

Математична модель включала усереднені рівняння Нав'є-Стокса за Рейнольдсом, рівняння нерозривності, рівняння енергії та рівняння стану для ідеальних газів. Розрахунки проводилися для частот обертання колінчастого валу 1400, 1500 та 1800 об/хв. Сумарні дані про тиск у камері згоряння та об'єми у кільцевих зазорах поршневих кілець наведені на рисунку 2.32.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0, \\ \frac{\partial (\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau_m + \tau_t), \\ \frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} H) = \nabla \cdot [\vec{u} \cdot (\tau_m + \tau_t) + (\vec{q}_m + \vec{q}_t)] \\ \rho = \frac{pm}{RT}. \end{array} \right. \quad (2.38)$$

Розрахунки були проведені при обертаннях колінчастого валу 1400, 1500 та 1800 об/хв. На рисунку 2.32 наведено узагальнену інформацію про тиск у камері згоряння та обсяги у проміжках між поршневими кільцями.

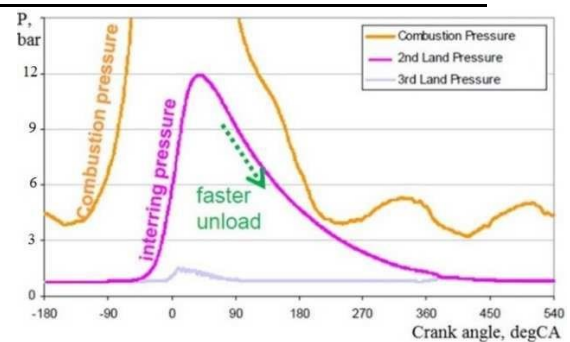
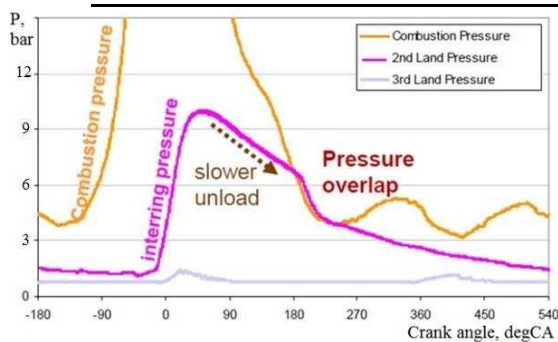
Частота обертання колінчастого вала 1400 хв^{-1} при 100% навантаженні



Серійний комплект кілець

Комплект кілець, рекомендований FM

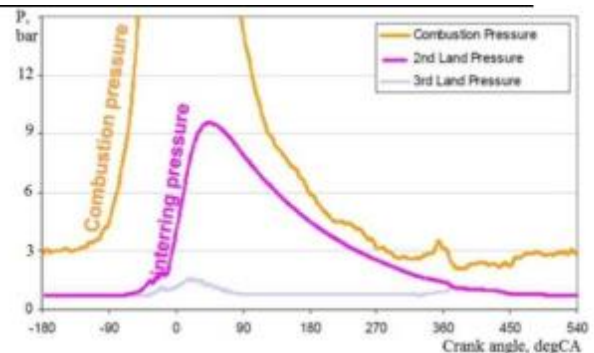
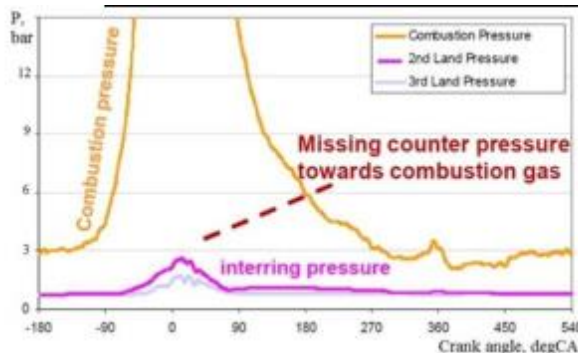
Частота обертання колінчастого вала 1500 хв^{-1} при 100% навантаженні



Серійний комплект кілець

Комплект кілець, рекомендований FM

Частота обертання колінчастого вала 1800 хв^{-1} при 100% навантаженні



Серійний комплект кілець

Комплект кілець, рекомендований FM

Рисунок 2.32 – Значення тиску в кільцевих об'ємах для різних

Для додаткової верифікації моделі були проведені калібрувальні випробування, які включали аналіз динаміки поршневих кілець під час часткових навантажень. Дослідження виконувалися при кутах повороту

колінчастого вала 160° і 166° , а результати представлені графічно на рисунку 2.33.

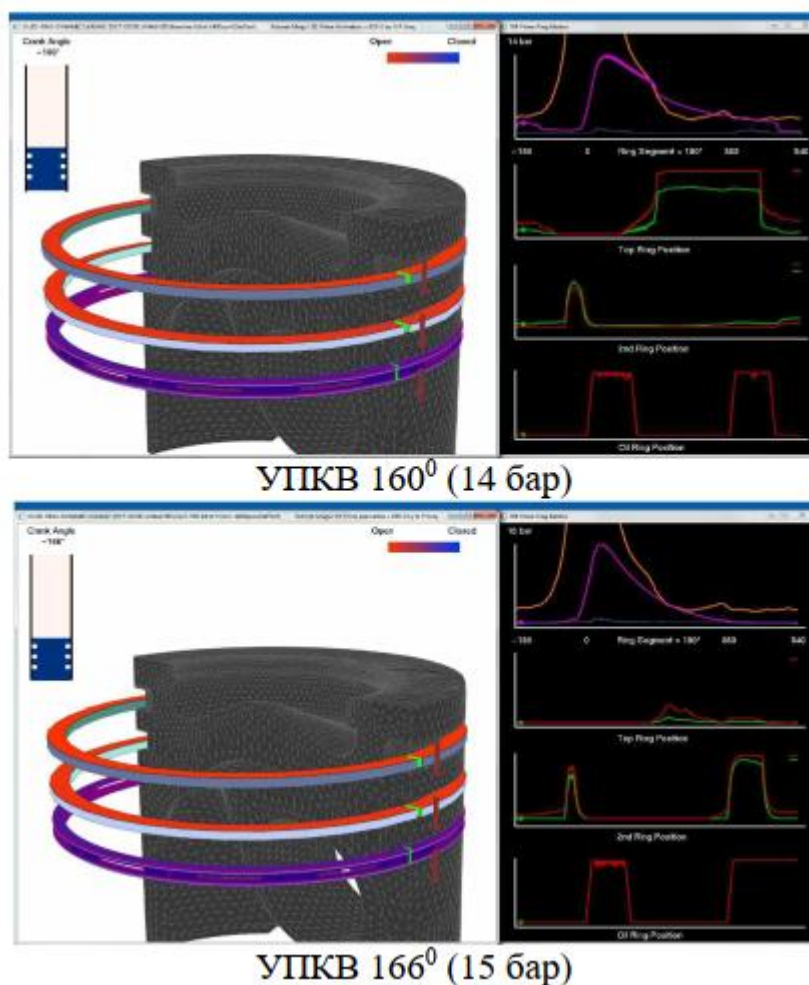


Рисунок 2.33 – Результати моделювання при різних кутах повороту колінчастого вала та частоті обертання 1400 хв^{-1}

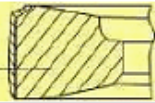
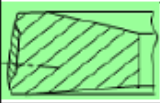
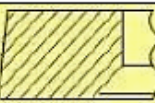
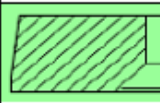
Результати розрахункового моделювання витрати КГ наведені в таблиці 2.15.

Таблиця 2.15 - Результати розрахункового моделювання витрати КМ

Частота обертання колінчастого вала, хв^{-1}	Витрата КГ при випробуваннях, л/хв	Витрата КГ при розрахунках, л/хв	Верифікація*, %
Серійний комплект кілець			
1400	165	151	8,5
1500	175	153	12,6
1800	175	158	9,7
1800	175	158	9,7
1400	150	129	14
1500	160	138	13,7
1800	140	130	7,1

Було проведено газодинамічний аналіз наступного набору поршневих компресійних кілець для подальшого зниження витрати картерних газів (КГ). Параметри цих кілець представлені в таблиці 2.16.

Таблиця 2.16 - Параметри компресійних кілець

Найменування	Серія	Рекомендовані FM	Оптимізовані
Перше компресійне кільце			
Розмірність, мм	3,5 x 4,9	3,0 x 4,9	3,5 x 4,7
Тепловий зазор, мм	0,35-0,5	0,35-0,45	
Скручування, °	30	15	
Периферія	анфас	напівінкрустований	повністю інкрустований
Грань, мм	0,7	0,3	
Бочкоподібність, мм	0,9	0,55	0,8
Друге компресійне кільце			
Розмірність, мм	3,0 x 4,9	2,0 x 4,9	2,5 x 4,9

Результати розрахунків для нового комплекту поршневих компресійних кілець і параметри, що стосуються оптимізації споживання КГ, наведені в таблиці 2.16, а числові значення газодинамічного аналізу в таблиці 2.17.

Таблиця 2.17 - Результати газодинамічного аналізу витрати КМ через ЦПГ

Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	Розрахункові значення витрати КМ через ЦПГ, л/хв		
	Серійний	Рекомендований FM	Оптимізований
1400	151	129	123
1500	153	138	131
1800	158	130	124

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розробка та аналіз конструкції компонентів закритої системи вентиляції картера

Для відповідності сучасним вимогам та критеріям працездатності та ефективності, важливо створити інноваційні елементи закритої системи вентиляції картера (СВК), які задовільняють усі потреби. В контексті зростання ефективності стандартних конструкцій СВК для високофорсованих двигунів, рекомендується впровадження комплексу технічних удосконалень вентиляції картера (КД). За основу взято систему картерної вентиляції V-подібного двигуна 8ЧН 12/13, на базі якої було розроблено новий вдосконалений КД, схематичне зображення якого представлено на рисунках 3.1 і 3.2 [6, 10, 20].

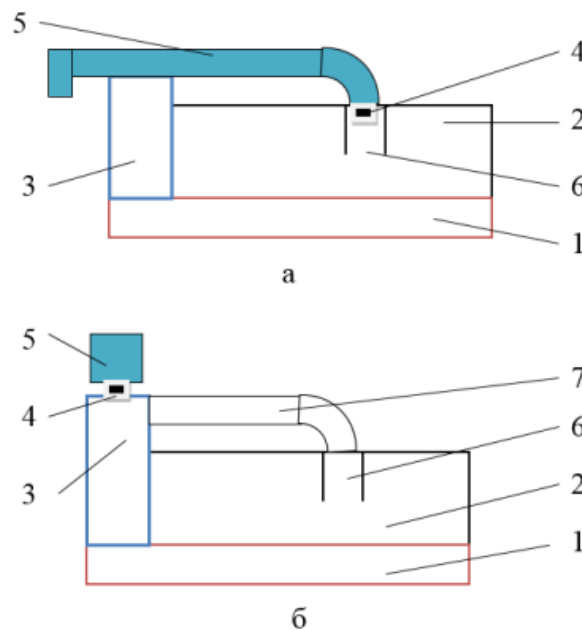


Рисунок 3.1 – Схематичне зображення нової конструкції картерної вентиляції: а - стандартних V-подібних двигунів ; б - нова, запатентована конструкція; 1 - простір над олійним дзеркалом; 2 - картерна вентиляція блоку циліндрів; 3 - картерна вентиляція між картером маховика та блоком циліндрів; 4 - вихід з картерної вентиляції та вхід в систему вентиляції картера; 5 - система вентиляції картера (масловідділювач); 6 - штангова порожнина; 7 - канал газового зв'язку картерної вентиляції двигуна

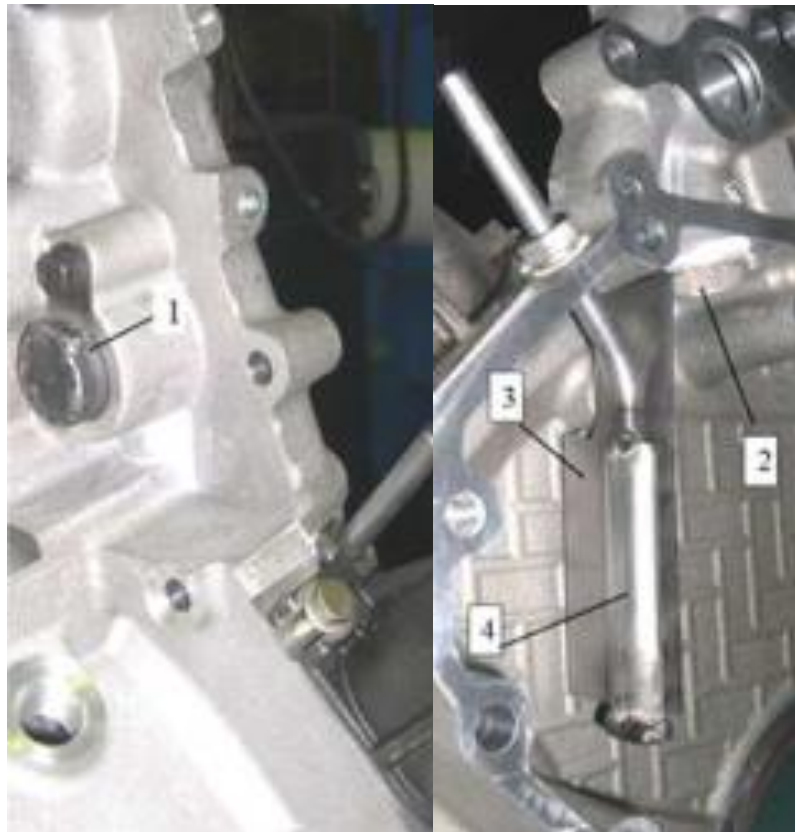
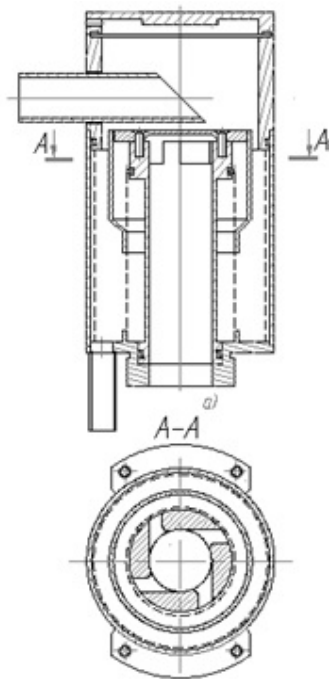


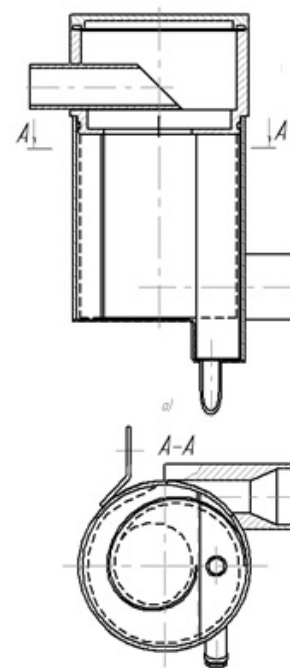
Рисунок 3.2 – Модифікація картера маховика: 1 - заглушка на місці стандартного масловідділювача; 2 - отвір для газового зв'язку картерної вентиляції блоку циліндрів та картера маховика; 3 - екран, який запобігає прямому потраплянню масла в олійнозаливну горловину, обертову від шестерні приводу агрегатів; 4 - гідрозатвор з екраном

Оптимізація картерної вентиляції (КД) та закритої системи вентиляції картера (СВК) передбачає створення нових компонентів, що забезпечать високий рівень ефективності та надійності цих систем. У цьому контексті пропонуються наступні варіанти масловідділювачів:

- Варіант 1 – прототип масловідділювача із сопловим механізмом для закритої СВК (зображено на рисунку);
- Варіант 2 – прототип масловідділювача з тангенціальним входом та спіральною напрямною для закритої СВК (зображено на рисунку 3.3) [3-11].



Дослідний масловідділювач, варіант
1



Дослідний масловідділювач, варіант
2

Рисунок 3.3 – Відмінні особливості дослідних масловідділювачів

Масловідділювач варіант 2, подібно до першого, обладнаний тангенціальним входом, але відрізняється наявністю спіральної напрямної стінки, яка сприяє вихровому руху картерних газів (КГ).

Проведений аналітичний аналіз процесів та явищ у прототипах масловідділювачів, зокрема варіанту 1 (зображення на рисунку 3.3), базується на таких спрощеннях:

- Картерні гази (КГ) у масловідділювачі вважаються безвмістовими масла;

- Потік КГ у масловідділювачі стабільний та однорідний.

Масловідділювач може бути умовно поділений на такі зони (див. рисунок 3.4 "а"):

- Зона входу в масловідділювач і рух потоку в центральній втулці;
- Зона напрямних вікон (сопловий апарат) в центральній втулці масловідділювача;
- Зона безпосереднього відокремлення масла в масловідділювачі;

- Зона розширення та виходу картерних газів;
- Зона накопичення та зливу масла, що з'єднується з КД через перепускний клапан або гідрозатвор, який перешкоджає протидії зливу масла через тиск картерних газів.

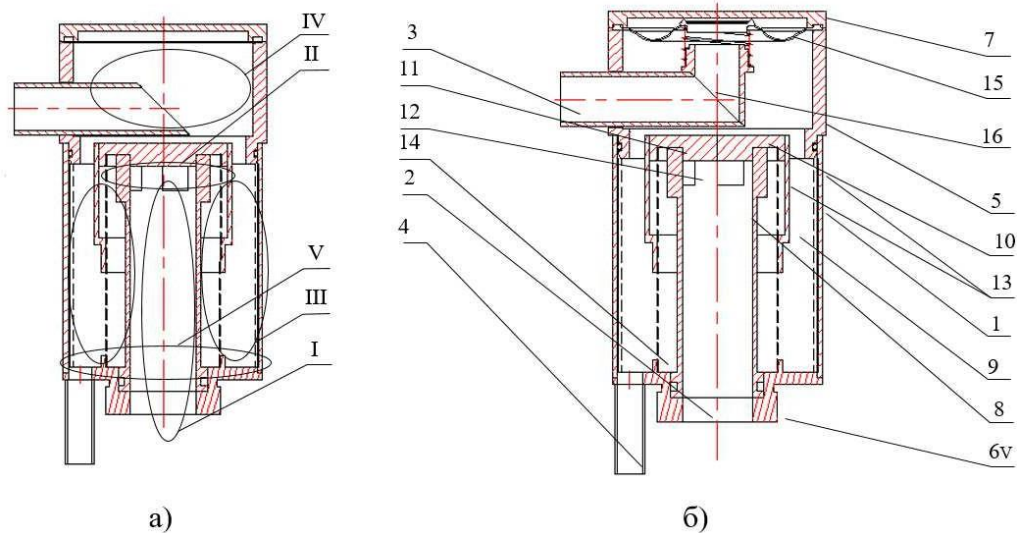


Рисунок 3.4 – Аналіз структури масловідділювача: - а) Основні функціональні зони; - б) Компоненти складу масловідділювача; I – Зона входу та руху газово-олійної суміші всередині центральної втулки; II – Зона напрямних вікон у центральній втулці; III – Зона відокремлення масла; IV – Зона розширення та випуску картерних газів (КГ); V – Зона накопичення та виведення масла; 1 – Корпус масловідділювача; 2 – Вхід для надходження маслогазової суміші з двигуна; 3 – Вихід для видалення відділених газів; 4 – Випускний патрубок для зливу масла; 5 – Верхня частина корпусу; 6 – Нижня частина корпусу; 7 – Кришка; 8 – Центральна втулка; 9 – Напрямна втулка; 10 – Торцева кришка; 11 – Сопловий апарат в центральній втулці; 12 – Вікна соплового апарату; 13 – Олійновідділювальна сітка; 14 – Заспокоювач; 15 – Зворотний клапан з пружиною; 16 – Відвідний патрубок для відведення відокремлених картерних газів

Конструкція масловідділювача СВК двигуна (згідно з рисунком 3.4 "б") містить:

- Корпус (1) з входом (2) для приймання газомасляної суміші з двигуна, виходом (3) для виведення відокремлених картерних газів (КГ), а також випускним патрубком (4) для відведення масла.
- Корпус складається з верхньої (5) та нижньої (6) частини, зверху закритий кришкою (7).

- Всередині корпусу (1) розміщені дві коаксіальні втулки – центральна (8) та напрямна (9), а також торцева кришка (10).

- Центральна втулка (8) з одного боку приєднана до входу (2), розташованого у верхній частині (5) корпусу, та має в іншому кінці потовщення (сходінку) (11), що формує сопловий апарат.

- Сопловий апарат, що є частиною сепараційного елементу, обладнаний прямокутними вікнами (12), що розташовані тангенціально відносно внутрішньої порожнини втулки (8).

- Пристрій містить олійновідділювальну сітку (13) та заспокоювач (14), який знаходиться над дном масловідділювача і формується з виступаючих стінок.

- В верхній частині (6) корпусу розміщений зворотний клапан (15), з'єднаний із відповідним патрубком (16) для відведення відсепарованих КГ.

Зона входу та руху потоку картерних газів у масловідділювачі всередині центральної втулки – I:

На вході в масловідділювач потік спрямовується вертикально вгору до напрямних вікон центральної втулки. В цьому місці потік має ламінарний характер, але у прилеглих до стінок зонах виникає турбулентність. Забезпечення вертикальної осі симетрії масловідділювача є ключовим для належної працездатності.

Зона напрямних вікон (сопловий апарат) центральної втулки масловідділювача – II:

Перед входом в напрямні вікна соплового апарату потік зустрічає кришку центральної втулки, де він повертається та спрямовується у вікна прямокутного перерізу. У цій зоні потік прискорюється через звуження, що спричиняє падіння тиску. Радіус заокруглення кромки на вході до соплового апарату дозволяє потоку обходити краї, знижуючи гідравлічний опір, і направляється на стінку напрямної втулки та олійновідділювальну сітку. Направні вікна забезпечують збільшення швидкості потоку КГ і

спрямовують його тангенціально до внутрішньої поверхні напямної втулки для створення гвинтового потоку.

Зона безпосереднього осадження масла – III:

Ця зона умовно розділена на три частини:

1. Зона виходу з напямних вікон (на внутрішній поверхні напямної втулки та металевої сітки), де обертний потік виходить на сітку, сприяючи інтенсивному відділенню і осадженню олійних частинок.

2. Зона масловідділення біля днища, де завдяки центробіжній силі відбувається осадження масла на металеву сітку.

3. Зона масловідділення вздовж стінок, де потік рухається вертикально вгору, зменшуючи обертання і підвищуючи швидкість, що призводить до мінімального масловідділення на сітці.

У першій зоні, де потік після проходження через напямні вікна переходить у спіральний рух, він стикається з олійновідділювальною сіткою. Тут відбувається активне відокремлення і конденсація олійних часток у краплі, які під впливом сил гравітації та спірального потоку рухаються вниз. У другій зоні, під напямною втулкою, центробіжна сила спричиняє відділення масла, що осідає на металеву сітку вздовж корпусу масловідділювача. Над дном, де розташовані стінки заспокоювача, відбувається збір осадженої масла, готової до зливу. У третій зоні потік рухається вгору вздовж стінки, поступово втрачаючи швидкість обертання, що сприяє додатковому масловідділенню на сітці вздовж корпусу.

Зона розширення та виходу – IV:

В цій зоні швидкість потоку знижується, спрямовуючись до виходу з масловідділювача. Для регуляції роботи закритої СВК встановлено зворотний клапан, який активується тиском картерних газів, розрідженням на вході в компресорну ступінь турбокомпресора та силою пружини. Значення розрідження і сила пружини є взаємопов'язаними.

Зона накопичення та зливу масла – V:

У цій зоні накопичена олія зливається в картер двигуна через клапан або гідрозатвор, забезпечуючи мінімальний потік і опір з боку картерної вентиляції, що сприяє неперешкодному зливу.

Після аналізу перших прототипів було виявлено потребу в доопрацюванні конструкції для підвищення ефективності коалесценції. Оновлення включали:

- У варіанті 1 поліпшену напрямну втулку;
- Додаткові пластинчасті пакети для розділення потоку КГ.

З огляду на нові технічні вимоги були розроблені додаткові конструкції масловідділювачів:

- Варіант 3 – з пакетом прямих пластин (рисунок 3.5);
- Варіант 4 – з пакетом частково перекритих пластин (рисунок 3.5);
- Варіант 5 – з фігурним набором пластин (рисунок 3.5);
- Варіант 6 – з частково перекритим фігурним пакетом пластин (рисунок 3.6);
- Варіант 7 – з частково перекритим фігурним пакетом пластин, покритих ковпаком (рисунок 3.6);
- Варіант 8 – з фільтром, виготовленим з десяти шарів олійно-відділювальної сітки (рисунок 3.7).

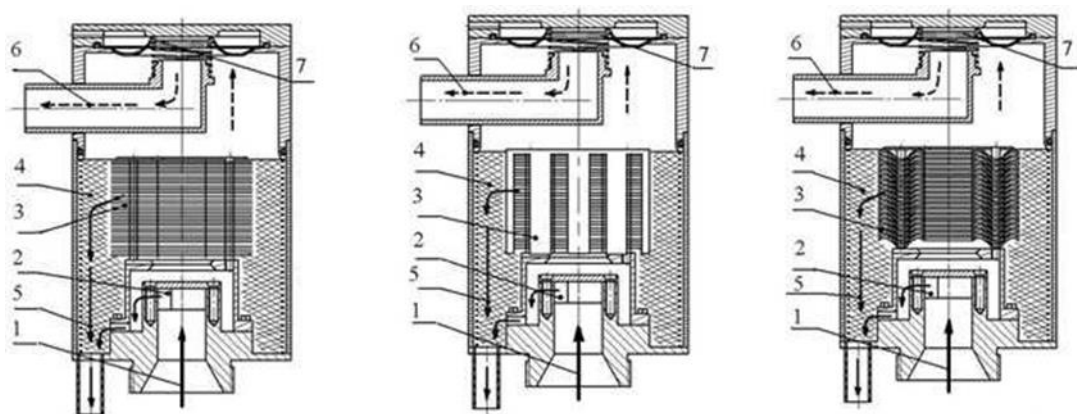
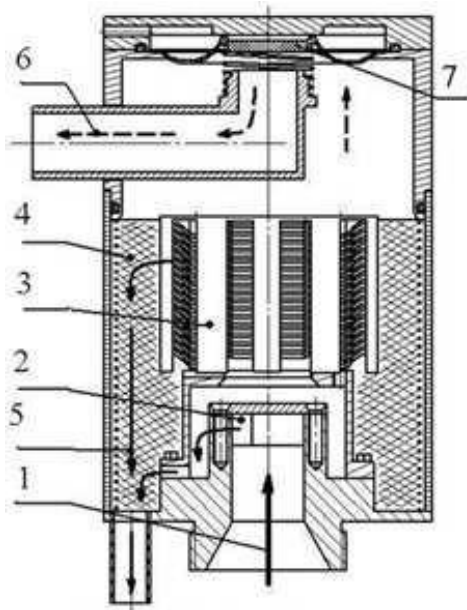
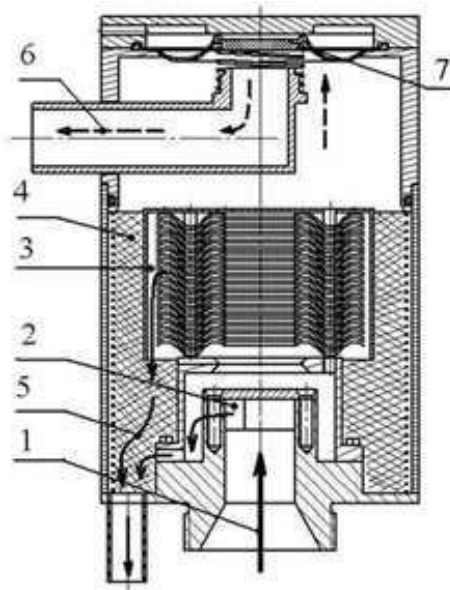


Рисунок 3.5 – Схематичне зображення масловідділювачів варіантів 3, 4 та 5: 1 – Напрямок потоку картерних газів (КГ) з маслосливної горловини; 2 –

Перший етап масловідділення; 3 – Другий етап масловідділення; 4 – Олійновідділювальна сітка, установлена на внутрішній стороні корпусу масловідділювача; 5 – Напрямок потоку відділеної від КГ масла; 6 – Напрямок потоку очищених від масла КГ, які спрямовуються до системи впуску; 7 – Зворотний клапан, який попереджує утворення вакууму в системі картерної вентиляції (КД)



Варіант 6



Варіант 7

Рисунок 3.6 – Схеми масловідділювачів варіантів 6 і 7

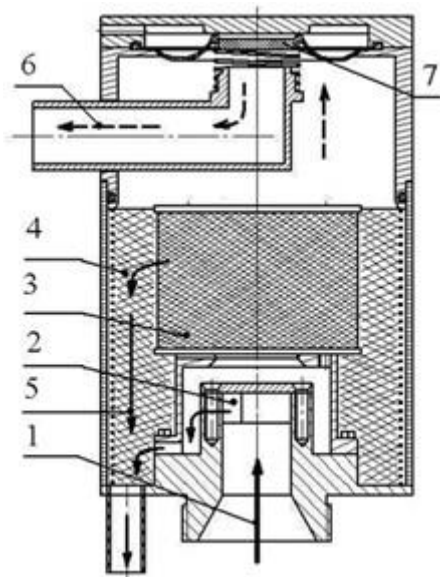


Рисунок 3.7 – Схема масловідділювача варіант 8

Варіанти масловідділювачів від 3 до 7 мають схожу конструкцію, але відрізняються формою та кількістю пластин, а також радіусами виходу потоку картерних газів (КГ) з центральної втулки на першому етапі відділення масла.

Злив відділеної масла у масловідділювачах реалізований по-різному. У багатьох двигунах олія стікає вниз через той самий отвір, через який проходять КГ, але через високу швидкість потоку КГ олія не може вільно стікати, що призводить до її повторного підхоплення газами та повернення у масловідділювач. В деяких моделях використовується окремий отвір для зливу масла, ізольований від КГ клапаном (пелюстковим, гідрозатвором і т.д.), що дозволяє масла стікати через окрему трубку, не заважаючи дії КГ.

Гідрозатвор є важливим компонентом закритої системи вентиляції картера (СВК), який забезпечує безперешкодний злив відокремленої масла назад у картер двигуна.

На рисунку 3.8 відображено конструкцію гідрозатвора та його стандартні розміри в СВК для V-подібних двигунів моделі 8ЧН 12/13.

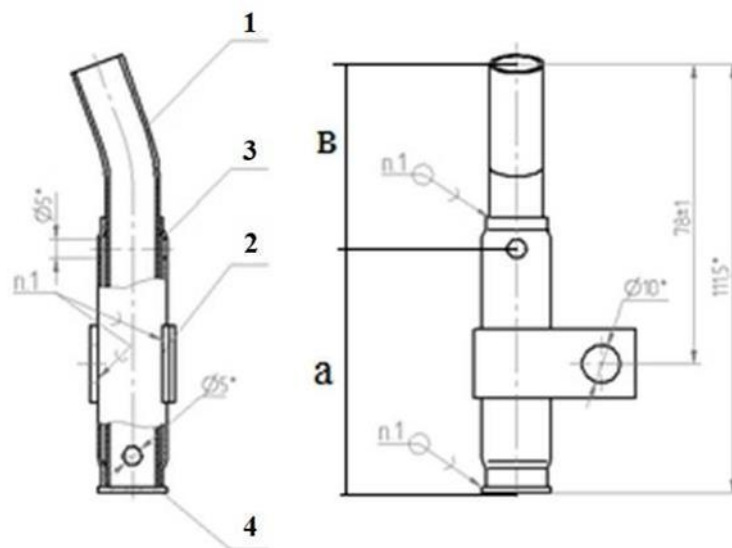


Рисунок 3.8 – Серійний гідрозатвор СВК V-подібних двигунів 8ЧН 12/13: 1 – трубка; 2 – клямер; 3 – трубка; 4 – заглушка

Розмір «а» (53 мм) встановлює опір тиску з боку системи картерної вентиляції (КД), тоді як розмір «в» (40 мм) задає пропускну спроможність гідрозатвора для максимально можливого обсягу масла, яка може бути введена в СВК без порушення її нормальної роботи і без ризику винесення масла назовні при встановлених тисків.

Враховуючи потенційне збільшення тиску в системі КД та можливість більшого накопичення осадженої масла, було розроблено вдосконалену модель гідрозатвора (див. рисунок 3.9) з такими параметрами:

- «а» – 66 мм;
- «в» – 226 мм.

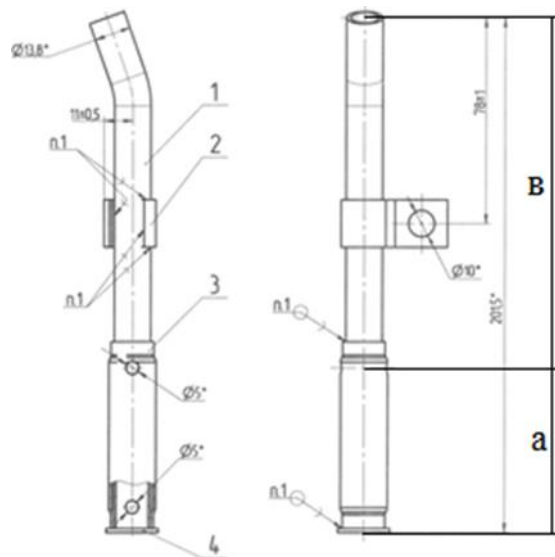


Рисунок 3.9 – Дослідний гідрозатвор для закритої СВК

3.2 Вибір компонентів для закритої системи вентиляції картера

Для підготовки та виробництва дослідних компонентів закритої СВК та проведення стендових безмоторних і моторних випробувань необхідно

визначити склад компонентів системи. Ці компоненти мають відповідати сучасним числовим вимогам і критеріям для оцінки працездатності та ефективності, щоб підтвердити досягнення цілей наукової роботи:

1) Допрацьована конструкція картерної вентиляції (КД) забезпечує уникнення потрапляння моторного масла в СВК через розбризкування колінчастим валом у масляній ванні, тим самим знижуючи навантаження на систему в порівнянні зі стандартними рішеннями для V-подібних двигунів .

2) Ефективність масловідділювача у системі СВК виявилась значною, тому було розглянуто кілька конструкцій:

- Варіант 1 – подовжена конструкція прямої втулки, що сприятливо впливає на динаміку потоку картерних газів (КГ);

- Варіант 5 – конструкція з максимальною кількістю пластин із загинами для ефективного скупчення відокремленої масла;

- Варіант 8 – фільтр, що складається з десяти шарів олійно-відділювальної сітки.

3) З метою забезпечення безперешкодного зливу осадженої масла при можливому збільшенні тиску та обсягу осадженої масла, було розроблено гідрозатор зі збільшеною висотою.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Програма та методика стендових безмоторних випробувань масловідділювачів

Для випробувань використовувались спеціалізовані пристрої для створення вакууму та тестування системи СВК. Детальна схема, зовнішній вигляд та ключові компоненти установки представлені на рисунках 4.1–4.3

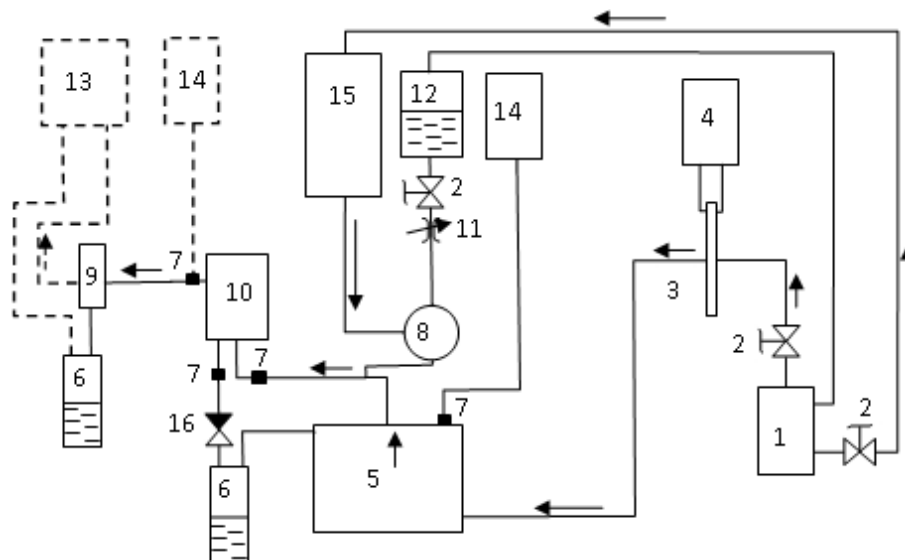


Рисунок 4.1 – Схематичне зображення стенду для випробувань СВК (допоміжні елементи стенду позначені пунктирними лініями, напрямок потоку стисненого повітря та його суміші з олією вказано стрілками):

1 – джерело стисненого повітря зі стабільним тиском; 2 – кран для регулювання подачі стисненого повітря (див. рисунок 90 "а"); 3 – діафрагма з фланцевим з'єднанням для визначення витрати стисненого повітря, 4 – мікроманометр типу МІН-240(5)-1.0; 5 – імітатор картерної вентиляції (КД);

6 – резервуар для збору масла; 7 – точки вимірювання тиску у системі (позначені чорними квадратами); 8 – ежектор для змішування повітря з олією; 9 – фільтр для уловлювання винесеної масла; 10 – масловідділювач; 11 – затискач для контролю подачі масла в систему; 12 – ємність для подачі масла; 13 – пристрій для створення вакууму; 14 – водяний п'єзометр (див. рисунок 90 "г"); 15 – ротаметр для локальних показів типу РМ; 16 – зворотний клапан (пелюсткового типу)

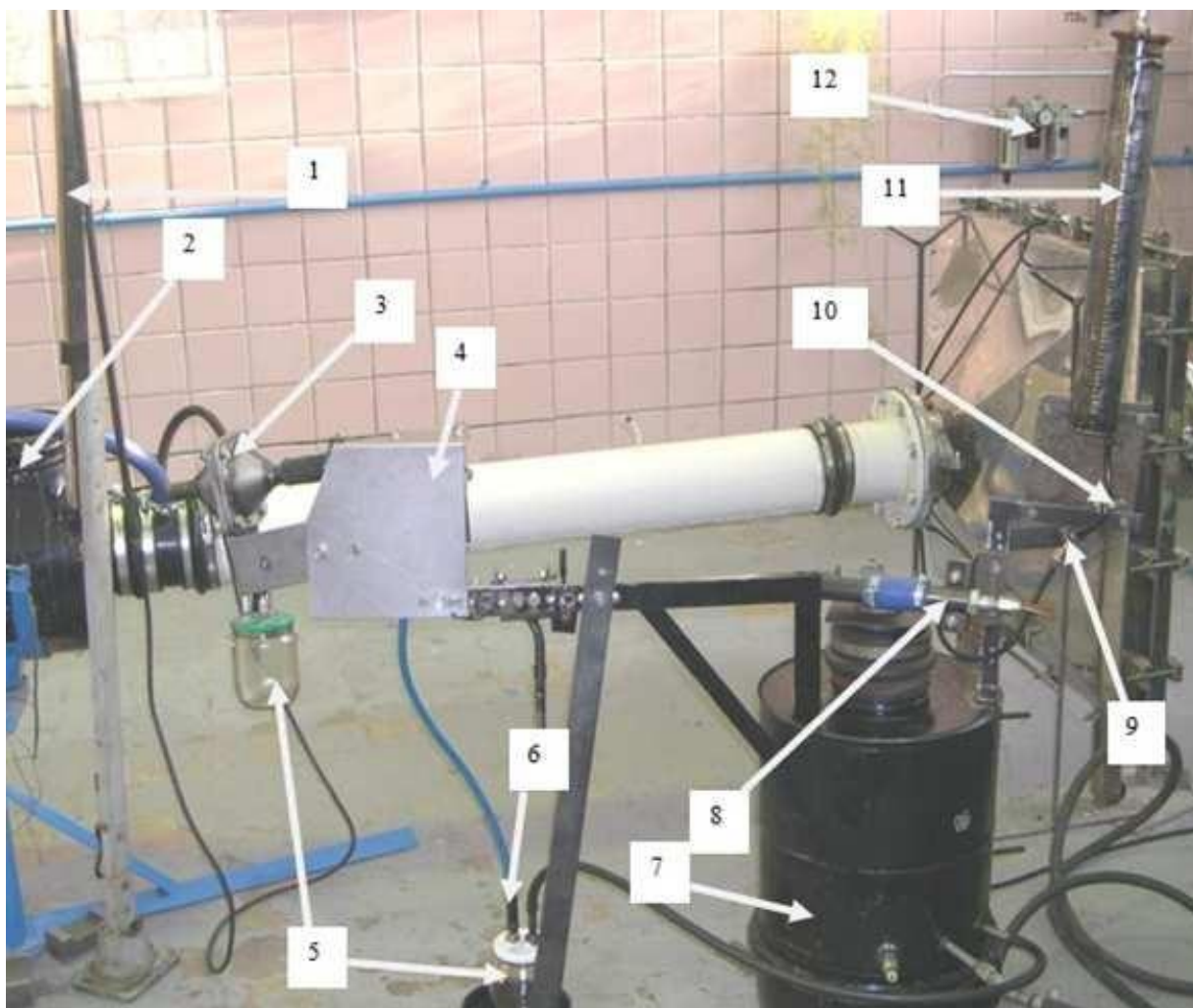


Рисунок 4.2 – Загальний вигляд установки для безмоторних випробувань масловідділювачів та гідрозатворів: 1 – водяний п'єзометр; 2 – стенд для випробувань очищувачів повітря; 3 – фільтр для затримання винесеної масла; 4 – масловідділювач; 5 – резервуар для збору масла; 6 – зворотний клапан (пелюсткового типу); 7 – імітатор картерної вентиляції; 8 – ежектор для змішування повітря та масла; 9 – кран для регулювання подачі стисненого повітря; 10 – затискач для регулювання подачі масла; 11 – ємність для подачі масла; 12 – кран для регулювання подачі стисненого повітря



а)



б)



в)



г)

Рисунок 4.3 – Компоненти випробувальної установки: - а) кран для регулювання подачі стисненого повітря; - б) ротаметр з місцевими показниками за типом РМ; - в) мікроманометр типу МІН-240(5)-1.0; - г) п'єзометри стенда для випробувань очищувачів повітря

Програма випробувань, вимірювані параметри та метрологічний аналіз:

1. Підготовка та проведення випробувань масловідділювачів були організовані у випробувальному боксі.
2. Для випробувань використовувалося індустріальне масло із кінематичною в'язкістю $24,55 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температурі 20°C .

3. Температурний режим випробувань був встановлений у діапазоні від 15°C до 25°C.

4. Випробування включали подачу стисненого повітря, що імітує потік картерних газів (КГ) до системи СВК, та одночасну подачу масла. В ході випробувань здійснювалися вимірювання різних параметрів, які були зафіксовані у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вимірювані параметри

№	Параметр	Одиниці виміру	Діапазон величин	Точність вимірювань
1	Надлишковий тиск повітря (в імітаторі картера, на вході, виході і зливі з масловідділювача)	мм вод. ст.	0-800	1 мм вод.
2	Перепад тиску повітря на діафрагмі	мм вод. ст.	0-300	1 мм вод.
3	Час вимірювання (звіт тимчасового проміжку)	сек.	0-1500	1 сек.
4	Маса масла (при визначенні подачі і винесення з масловідділювача)	гр.	0-10000	5 гр.
5	Маса фільтроелементу (уловлюваного винесення масла з масловідділювача)	гр.	0-200	0.00005 г

Процедура проведення випробувань відкритої СВК:

1. Підключення масловідділювача до випробувальної системи.
2. Підключення установки для створення вакууму через уловлювальний фільтр (визначення витрати масла за вагою фільтруючого елемента) та випробування при розрядженні 300 мм вод. ст.
3. Визначення опору масловідділювача шляхом міркування тиску в імітаторі картерної вентиляції (КД), на вході, зливі та перед масловідділювачем при різних витратах стисненого повітря: 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500 л/хв, щоб визначити робочі межі масловідділювача.

4. Підключення резервуару для збору відокремленої масла, встановлення зворотного клапану перед ним, та з'єднання з імітатором КД для вирівнювання тисків. Встановлення фільтра на виході з масловідділювача для уловлювання винесення масла. Заповнення ємності для подачі масла в СВК, регулювання швидкості подачі масла (35 г/хв) за допомогою затискача при вільному зливі, після чого кран подачі масла закривається та система підключається до ежектора.

5. Подача стисненого повітря з витратою 100 л/хв у трубопровід, що живить ежектор масла, для створення масляного туману.

6. Випробування для визначення винесення масла, тиску в імітаторі КД та кількості відокремленої масли за 20 хвилин при регульованих параметрах подачі масла та витратах повітря: 0, 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400 л/хв.

7. Технічний огляд компонентів масловідділювача після випробувань.

8. Визначення витрати масла, що безпосередньо подається в масловідділювач на випробувальній установці (непрямим методом, як суму витрат винесеного та осадженого масла в системі) за формулою [10].

$$G_n = G_y + G_o = \frac{m_y}{t} + \frac{m_o}{t} = \frac{m_y + m_o}{t} \quad (4.1)$$

Визначити відносний вміст масла в картерних газах за формулою:

$$a = \frac{G_n}{G} \quad (4.2)$$

Визначити ефективність СВК по формулі:

$$E = \frac{m_o}{m_y + m_o} * 100 = \frac{m_o}{m_n} * 100, \% \quad (4.3)$$

4.2. Програма та методика стендових моторних випробувань закритої СВК

Стендові моторні випробування закритої системи вентиляції картера (СВК) з V-подібним двигуном 8ЧН 12/13 були проведені на моторному стенді. Двигун був оснащений згідно з технічними вимогами ГОСТ 14846-81 перед початком випробувань. Випробування здійснювались на дослідному стенді №4 компанії "AVL", призначеному для двигунів до 700 к.с., з комплексною газоаналітичною системою та вимірювальним обладнанням відповідно до ГОСТ 14846-81. В якості охолоджувальної рідини використовувалася вода, моторне масло – SAE 15W/40 Лукойл Супер. 5. Умови випробувань відповідали вимогам ГОСТ 12.1.005. 6. Випробування проводились у горизонтальному положенні двигуна на режимі номінальної потужності.

Під час випробувань реєструвались наступні параметри:

- Тиск та температура масла в головному маслозбірнику;
- Температура води на виході з двигуна;
- Витрати та тиск картерних газів;
- Обсяг масла в картерних газах;
- Обсяг масла, що виводиться з СВК.

Забезпечувалися наступні умови: температура масла від 90 до 105°C, температура води від 82 до 85°C. Двигун працював з напруженням близько 500 мотогодин перед випробуваннями.

Методика проведення випробувань:

1. Заповнити масло в картер до верхньої мітки щупа у горизонтальному положенні двигуна.
2. Прогрівання двигуна до температури масла від 90 до 105°C.
3. Визначення кількості масла, що викидається з картерних газів, збираючи її в окрему ємність протягом 1 години на номінальній потужності.

4. Перевірка досягнення рівня масла до верхньої мітки щупа.
5. Вимірювання ваги зібраного масла на терезах Т-1000 за ГОСТ 13882-68.
6. Вимірювання тиску картерних газів у клапанній кришці другого циліндра.
7. Вимірювання витрати картерних газів з використанням витратоміра «AVL Blow By Meter (7877)».
8. Принципова схема встановлення масловідділювачів і процедура випробувань відображені на рисунку 4.4 для комплексного аналізу роботи системи в закритій та відкритій конфігурації СВК.

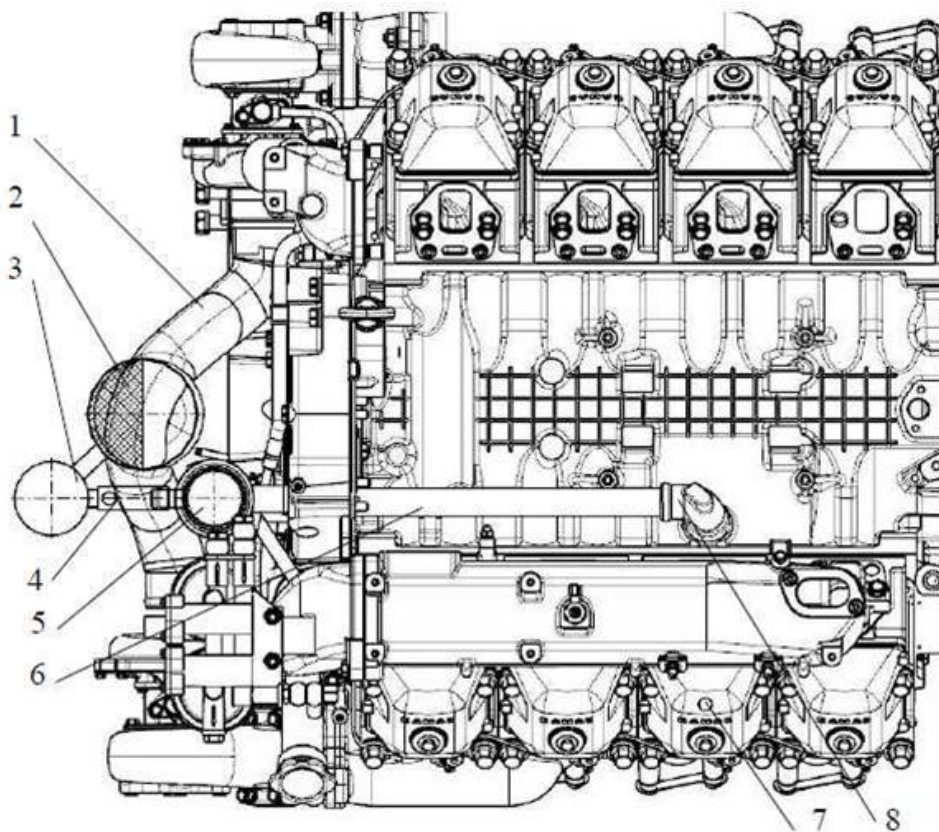


Рисунок 4.4 – Схема розміщення основних компонентів: 1 – трійник повітряного фільтра; 2 – заслінка; 3 – фільтр-уловлювач; 4 – місце для вимірювання розрядження картерних газів (КГ) у трійнику; 5 – масловідділювач; 6 – підвідна труба; 7 – місце для вимірювання тиску КГ; 8 – Косинець сапуна

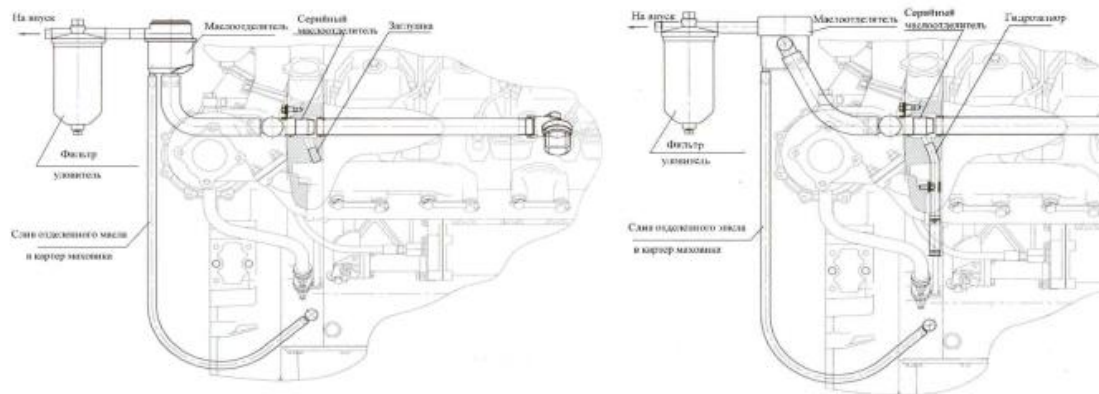


Рисунок 4.5 – Рисунок 4.5 – Схема випробувань одно- та двоступінчастого виконання для відкритої та закритої СВК

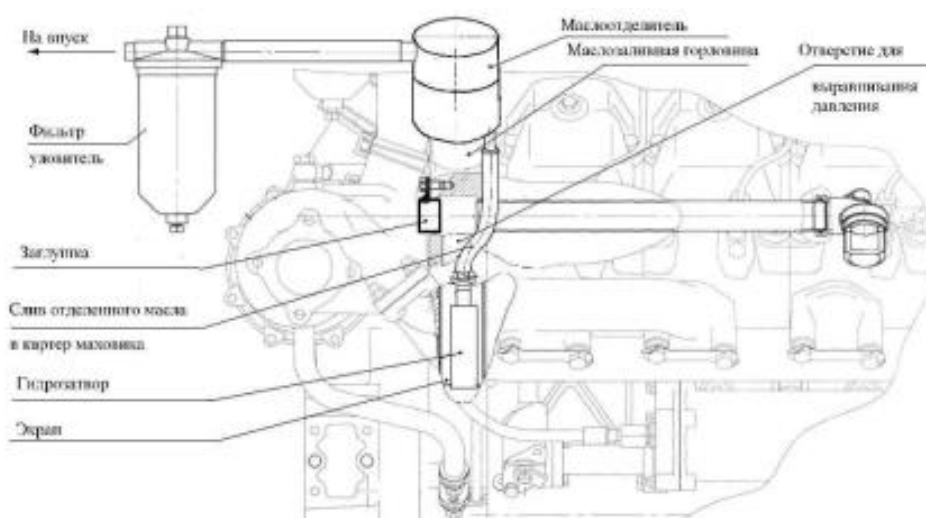


Рисунок 4.6 – Схема випробувань СВК на маслозаливній горловині, де перша ступінь масловідділення була тимчасово заглушена

4.3. Випробувальне обладнання та оцінка точності експериментальних досліджень

Забезпечення достовірності результатів експериментальних досліджень компонентів системи вентиляції картерних газів (КГ) вимагає високої точності вимірювань. Виміри схильні до певних похибок, які класифікуються

як систематичні, випадкові та грубі. Систематичні та грубі похибки можуть бути скоректовані або виключені на етапі підготовки до експерименту, тому подальша увага зосереджується на випадкових похибках.

Випадкові похибки виникають незалежно від інших вимірювань і мають як позитивні, так і негативні значення, навіть при вимірюваннях у ідентичних умовах. Ці похибки не можуть бути усунені методами прямого виключення і тому їх вплив на результати вимірювань розглядається за допомогою теоретичного підходу, зокрема, за методами теорії ймовірності.

Для оцінки величини випадкової похибки найчастіше використовується середньоквадратична похибка, яка за нормальним розподілом випадкової величини та застосуванням правила трьох сигм [11, 13-17] дозволяє обчислити її з високою ймовірністю, що наближається до одиниці.

$$\sigma_A = \frac{1}{3} \frac{\Delta A}{A} \cdot 100 \% \quad (4.4)$$

Похибки визначення вимірюваних величин при стендових безмоторних випробуваннях включають похибки, пов'язані з термопарою та вимірювальним приладом, як цифро-аналоговим перетворювачем.

Для термопар типу хромель-алюмель, які використовуються у діапазоні температур від -50 до +300°C, стандарт ГОСТ 3044-84 вказує, що максимальна похибка термопар не перевищує 0,50%. Це означає, що термопара може мати відхилення від істинного значення на 0,50% від вимірюного температурного показника.

Щодо цифро-аналогового перетворювача ICP CON-7019, його максимальна середньоквадратична похибка найчастіше спостерігається при мінімальному значенні температури, яке в цьому випадку становить 50°C. Для точного розрахунку похибки необхідно знати конкретні характеристики похибки перетворювача. Загалом, середньоквадратична похибка

визначається як квадратний корінь з середнього арифметичного квадратів відхилень виміряних значень від середнього значення.

Таким чином, при мінімальному значенні температури 50°C і при наявності даних про характеристики похибок перетворювача, можна обчислити точну середньоквадратичну похибку для даного температурного діапазону. Це дозволить врахувати та мінімізувати вплив випадкових похибок на загальні результати вимірювань.

$$\sigma_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{50} \cdot 100 \% = 0,66 \% \quad (4.5)$$

Загальна середньоквадратична похибка вимірювання враховує похибки всіх використаних приладів та методів, і її можна розрахувати, комбінуючи похибки кожного вимірювального компонента. Ось як можна визначити похибку для кожного аспекту випробувань:

1. Похибка вимірювання тиску картерних газів (КГ). Для еталонного п'єзометра зі шкалою від 0 до 600 мм вод. ст. і ціною поділки 1 мм вод. ст., середньоквадратичну похибку можна визначити як половину ціни поділки, що становить 0.5 мм вод. ст.

$$\sigma_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{600} \cdot 100 \% = 0,06 \% \quad (4.6)$$

2. Похибка вимірювання витрати картерних газів (КГ). Для витратоміра зі шкалою від 0 до 500 л/хв і ціною поділки 5 л/хв, середньоквадратичну похибку можна оцінити також як половину ціни поділки, що складає 2.5 л/хв.

$$\sigma_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{600} \cdot 100 \% = 0,06 \% \quad (4.7)$$

3. Похибка вимірювання часу. При використанні секундоміра з ціною поділки, припустимо, 0.1 секунди, середньоквадратичну похибку визначаємо як 0.05 секунди.

$$\sigma_{\tau} = \frac{1}{3} \cdot \frac{0,1}{600} \cdot 100 \% = 0,0055 \% \quad (4.8)$$

4. Похибка зважування масла. Для ваг, що мають межу вимірювання від 0 до 500 г і ціною поділки 0.01г, похибку можна оцінити як 0.005 г.

$$\sigma_{\nu} = \frac{1}{3} \cdot \frac{0,01}{500} \cdot 100 \% = 0,0007 \% \quad (4.9)$$

Щоб обчислити загальну середньоквадратичну похибку вимірювання витрати моторного масла, можна скористатися наступною формулою:

$$\sigma_q = \sqrt{\sigma_{\tau}^2 + \sigma_{\nu}^2} = \sqrt{0,0055^2 + 0,0007^2} = 0,0062 \% \quad (4.10)$$

4.4. Стендові випробування масловідділювачів

Для проведення стендових безмоторних випробувань та аналізу отриманих результатів були вибрані експериментальні масловідділювачі,

зазначені у розділі 1: Варіант 1, Варіант 5, та Варіант 8. Випробування було виконано відповідно до заздалегідь встановленої програми та методики.

Аналіз результатів стендових безмоторних випробувань (табл. 4.2):

1) В результаті модифікації конструкції центральних та напрямних втулок у дослідних масловідділювачах, а також завдяки введенню додаткових масловідділювальних пластин у Варіанті 5 порівняно з Варіантом 1, було зафіксовано незначне зростання опору масловідділювача. Варіант 8 демонструє вищий газодинамічний опір, що пояснюється наявністю десяти шарів масловідділювальної сітки.

2) В процесі випробувань відносний вміст масла в картерних газах зменшувався з підвищенням їх витрати, зі зменшенням від 0,3 до 0,062 г/л, що свідчить про збільшення ефективності з увеличенням потоку КГ.

3) Приріст гідравлічного опору масловідділювачів зафіксовано з збільшенням витрати КГ, що відображається на тиску в ємності, що імітує КД. Зміни тиску у цій ємності свідчать про динаміку роботи клапанів масловідділювачів.

4) Дослідження показали, що оптимальну працездатність з ефективністю не менше 99% можна досягти при витратах КГ не більше 400 л/хв. Зі збільшенням потоку до 450 л/хв витрата поданого масла становить від 30 до 33 г/хв.

5) Умови випробувань (за заданої температури масла та подаваного повітря) знижують ймовірність пароутворення в масловідділювачі, на відміну від умов на двигуні, де температура КГ значно вища.

6) Виходячи з результатів стендових безмоторних випробувань, для подальших тестів було обрано масловідділювач Варіант 5, який продемонстрував найкращу ефективність осадження масла.

Таблиця 4.2 – Результати випробувань масловідділювачів закритої СВК

Масловідділювач	Витрата КГ, л /хв	Витрата масла що подається в СВК, гр./хв (39)	Відносний вміст масла в КГ, гр./л (40)	Тиск в картері, мм вод.ст.	Розрідження, мм вод.ст.	Витрата віднесеного масла, гр./хв	Ефективність масловідділювача, % (41)
1	2	3	4	5	6	7	8
Варіант 1	100	29	0,29	15	300	0,0009	99,99
	200	35	0,175	33		0,0018	99,99
	300	27	0,09	48		0,0018	99,99
	400	30	0,075	60		0,0004	98,35
	450	30	0,067	157		0,0007	98,23
	500	32	0,064	274		0,0007	98,91
Варіант 5	100	30	0,3	15		0,0008	99,99
	200	33	0,165	35		0,0018	99,99
	300	29	0,097	52		0,0006	99,99
	400	31	0,076	76		0,0005	99,11
	450	33	0,073	178		0,0006	98,99
	500	31	0,062	300		0,0005	98,91
Варіант 8	100	30	0,29	21	300	0,0004	99,99
	200	33	0,172	42		0,0005	99,92
	300	28	0,1	58		0,0006	98,92
	400	30	0,074	86		0,0008	98,68
	450	32	0,065	182		0,0007	98,31
	500	33	0,064	321		0,0007	98,91

4.5. Стендові випробування закритої СВК

Для оцінки ефективності видалення моторного масла з картерних газів (КГ) перед їх входом у СВК, були виконані стендові моторні випробування на серійній конструкції СВК для V-подібних двигунів 8ЧН 12/13, що

включають закритий злив через гідрозатвор. Результати випробувань для чотирнадцяти V-подібних двигунів потужністю 400 к.с., як з так і без маслорозподільного жолоба, представлені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати стендових моторних випробувань з визначенням моторного масла у СВК

Витрата КМ, л /хв.	Витрата масла в СВК, гр./год (39)	Витрата віднесеного масла, гр./ год	Ефективність масловідділювача, % (41)	Тиск картерний, мм .вод.
Без маслорозподільного жолоба				
64	1,2	0,05	95,83	0,1
90	6	1	83,33	6,1
130	18	8	55,56	9,18
180	46	6,5	85,87	10,2
230	228	6	97,37	17,3
280	342	5	98,54	22,4
320	468	8	98,29	30,5
360	900	8,5	99,06	31,6
З маслорозподільним жолобом				
64	0,6	0,05	91,67	2
90	3	0,2	93,33	9
130	6	0,3	95,00	12
180	43	0,5	98,84	14
230	78	0,8	98,97	25
280	140	2,7	98,07	50
320	300	13,8	95,40	61
360	800	39,6	95,05	76

Аналіз результатів стендових моторних випробувань закритої СВК:

1) Використання маслорозподільного жолоба ефективно зменшує кількість масла, що потрапляє з КГ у СВК, майже вдвічі порівняно з базовою моделлю. Згідно з даними, максимальна витрата КГ для стандартних V-подібних двигунів 8ЧН 12/13 становить від 180 до 200 л/хв, а за нормами ISO 17536 з маслорозподільним жолобом, СВК ефективно працює при витраті до 130 л/хв.

2) Для всіх майбутніх випробувань дослідних масловідділювачів закритої СВК буде застосовуватися конструкція V-подібного двигуна 8ЧН 12/13 з маслорозподільним жолобом.

Стендові моторні випробування були здійснені з використанням високофорсованого дизельного V-подібного двигуна 8ЧН 12/13 потужністю 440 к.с., використовуючи дослідний масловідділювач варіанта 5, який продемонстрував високу ефективність під час попередніх безмоторних випробувань.

Результати випробувань показали, що закрыта СВК не має суттєвого впливу на основні ефективні показники двигуна (N_e , M_e , G_e , P_z , G_v та інші) у межах допустимої похибки вимірювального обладнання. Загальні результати та ефективність осадження масла представлені у таблиці 4.4, яка демонструє виконання визначених завдань наукового дослідження.

Таблиця 4.4 – Результати стендових моторних випробувань закритої СВК

№зп	Витрата КГ , л /хв	Витрата масла в СВК, гр./ год (39)	Витрата віднесеного масла, гр./ год	Ефективність СВК, % (41)	Розрідження на впуску, мм вод . з т.п.	Тиску картері, мм .вод.ст.
1	64	0,6	0,05	91,67	300	5
2	90	3	0,25	91,67		16
3	130	6	0,3	95,00		21
4	180	21	0,3	98,57		32
5	230	145	1,6	98,90		41
6	280	155	2,6	98,32		55
7	320	58	3,8	93,45		75
8	360	98	4,8	95,10		140

Згідно з даними таблиці 4.4, розроблена конструкція закритої СВК забезпечує відповідність усім критеріям ефективності та працездатності системи при витраті КГ до 200 л/хв. За цих умов, тиск у системі картерної вентиляції (КД) значно збільшився порівняно зі стандартним виконанням,

але для забезпечення оптимальної роботи ущільнень у двигунах 8ЧН 12/13 тиск не повинен перевищувати 250 мм вод. ст. Вимірювання показали, що навіть при витраті КГ 360 л/хв максимальні значення тиску не перевищують 140 мм вод. ст., що відповідає технічним вимогам.

При цьому тиск у картерній вентиляції (КД) порівняно з серійним виконанням значно зріс, проте для оптимальної роботи ущільнень у V-подібних двигунах 8ЧН 12/13 тиск не повинен перевищувати 250 мм вод. ст. Отримані максимальні значення тиску не перевищують 140 мм вод. ст. навіть при витраті КГ 360 л/хв, що також відповідає встановленим вимогам.

Таблиця 4.5 містить дані про показники вихлопних викидів (ВВВ) для двигуна 8ЧН 12/13 потужністю 440 к.с., випробуваного з базовою та розробленою закритою СВК в умовах циклів ESC та ETC.

Таблиця 4.5 – Випробування двигуна з аналізом вихлопних викидів

Виконання СВК	NOx	CH	CO	PT
	г / кВт · год			
ESC				
Базова	10,126	0,234	0,242	0,011
Розроблена	9,840	0,230	0,252	0,012
Різниця, %	-2,82	-1,71	4,13	3,42
ETC				
Базова	8,75	0,30	0,81	0,01
Розроблена	8,26	0,292	0,84	0,017
Різниця, %	-5,60	-2,67	3,70	4,12

Аналіз вихлопних викидів показав, що закрита СВК має незначний вплив на екологічні показники двигуна. Зокрема, зниження вмісту оксидів азоту (NO_x) та вуглеводнів (CH) варіюється від 1,71 до 5,6%, в залежності від циклу випробувань. Також спостерігається невелике зростання оксидів вуглецю (CO) та зважених частинок на 3,42–4,13%.

Причиною зниження NOx і CH може бути зменшення максимальної температури згоряння, що веде до зниження тиску згоряння. Крім того, мінімальне винесення масла з СВК у систему впуску сприяє збільшенню вмісту твердих частинок і оксидів вуглецю в вихлопних газах.

Для підвищення ефективності осадження масла у СВК рекомендовано використання спеціального волокнистого матеріалу, як це робиться в імпортованих масловідділювачах. У дослідних масловідділювачах використовується металева сітка, яка легко чиститься та має необмежений термін служби, на відміну від волокнистого матеріалу з обмеженим терміном служби.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Вимоги охорони праці під час експлуатації і обслуговування дизельних двигунів

Під час експлуатації та обслуговування дизельних двигунів дотримання вимог охорони праці є критично важливим для забезпечення безпеки працівників та запобігання аварійним ситуаціям. Робоче місце повинно бути організоване так, щоб забезпечувати безпечне виконання всіх процесів, включно з наявністю місць для збору відпрацьованих матеріалів та рідин, як-от мастило чи охолоджувальна рідина. Усі дії мають виконуватися відповідно до чітких інструкцій з охорони праці, щоб уникнути небажаних ситуацій. Особливу увагу потрібно приділяти електробезпеці, оскільки дизельні двигуни часто мають електронні системи керування. Це вимагає дотримання правил уникнення контакту з електричними частинами без належного заземлення та використання інструментів із ізоляційними покриттями. Крім того, працівники повинні бути кваліфікованими для роботи з таким обладнанням, що передбачає проходження відповідних навчань і регулярних інструктажів.

Однією з головних небезпек під час обслуговування дизельних двигунів є вплив токсичних викидів. Дизельні двигуни виділяють шкідливі речовини, такі як чадний газ, оксиди азоту та тверді частки, які можуть викликати отруєння та захворювання дихальної системи. Також значний ризик становлять пожежонебезпечні ситуації, адже дизельне паливо та мастильні матеріали є горючими. Недотримання правил безпеки, таких як уникнення контакту з гарячими поверхнями, може призвести до займання

або навіть вибуху. Окрім того, робота з двигунами передбачає високий рівень шуму, що негативно впливає на слух працівників. Важливою є також небезпека від обертальних та гарячих частин двигуна, через які можуть виникнути механічні травми та опіки.

Захист працівників забезпечується засобами індивідуального захисту. Респіратори чи маски необхідні для фільтрації повітря від шкідливих часток та випарів, особливо коли концентрація токсичних речовин у повітрі може перевищувати допустимі норми. Очі працівників захищають захисні окуляри чи щитки, що запобігають потраплянню бризок палива та мастильних рідин. Спецодяг із вогнестійких матеріалів захищає від можливих опіків, а захисні рукавиці - від хімічних речовин і гарячих поверхонь. Додатково, захист слуху забезпечується за допомогою шумозахисних навушників або екранів, які знижують вплив шкідливих рівнів шуму.

У робочих зонах повинні функціонувати витяжні вентиляційні системи, які знижують концентрацію шкідливих речовин у повітрі, а також регулярно проводитися інструктажі з охорони праці для підвищення обізнаності працівників щодо потенційних небезпек. Медичні огляди є необхідною частиною профілактики захворювань, які можуть виникати через тривалий вплив небезпечних факторів. Окрім цього, важливим заходом є моніторинг рівня шкідливих речовин у робочому середовищі, що дозволяє контролювати якість повітря та запобігати перевищенню допустимих норм [12].

Дотримання цих заходів дозволяє значно знизити ризики для здоров'я та безпеки працівників під час обслуговування дизельних двигунів.

5.2. Забезпечення безпечних умов праці при роботі з системою вентиляції

Забезпечення безпечних умов праці при роботі з системою вентиляції дизельних двигунів є важливим етапом для запобігання ризикам, пов'язаним

із впливом токсичних речовин і відпрацьованих газів на здоров'я працівників. Розглянемо основні аспекти, що допомагають забезпечити належні умови праці.

При обслуговуванні вентиляційної системи дизельного двигуна необхідно враховувати можливі ризики, серед яких виділяються:

- Шкідливі викиди: Дизельний двигун виділяє продукти згоряння, зокрема чадний газ (CO), оксиди азоту (NO_x) і тверді частки, які можуть мати токсичний вплив. У разі неправильної роботи вентиляційної системи, концентрація цих шкідливих речовин може перевищити допустимі норми, спричиняючи гостре чи хронічне отруєння [12].

- Високий тиск і температура: В процесі роботи системи вентиляції створюються високий тиск та підвищені температури, які можуть призвести до опіків або травм при необережному поводженні.

- Ризик витоку відпрацьованих газів: Витоки можуть виникати в місцях з'єднання трубопроводів, клапанів та ущільнень. Це становить небезпеку для працівників, які обслуговують двигун або перебувають поруч із ним.

Попередження можливого витоку відпрацьованих газів і захист від шкідливих викидів:

- Регулярний технічний огляд і обслуговування: Систему вентиляції необхідно регулярно оглядати на предмет зносу і замінювати зношені частини (ущільнення, прокладки, трубопроводи). Це допоможе запобігти витоку відпрацьованих газів і забезпечить належну герметичність системи.

- Використання газоаналізаторів: Контроль концентрації шкідливих речовин здійснюється за допомогою спеціальних приладів, таких як газоаналізатори, які дозволяють відстежувати рівень викидів та вчасно реагувати на підвищення концентрацій.

- Застосування фільтрів: У вентиляційній системі встановлюють фільтри, які зменшують кількість твердих часток і токсичних речовин, що

попадають у навколишнє середовище, тим самим знижуючи ризики для здоров'я працівників.

- Резервні системи захисту: Якщо вентиляційна система виходить з ладу, важливо мати резервні заходи, такі як аварійна вентиляція або евакуаційні плани, що дозволяють оперативно діяти у разі перевищення допустимих концентрацій шкідливих речовин.

Таким чином, забезпечення безпечних умов праці при роботі з вентиляційною системою дизельного двигуна передбачає всебічний контроль за станом системи, технічне обслуговування та використання засобів, які сприяють очищенню та провітрюванню робочого середовища. Це дає змогу мінімізувати вплив шкідливих речовин і забезпечити безпечні умови для працівників.

5.3. Розробка та впровадження заходів щодо запобігання нещасним випадкам

Розробка та впровадження заходів щодо запобігання нещасним випадкам під час обслуговування системи вентиляції дизельних двигунів є важливим етапом для забезпечення безпечних умов праці та зниження ризиків травматизму. Однією з першочергових задач є аналіз можливих причин нещасних випадків. До них належать порушення техніки безпеки, яке може призвести до ураження електричним струмом або травм від обертальних частин двигуна; зношеність обладнання, що підвищує ризик механічних пошкоджень, пожеж чи витоків відпрацьованих газів; недостатня кваліфікація працівників або відсутність інструктажу, що підвищує ризики неправильної експлуатації обладнання; а також невідповідність засобів

індивідуального захисту (ЗІЗ), коли працівники можуть постраждати через неналежне використання респіраторів, рукавиць або інших засобів захисту.

Для запобігання механічним травмам, опікам та отруєнням необхідно вжити конкретних заходів. Попередження механічних травм можна досягти шляхом встановлення захисних огорожень і бар'єрів навколо обертальних частин двигуна, використання блокувальних пристроїв, які унеможливають випадковий запуск двигуна під час обслуговування, а також регулярної перевірки обладнання, особливо у місцях з підвищеним ризиком травмування. Для захисту від опіків працівників забезпечують спеціальним вогнестійким одягом і рукавицями, гарячі частини двигуна маркують і обмежують доступ до них без відповідних ЗІЗ, а також у робочих зонах встановлюють термозахисні екрани для зменшення ризику опіків. Щодо заходів захисту від отруєнь, працівники повинні використовувати респіратори або маски для захисту від шкідливих викидів, у приміщеннях мають бути встановлені датчики для контролю рівня токсичних речовин, а робочі зони слід провітрювати та оснащувати ефективною витяжною вентиляцією [12].

Інструктажі та навчання з охорони праці, а також оцінка кваліфікації працівників є необхідними елементами для підтримання належного рівня безпеки. Перед початком роботи всі працівники повинні отримувати первинний інструктаж з охорони праці, а також проходити регулярні періодичні інструктажі. Спеціалізоване навчання з обслуговування дизельних двигунів, зокрема їхніх вентиляційних систем, допомагає підвищити обізнаність працівників про особливості роботи та можливі ризики. Також важливими є практичні навчання, під час яких працівники вчаться реагувати на аварійні ситуації, користуватися первинними засобами пожежогасіння та дієво діяти у разі пожежі чи отруєння.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Закриті системи вентиляції картера (ЗСВК) є сучасними та ефективними рішеннями, що дозволяють мінімізувати шкідливий вплив картерних газів на навколишнє середовище та підвищити довговічність двигуна. Проте проектування такої системи супроводжується рядом технічних проблем, серед яких - оптимальний підбір компонентів та забезпечення ефективного очищення газів.

2. Складність створення закритої СВК полягає в тому, що дрібні частинки масла, які потрапляють у КГ і спрямовуються у впускну систему, можуть призводити до серйозних проблем.

3. Для створення точної розрахункової моделі робочого процесу двигуна V8 використовувалася детальна CAD-модель цього двигуна. Завдяки програмному забезпеченню AVL Boost, до моделі були імпортовані внутрішні об'єми всіх газодинамічних каналів, патрубків і колекторів.

4. Для аналізу конструкції циліндрових гільз та поршнів у високофорсованих дизельних двигунах автомобілів, а також для встановлення межових умов для розрахунків можливості прориву картерних газів у гарячому стані, було проведено тепловий аналіз та оцінено ПДВ (поля деформацій і витрат) поршнів і гільз з різними геометричними параметрами.

5. Тривимірні аналізи різних конструкцій гільз циліндрів підтвердили, що посилення міцності матеріалу гільзи, збільшення її товщини стінок і зменшення зазору з блоком двигуна суттєво знижують деформації під час роботи двигуна.

6. Здійснено газодинамічний аналіз прориву картерних газів через циліндро-поршневу групу та обґрунтовано програму та методику стендових моторних випробувань закритої СВК.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ANSYS Workbench User's Guide. ANSYS Release 12.1. - USA: ANSYS, Inc, 2009. - 120 p.
2. Podevin, P. Influence of lubricating oil pressure and temperature on the Діяльність при низьких ступенях центрифугальної компресор для автомобільного інструменту / P. Podevin, A. Clenci, G. Descombes // Applied thermal Engineering. - 2011. - vol. 31. - P. 194-201.
3. Конспект лекцій з дисципліни «Відновлення деталей» для здобувачів освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» / Укладачі: Левкович М.Г., Гупка А.Б., Сіправська М.Д. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2021. – 136 с.
4. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту / О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, А.Б. Гупка, Л.М. Слободян, Б.Р. Гевко, Р.В. Хорошун // ЛНТУ, Том 2 № 21 (2023): сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Луцьк, - 2023. с. 135-144.
5. Техніко – економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. – Тернопіль : Вид – во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 276 с.
6. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гудь В.З., Левкович М.Г., Сташків М.Я., Сіправська М.Д. – Тернопіль : Вид – во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 544 с.
7. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Левкович М.Г., Гудь В.З., Сташків М.Я., Сіправська М.Д. – Тернопіль : Вид-

во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 544 с.

8. Oleg Lyashuk ,Andrii Gupka, Yuriy Pyndus , Vasily Gupka, Mariia Sipravska, Andrzej Wozniak, Mikola Stashkiv The tribology of the car: Research methodology and evaluation criteria ICCPT 2019: Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference, May 28-29, 2019, Ternopil, Ukraine (ICCPТ 2019), Ternopil, Ukraine, May 28-29, 2019.

9. O. Liashuk O. Livitskyi, V. Aulin , S. Lysenko , A. Hrynkiw, A. Gypka Parameters of the lubrication process during operational wear of the crankshaft bearings of automobile engines Problems of Tribology, V. 27, No 4/106-2022, 69-81.

10. Конспект лекцій (частина І) з дисципліни «Транспортні засоби» для студентів усіх форм навчання першого рівня освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», 275 «Транспортні технології» галузі знань 27 «Транспорт» / О.Л. Ляшук, Т.Д. Навроцька., Р.Р. Заверуха., Л.М. Слободян., Р.В. Хорошун. – Тернопіль, ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 132 с.

11. Параметрична модель фрикційного контакту / Р.Я. Лещук, І.Т. Ярема, А.Б. Гупка // 16-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 18 травня – 19 травня 2023 р.) : Матеріали симпозіуму. – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2023. с. 58.

12. Навчальний посібник «Техноекологія та цивільна безпека. частина «Цивільна безпека»» / автор-укладач В.С. Стручок– Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., – 156 с.

13. Кисляков В. Ф., Лущик В.В. Будова і експлуатація автомобілів: Підр. – 6-те вид. – К., 2006. – 400 с.

14. Мимоход, Д. (2022). Вплив параметрів системи «картерний простір-моторна олива» на мащення трибоз'єднань колінчастого валу бензинового двигуна (Master's thesis, Національний університет «Запорізька політехніка»).

15. Шевченко, І. А., & Панарін, Д. Є. (2010). Модернізація системи вентиляції картера ДВЗ.

16. Аулін, В. В., Жулай, О. Ю., Лозовий, О. С., Бобрицький, В. М., & Лисенко, С. В. (2008). Система вентиляції картера двигуна внутрішнього згоряння.
17. Міт'євський, І. Ю., & Митьевский, И. Ю. (2020). Визначення впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан дизельного двигуна (Master's thesis, Національний університет «Запорізька політехніка»).
18. Терещенко, В. К., & Терещенко, В. К. (2020). Вплив якості очищення циліндрів на техніко-економічні показники дизельного двигуна Д-260 (Master's thesis, Національний університет «Запорізька політехніка»).
19. Дрібас, Д. Е., & Дрибас, Д. Э. (2020). Дослідження впливу картерних газів бензинового двигуна на експлуатаційні показники моторних олів (Master's thesis, Національний університет «Запорізька політехніка»).
20. Victor Aulin, Oleg Lyashuk, Andrii Gupka, Oleg Tson, Mironov Dmitro, Mariana Sokol, Roman Leshchuk, Igor Yarema. Tribodiagnosis of the surface damage of tribo-coupling parts materials during machine operation. *Procedia Structural Integrity*. Volume 59, 2024, Pages 428-435.
21. Victor Aulin, Oleg Lyashukb, Serhii Lysenkoa, Oleg Tson, Andrii Hryniv, Natalia Rozhko. Extension of the service term of the resource-determining elements of vehicle units based on the artificial neural network model of their defects. VII International Conference “In-service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction (DMDP 2023) *Procedia Structural Integrity* 59 (2024) 436–443 E-ISSN:2452-3216
22. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т. А. Довбуш , Н. І. Хомик, А. В. Бабій, Г. Б. Цьонь, А. Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.