

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Факультет інформаційних технологій та механічної інженерії

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра експлуатації та ремонту машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Дослідження швидкості поширення фронту полум'я
в бензинових двигунах внутрішнього згорання

Виконав: здобувач вищої освіти

другий (магістерський)

(рівень вищої освіти)

спеціальності

274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми

ОПП «Автомобільний транспорт»

(вид та назва освітньої програми)

групи АТ-21мп

Даниїл ОНИЩЕНКО

(ім'я та прізвище здобувача)

Керівник Тетяна КОЛЕСНИКОВА

(ім'я та прізвище)

Рецензент Олександр ГОЛУБЧЕНКО

(ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

(сума балів, оцінка ECTS, оцінка за національною шкалою,)

Секретар ЕК _____ / Віталій БОГОМОЛОВ /

(підпис)

(ім'я та прізвище секретаря ЕК)

Дніпро – 2022

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Інститут, факультет інформаційних технологій та механічної інженерії
 Кафедра експлуатації та ремонту машин
 Рівень вищої освіти другий (магістерський)
 Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр та назва)
 Освітня програма ОПП «Автомобільний транспорт»
(вид та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
к.т.н. Олександр ЛИХОДІЙ ..
 «__» _____ 2022 року

**З А В Д А Н Н Я
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Даниїлу ОНИЩЕНКО

(ім'я та прізвище)

1. Тема роботи Дослідження швидкості поширення фронту полум'я
в бензинових двигунах внутрішнього згорання

Рівень роботи доц., к.т.н. Тетяна КОЛЕСНИКОВА

(ім'я та прізвище, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора від «22» вересня 2022 року № 340-кв

2. Строк подання роботи до захисту «22» грудня 2022 року

3. Вихідні дані до двигун внутрішнього згорання з іскровим
роботи запалюванням, потужністю 106,6 кВт, частота
обертання колінчастого валу 5200 хв⁻¹, ступінь
стиску 9,3

4. Зміст кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити) _____
Вступ. 1. Аналіз конструкцій двигунів внутрішнього згорання з підвищеним
ступенем стиску та аналіз згорання паливно-повітряних сумішей у двз з
іскровим займанням. 2. Розрахунок зміни параметрів двигуна внутрішнього
згорання залежно від зміни ступеня стиску. 3. Методика регулювання
швидкості поширення фронту пламені. Висновки. Список використаних
джерел. Відомість кваліфікаційної роботи.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження регулювання швидкості поширення фронту полум'я в бензинових двигунах внутрішнього згоряння» складається із 63 аркушів формату А4, на яких містяться три розділи, 20 рисунків, 1 таблиця, 17 джерел інформації.

Метою кваліфікаційної роботи є розробка методу регулювання швидкості поширення фронту полум'я в двигунах внутрішнього згоряння іскровим запалюванням з метою зниження рівня детонації.

Об'єкт дослідження: метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я в двигунах внутрішнього згоряння іскровим запалюванням.

Предмет дослідження: швидкість поширення фронту полум'я в ДВЗ.

Наукова новизна отриманих результатів:

Розроблено метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

У даній кваліфікаційній роботі проведено аналіз наявних конструкцій двигунів внутрішнього згоряння з підвищеним ступенем стиску, виявлено їхні недоліки та показано перспективи цього напрямку вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння. Розглянуто особливості згоряння паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим запалюванням. Розроблено метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

Методи дослідження. Теоретично-розрахункові.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ІСКРОВЕ ЗАПАЛЮВАННЯ, МЕТОДИКА, СТУПІНЬ СТИСКУ, ФРОНТ ПОЛУМ'Я, ДЕТОНАЦІЯ.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	5
1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З ПІДВИЩЕНИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ ТА АНАЛІЗ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВНО-ПОВІТРЯНИХ СУМІШЕЙ У ДВЗ З ІСКРОВИМ ЗАЙМАННЯМ	7
1.1. Методи підвищення потужності та паливної економічності двигунів	7
1.2. Особливості конструкції двигунів зі змінним ступенем стиску	10
1.3. Аналіз згоряння паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим займанням	19
1.4. Проблеми проектування двигунів з високим ступенем стиску	33
Висновки до першого розділу	35
2 РОЗРАХУНОК ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗАЛЕЖНО ВІД ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ	36
2.1. Розрахунок робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння	36
Висновки до другого розділу	42
3 МЕТОДИКА РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ПОШИРЕННЯ ФРОНТУ ПЛАМЕНІ	43
3.1. Постановка проблеми	43
3.2. Методика регулювання швидкості поширення фронту полум'я	43
3.3. Розрахунок управління впорскуванням палива	47
3.4. Системи впорскування палива	50
Висновки до третього розділу	58
ВИСНОВКИ	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	61
ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	63

ВСТУП

Актуальність теми. Останнім часом усе більш гостро стоїть проблема підвищення паливної економічності автомобільних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) і посилюються законодавчі норми на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами. Підвищення економічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах може бути забезпечене шляхом регулювання ступеня стиску на дросельних режимах двигуна. Зі збільшенням ступеня стиску в камері згоряння підвищуються тиск і температура, що створює сприятливіші умови для займання і згоряння горючої суміші та підвищує ефективність використання енергії палива, тобто ККД. Збільшення ступеня стиску дає змогу домогтися зростання ККД двигуна, знизити витрату палива.

Однак є і нюанси. Перш за все, це детонація двигуна. У нормі заряд палива і повітря в циліндрах повинен саме горіти, а не вибухати. Займання суміші має починатися і закінчуватися в строго задані моменти.

При цьому паливо має так звану "детонаційну стійкість", тобто здатність протистояти детонації. Якщо ж сильно збільшити ступінь стиску, тоді пальне може почати детонувати в двигуні за певних режимів роботи ДВЗ. Одним зі шляхів розв'язання даної проблеми є регулювання швидкості поширення фронту полум'я, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

Мета та завдання дослідження.

Метою кваліфікаційної роботи є розробка методу регулювання швидкості поширення фронту полум'я в двигунах внутрішнього згоряння іскровим запалюванням з метою зниження рівня детонації.

Об'єкт дослідження: метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я в двигунах внутрішнього згоряння іскровим запалюванням.

Предмет дослідження: швидкість поширення фронту полум'я в ДВЗ.

Для досягнення поставленої мети в роботі сформульовано та розв'язано такі завдання:

- Провести аналіз конструкцій двигунів внутрішнього згоряння з підвищеним ступенем стиску;
- Проаналізувати особливості згоряння паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим запалюванням;
- Виконати розрахунок робочого процесу двигуна за різними ступенями стиску;
- Розробити метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

Методи дослідження: теоретично-розрахунковий.

Наукова новизна отриманих результатів:

Розроблено метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

Практичне значення отриманих результатів

Практичне значення мають: методика розрахунку регулювання швидкості поширення фронту полум'я, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

Результати роботи використовуються в науково-дослідній роботі та навчальному процесі кафедри "ЕРМ" ПДАБА.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження були представлені на: X міжнародній науково-технічній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених "Молодь: наука та інновації".

Онищенко Д.С., Колеснікова Т.М., к.т.н. Дослідження впливу механізму зміни ступеня стиску на швидкість зниження ступеня стиску в залежності від режиму роботи двигуна (Дніпро, НТУ «Дніпровська політехніка» 23-25 листопада 2022 р.)

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З
ПІДВИЩЕНИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ ТА АНАЛІЗ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВНО-
ПОВІТРЯНИХ СУМІШЕЙ У ДВЗ З ІСКРОВИМ ЗАЙМАННЯМ

**1.1. Методи підвищення потужності та паливної економічності
двигунів**

Для оцінки ступеня форсування і досконалості двигуна застосовується показник його технічного рівня - літрова потужність, що представляє відношення номінальної (розрахункової) ефективної потужності N_{ep} до робочого об'єму (літражу) двигуна:

$$N_{\Pi} = \frac{N_{ep}}{V_{hi}} = \frac{P_{ep}}{30t} \quad (1.1)$$

де P_e :

$$P_e = \frac{h_{и}}{\alpha l_0} \eta_v \eta_i \eta_m \gamma \quad (1.2)$$

Підставивши у формулу (1.1) залежність (1.2), отримаємо:

$$N_{\Pi} = \frac{1}{30t} \frac{h_{и}}{h_0} \eta_v \gamma_0 \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_i \eta_m \quad (1.3)$$

Вираз (1.3) дає змогу аналізувати вплив на літрову потужність теплотворної здатності заряду h_u/l_0 , ступеня заряджання циліндра, якості протікання робочих процесів η_i/α , механічного ККД η_m , частоти обертання колінчастого вала η та тактності двигуна тощо.

Для автомобільних двигунів основними методами підвищення літрової потужності можна визнати такі:

- підвищення ефективного ККД шляхом вдосконалення організації робочих процесів і зменшення відведення тепла. Провідні фірми світового двигунобудування ведуть інтенсивні НДР і ОКР зі створення двигунів з "утепленою" камерою згоряння і навіть адіабатних двигунів. Роботи стримуються відсутністю необхідних керамічних матеріалів і високотемпературних моторних олів. Створення дизеля з "утепленою" камерою згоряння дасть змогу підвищити ефективний ККД на 15...20% і довести мінімальну питому ефективну витрату палива до 170 г/кВт*год.

- Збільшення наповнення циліндра. Збільшення наповнення циліндра можливе підвищенням тиску p_k , що надходить у циліндр повітря або суміші. Такий прийом підвищення коефіцієнта наповнення циліндра називається наддувом. Якість наповнення окремих циліндрів залежить від конструктивних і газодинамічних показників впускного тракту, що охоплює повітряний фільтр із повітрязабірним патрубком, загального трубопроводу або індивідуальних патрубків для окремих циліндрів, об'єднаних на вході ресивером, впускного каналу з клапанами.

- Зниження гідравлічних втрат. Значного підвищення коефіцієнта наповнення і збільшення рівномірності наповнення заряду по циліндрах можна домогтися за рахунок зниження гідравлічних втрат, вибору раціональної довжини трубопроводів і використання хвильових явищ у системі впуску. У швидкохідних двигунів у процесі впуску і випуску рух газів має коливальний характер. Можна так налаштувати впускну систему, що наприкінці процесу впуску в трубопроводі біля впускного отвору тиск буде вищим за атмосферний, тобто виникає хвиля тиску. Таке явище називають динамічним наддувом.

- Підвищення маси заряду - нагнітання компресором повітря або суміші, привід якого може бути механічним, але частіше від газової турбіни.

У газовій турбіні використовується частина "викидної" енергії відпрацьованих газів, що мають тиск 0,2...0,4 кПа і температуру 900...1400 К. Застосування газової турбіни для приводу компресора називається турбонаддувом.

Для оцінки форсування двигуна наддувом застосовують кілька параметрів, один із яких - ступінь підвищення тиску π_k :

$$\pi_k = p_k / p_0, \quad (1.4)$$

де p_k і p_0 - тиск наддуву і навколишнього середовища відповідно.

За значного форсування двигуна наддувом, коли $\pi_k > 2,0$, між впускною системою двигуна і компресором встановлюється холодильник (повітряний радіатор) для зниження температури заряду. Використання проміжного охолодження значно знижує температуру повітря або суміші, а отже, теплову напруженість деталей двигуна і підвищує зарядку циліндрів. Застосування турбонаддуву в двигунах супроводжується підвищенням літрової потужності на 50-75%. Крім цього, збільшення зарядки циліндрів і особливо утилізація енергії відпрацьованих газів у газовій турбіні турбокомпресора призводить до зниження питомої ефективної витрати палива, тобто підвищення паливної економічності двигуна.

- Зменшення механічних втрат. Механічні (внутрішні) втрати складаються з втрат усіх видів механічного тертя, втрат на привід допоміжних механізмів (рідинного, масляного, паливного насосів, вентилятора, генератора тощо), на здійснення газообміну, вентиляційних втрат, що виникають при русі рухомих деталей двигуна при великих швидкостях у повітряно-оливному середовищі, а також на привід компресора. Газодинамічні втрати на перетікання заряду між порожнинами розділеної камери згоряння також відносять до механічних втрат.

Втрати на тертя в загальному обсязі механічних втрат досягають 80 %. Втрати на тертя між поршневою групою і циліндром становлять 45...55 %, а в підшипниках - до 20 % від усіх втрат.

Таким чином, внутрішні втрати індикаторної потужності, тобто потужність механічних втрат, являє собою суму перерахованих вище видів втрат:

$$N_M = N_T + N_{нас} + N_{пр} + N_k + N_{г} \quad (1.5)$$

Саме з цією метою двигунобудівники стали застосовувати полегшені поршні і шатуни, зберігаючи їхню вихідну розмірність.

- Підвищення ступеня стиску. Ступінь стиску - це відношення суми об'ємів циліндра і камери згоряння до об'єму камери згоряння. Зі збільшенням ступеня стиску в камері згоряння підвищуються тиск і температура, що створює сприятливіші умови для займання і згоряння горючої суміші та підвищує ефективність використання енергії палива, тобто ККД. Чим ступінь стиску вищий, тим ККД більший.

1.2. Особливості конструкції двигунів зі змінним ступенем стиску

Сучасний двигун внутрішнього згоряння досяг вищого ступеня своєї еволюції. Наразі серійно випускаються різні бензинові та дизельні двигуни, з'явилися гібридні установки, додатково реалізовано можливість перевести двигун на газ.

У списку найбільш значущих напрацювань за останні роки можна виділити: впровадження систем високоточного впорскування під управлінням складної електроніки, отримання великої потужності без збільшення робочого об'єму завдяки системам турбонаддува, збільшення кількості клапанів на циліндр, використання систем зміни фаз газорозподілу тощо.

Результатом стало помітне поліпшення характеристик ДВЗ, а також зниження рівня токсичності відпрацьованих газів. Конструктори та інженери в усьому світі продовжують не тільки активно працювати над удосконаленням уже наявних рішень, а й намагаються створити абсолютно нову конструкцію, наприклад, створити двигун без колінвалу та шатунів, позбутися розподільчого валу в пристрої ГРМ або динамічно змінювати ступінь стиску двигуна. Деякі проекти таких двигунів ще перебувають на стадії розробки, інші вже стали реальністю. Наприклад, двигуни зі змінним ступенем стиску.



Рис. 1.1. Залежність ККД двигуна від ступеня стиску

При однакових порціях паливо-повітряної суміші на ККД двигуна сильно впливає ступінь стиску.

Бензинові двигуни мають, у середньому, показник ступеня стиску 8-14, дизелі 18 - 23. Ступінь стиску є фіксованою величиною і конструктивно закладається під час розробки того чи іншого двигуна. Також від ступеня стиску залежатимуть і вимоги до використання октанового числа бензину в тому чи іншому двигуні. Паралельно враховується і те, атмосферний двигун чи з наддувом.

Ступінь стиску, фактично це показник, який визначає, наскільки сильно буде стискатися паливно-повітряна суміш у циліндрах двигуна. Якщо просто, добре стиснута суміш краще запалюється і повноцінніше згорає. Виходить, збільшення ступеня стиску дає змогу домогтися зростання ККД двигуна, отримати поліпшену віддачу від двигуна, знизити витрату палива тощо.

Однак є і нюанси. Перш за все, це детонація двигуна. У нормі заряд палива і повітря в циліндрах повинен саме горіти, а не вибухати. Займання суміші має починатися і закінчуватися в строго задані моменти.

При цьому паливо має так звану "детонаційну стійкість", тобто здатність протистояти детонації. Якщо ж сильно збільшити ступінь стиску, тоді паливо може почати детонувати в двигуні за певних режимів роботи ДВЗ.

Результат - неконтрольований вибуховий процес згоряння в циліндрах, швидке руйнування деталей мотора ударною хвилею, значне зростання температури в камері згоряння тощо. Як видно, зробити постійним високий ступінь стиску не можна саме з цих причин. При цьому єдиним виходом у цій ситуації є можливість гнучко змінювати цей показник стосовно різних режимів роботи двигуна.

Такий "робочий" мотор нещодавно запропонували інженери преміального бренду Infiniti (елітний підрозділ Nissan). Також до аналогічних розробок були і залишаються залучені інші автовиробники (SAAB, Peugeot, Volkswagen тощо). Отже, давайте розглянемо двигун зі змінним ступенем стиску.

Можливість змінювати ступінь стиску дає змогу значною мірою збільшити продуктивність турбомоторів з одночасним зменшенням витрати палива. Залежно від режиму роботи і навантажень на ДВЗ паливний заряд стискається і згорає в найоптимальніших умовах.

Коли навантаження на силовий агрегат мінімальні, в циліндри подається економічна "бідна" суміш (багато повітря і мало палива). Для такої суміші добре підходить високий ступінь стиску. Якщо ж навантаження на мотор зростають

(подається "багата" суміш, в якій більше бензину), тоді закономірно зростає ризик виникнення детонації. Відповідно, щоб цього не сталося, ступінь стиску динамічно зменшується.

У двигунах, де ступінь стиску постійний, своєрідним захистом від детонації є зміна КВЗ (кут випередження запалювання). Цей кут зсувається "назад". Природно, такий зсув кута призводить до того, що хоча детонації немає, але при цьому втрачається і потужність. Що стосується мотора зі змінним ступенем стиску, зрушувати КВЗ немає необхідності, тобто не відбувається втрат потужності.

Що стосується самої реалізації схеми, фактично завдання зводиться до того, що відбувається фізичне зменшення робочого об'єму двигуна, проте зберігаються всі характеристики (потужність, момент тощо).

У результаті праць світових двигунобудівників з'явилися різні способи управління ступенем стиску, наприклад, змінюваний об'єм камери згорання, шатуни з можливістю підйому поршнів тощо.

- Однією з найбільш ранніх розробок стало впровадження додаткового поршня в камеру згорання. Зазначений поршень мав можливість переміщатися, одночасно змінюючи об'єм. Мінусом усієї конструкції стала необхідність встановлювати додаткові деталі в блоці циліндрів. Також одразу проявилися зміни форми камери згорання, пальне згорало нерівномірно і неповноцінно.

Із зазначених причин цей проект так і не було завершено. Така ж доля спіткала і розробку, яка мала поршні з можливістю зміни їхньої висоти. Зазначені поршні розрізного типу виявилися важкими, ще додалися труднощі щодо реалізації управління висотою підйому кришки поршня тощо.

Подальші розробки вже не зачіпали поршні і камеру згорання, максимум уваги було приділено питанню підйому колінчастого вала. Інакше кажучи, стояло завдання реалізувати управління висотою підйому колінвала.

Схема пристрою така, що опорні шийки вала розташовані в спеціальних муфтах ексцентрикового типу. Зазначені муфти приводяться в рух за допомогою шестерень, які пов'язані з електричним двигуном.

Проворот ексцентриків дає змогу підняти або опустити колінчастий вал, що й призводить до зміни висоти підйому поршнів щодо головки блока циліндрів. У результаті об'єм камери згоряння збільшується або зменшується, одночасно змінюється і ступінь стиску.

Зазначимо, що було побудовано кілька прототипів на базі 1.8-літрового турбованого агрегату від Volkswagen, ступінь стиску змінювався від 8 до 16. Двигун довго випробовували, але серійним агрегат так і не став.

- Ще однією спробою знайти рішення став двигун, в якому ступінь стиску змінювався за допомогою підйому всього блоку циліндрів. Розробка належить бренду Saab, а сам агрегат мало навіть не потрапив у серію. Двигун відомий як SVC, об'єм 1.6 літра, оснащений турбонаддувом.

Потужність склала близько 220 к. с., крутний момент трохи більше 300 Нм. Примітно те, що витрата пального в режимі середніх навантажень знизилася майже на третину. Що стосується самого палива, з'явилася можливість заливати як АІ-76, так і 98-й.

Інженери Saab розділили блок циліндрів (рис. 1.2) [1], виділивши дві умовні частини. У верхній знаходилися головки та гільзи циліндрів, тоді як у нижній частині - колінчастий вал. Своєрідним з'єднанням цих частин блоку з одного боку був рухомий шарнір, а з іншого особливий механізм, оснащений електроприводом.

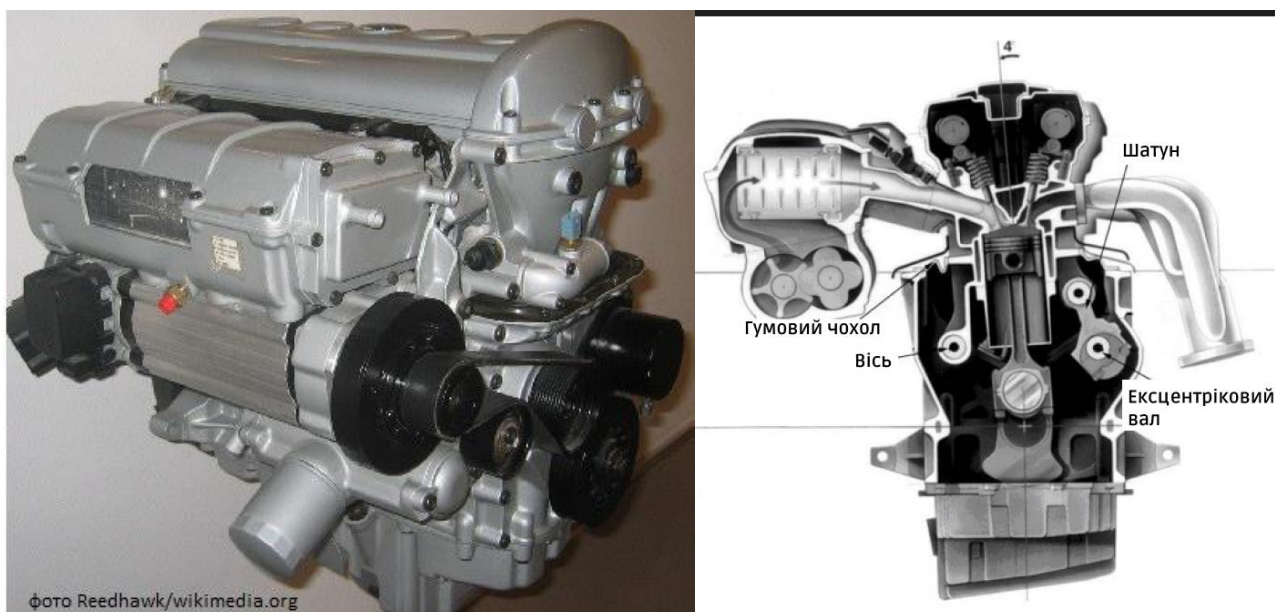


Рис. 1.2. Система двигуна Saab Variable Compression, в якій ступінь стиску змінюється за рахунок відхилення верхньої частини блоку циліндрів [1].

Так було реалізовано можливість трохи підняти верхню частину під певним кутом. Такий кут підйому становив лише кілька градусів, при цьому ступінь стиску змінювався від 8 до 14. При цьому герметизувати "стик" мав кожух із гуми.

На практиці самі деталі для підйому верхньої частини блоку, а також і сам захисний кожух виявилися досить слабкими елементами. Можливо, саме це завадило мотору потрапити в серію і проект далі закрили.

- Чергову розробку далі запропонували інженери з Франції. Турбомотор з робочим об'ємом 1.5 літра отримав можливість змінювати ступінь стиску від 7 до 18 і видавав потужність близько 225 к.с. Моментна характеристика зафіксована на позначці 420 Нм.

Конструктивно агрегат складний, з розділеним шатуном. У тій ділянці, де шатун кріпиться до колінвалу, деталь оснастили особливим зубчастим коромислом. У місці з'єднання шатуна з поршнем також була впроваджена планка-рейка зубчастого типу.

З іншого боку до коромисла була прикріплена рейка поршня, який реалізовував управління. Система приводилася від системи змащення, робоча рідина проходила через складну систему каналів, клапанів, а також був додатковий електропривод.

У двох словах, переміщення керуючого поршня впливало на коромисло. У результаті змінювалася і висота підйому основного поршня в циліндрі. Зазначимо, що двигун також не став серійним, а проект заморозили.

Наступною спробою створити двигун зі змінним ступенем стиску стало рішення інженерів Infiniti, а саме двигун VCT (від англ. Variable Compression Turbocharged). У цьому моторі стало можливим змінювати ступінь стиску від 8 до 14. Особливістю конструкції є унікальний траверсний механізм (рис. 1.3).

В основі лежить з'єднання шатуна з нижньою шийкою, яке є рухомим. Також використано систему важелів, які приводяться в дію від електродвигуна.

Керує процесом контролер, посилаючи сигнали на електродвигун. Електромотор після отримання команди від блоку управління зміщує тягу, а система важелів реалізує зміну положення, що і дає змогу змінювати висоту підйому поршня.

У результаті агрегат Infiniti VCT з робочим об'ємом 2.0 літра з потужністю близько 265 к.с. дав змогу заощаджувати майже 30% пального порівняно з аналогічними ДВЗ, які при цьому мають постійний ступінь стиску.

Якщо виробнику вдасться ефективно розв'язати наявні на даний момент проблеми (складність конструкції, підвищені вібрації, надійність, висока кінцева вартість виробництва агрегату тощо), тоді оптимістичні заяви представників компанії цілком можуть втілитися в реальність, а сам двигун має всі шанси стати серійним уже в 2018-2019 році.



а - поршень, б - шатун, с - траверса, d - колінвал, е - електродвигун,
f - проміжний вал, g - тяга

Рис. 1.3. Конструкція системи Variable Compression у мотора
Infiniti VC-T [1].

Двигуни технології Skyactiv - G. Японська фірма Mazda запустила виробництво двигуна внутрішнього згорання Skyactiv-G, що має ступінь стиску

14:1, що на даний момент є максимальним значенням, в автомобілях серійного виробництва. [2, 3]

Особливість технології полягає в тому, що інженери Mazda застосували оригінальний колектор, що знижує тиск у камері згоряння.

Розтягнути процес згоряння суміші та знизити тим самим температуру дають змогу поршні особливої форми, а нові паливні форсунки багатоточковими розпилювачами рівномірно розподіляють паливо по всій камері згоряння.

Поршень двигуна Skyactiv-G не тільки на 20% легший за аналогічну деталь для теперішнього 2-літрового мотора, а й вирізняється оригінальною формою днища, що дає змогу горінню рівномірно розподілитися всією камерою згоряння. Вигляд поршня двигуна технології Skyactiv-G представлено на рис. 1.4.



Рис. 1.4. Вигляд поршня двигуна технології Skyactiv-G [2, 3].

Оголошено, що у двигуна Skyactiv механічні втрати майже на третину нижчі. Було полегшено такі деталі як: поршні - 20%; шатуни - 30%, тертя поршневих кілець знижено на 38%. Зменшено тиск у системі змащення на часткових навантаженнях і встановлено насос з електронним управлінням, а антифриз системою ганяє помпа з невагомою крильчаткою з композитних матеріалів.

Щоб знизити тиск у камері згоряння і убезпечити суміш від детонаційного згоряння, показано такти двигуна Mazda Skyactiv-G.

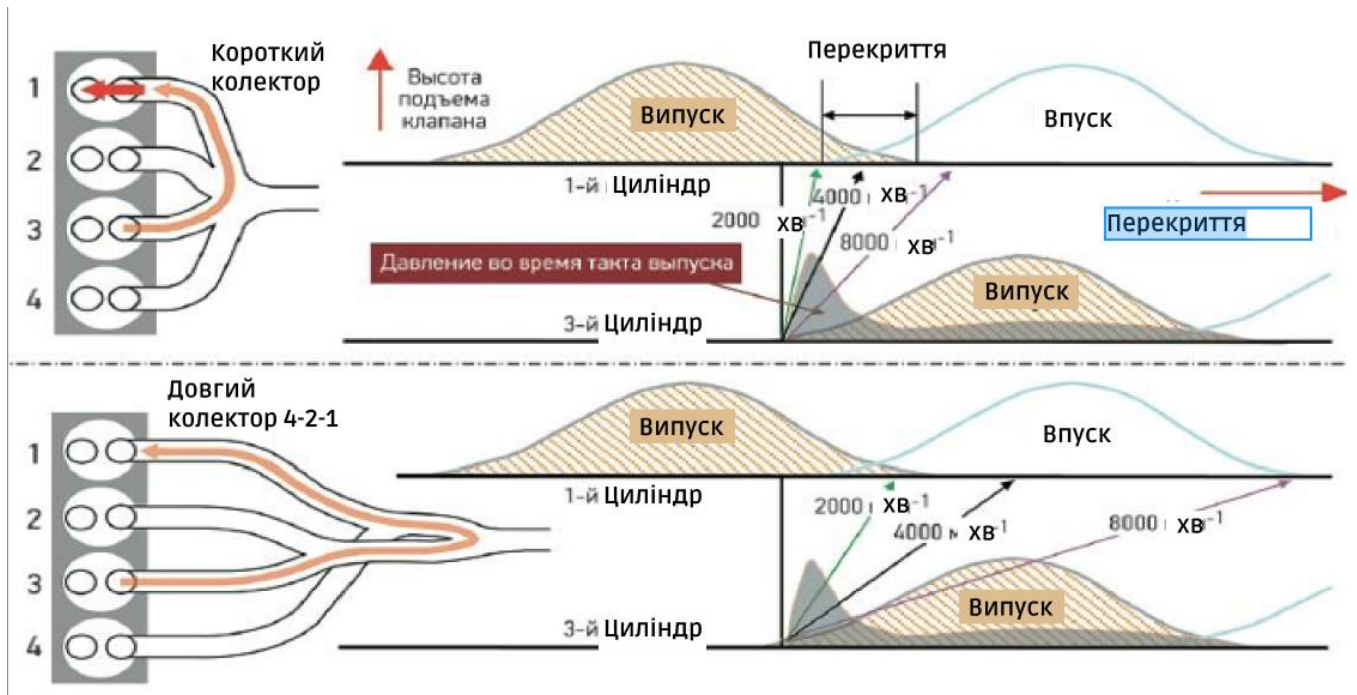


Рис. 1.5. Такти двигуна Mazda Skyactiv-G [2, 3].

Крутний момент на низьких обертах зріс на 15%, а витрата пального настільки ж упала. Об'єм не змінився, двигун залишився атмосферним, зате майже всі основні складові перероблені.

1.3. Аналіз згоряння паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим займанням

1.3.1. Особливості згоряння паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим запалюванням. Двигун внутрішнього згоряння застосовується як в енергетиці, так і на транспорті. Затребуваність пояснюється тим, що на сьогодні на нашій планеті немає більш економічної теплової машини. За прогнозами вчених ця перевага залишиться за ДВЗ на найближчі роки, приблизно 20-40 років.

Одне з найпоширеніших, водночас небезпечних і не до кінця вивчених явищ є детонація в двигуні.

На початку 20-го століття з явищем детонації зіткнулися конструктори під час проектування авіаційних моторів, коли авіація, обігнавши автомобільний транспорт, вийшла на новий виток технічного прогресу і почала використовувати дедалі потужніші та легші в двигунах. Спроби підвищити потужність за рахунок збільшення об'єму циліндрів призводили до зростання маси і габаритів двигунів, що для літаків недопустимо. Інший спосіб це збільшення частоти обертання колінчастого валу. Але в авіації свої способи проектування - при дуже швидкому обертанні гвинта швидкість обтікання повітрям кінців лопатей може наблизитися до швидкості звуку. У цьому разі сила тяги гвинта неминуче падає, навіть незважаючи на високу потужність мотора. Залишався єдиний вихід - удосконалювати робочий процес, зокрема згоряння. Оптимальним параметром для поліпшення виявився ступінь стиску.

Ступінь стиску - важливий параметр для двигуна, це пояснюють теорія і практичні результати випробувань різних двигунів. Найпростіший аналіз індикаторної діаграми показував, що збільшення ступеня стиску дає зростання тиску в циліндрі наприкінці такту стиснення і під час згоряння палива. Отже, збільшується площа під кривою діаграми. Підвищується і потужність, яка пропорційна роботі.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна і його економічність також збільшуються. Але випробування двигунів із високим ступенем стиску показали, що на деяких режимах вони працювали шумно, з характерним стуком, що швидко призводило до відмов.

1.3.2. Горіння палива. Горіння - це хімічна реакція окислення, що супроводжується виділенням великої кількості тепла. Залежно від швидкості протікання процесу, горіння може відбуватися у формі горіння і вибуху. Щоб виник процес горіння, горюче середовище має бути нагріте до певної температури за допомогою джерела займання (полум'я, іскра електричного або механічного походження, розжарені тіла, тепловий прояв хімічної, електричної або механічної енергій). Горіння речовин може протікати не тільки в середовищі

кисню, а й також у середовищі деяких речовин, що не містять кисню, таких як хлор, пари броду, сірка тощо. [4, 5, 6].

1.3.3. Види горіння.

Виділяють три режими горіння.

- нормальний режим горіння;
- дефлаграційне горіння;
- детонаційне горіння[7].

На рис. 1.6 представлено види згоряння палива

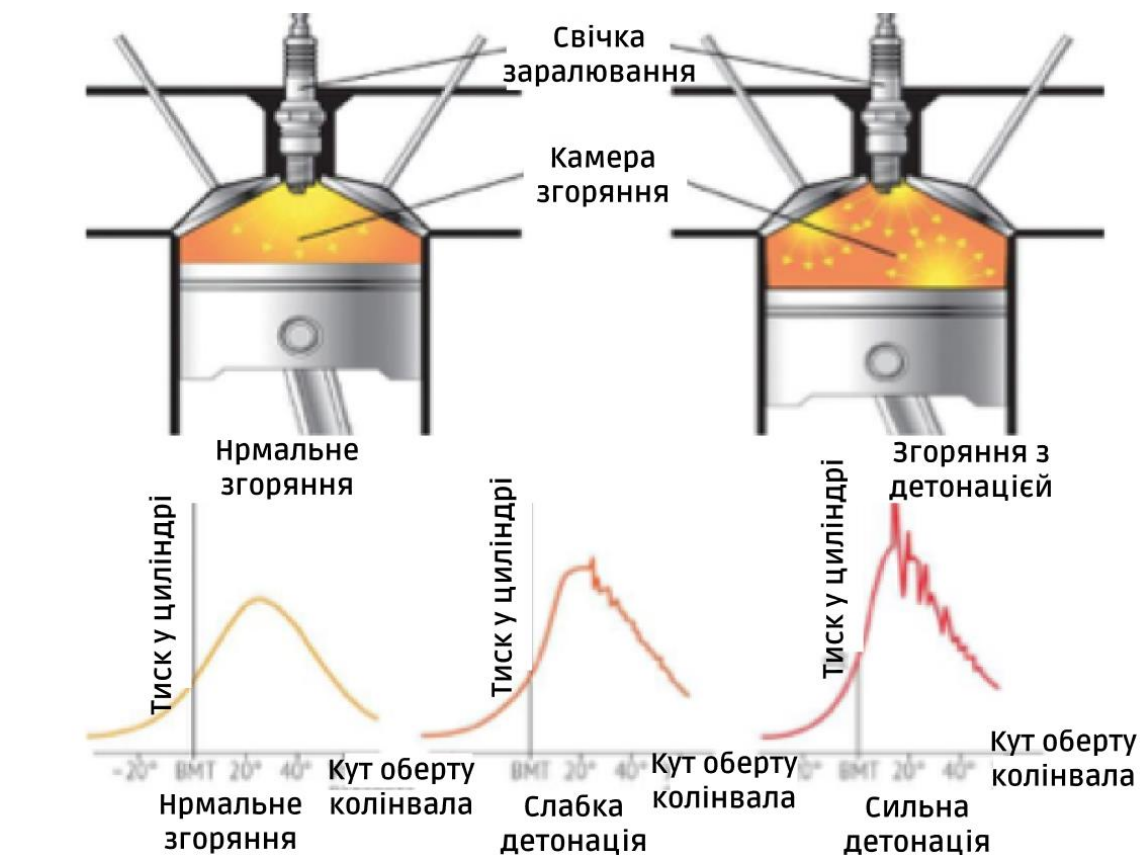


Рис. 1.6. Види згоряння палива в двигунах внутрішнього згоряння

а) Нормальний режим горіння спостерігається за спокійного гетерогенного двофазного дифузійного горіння. Швидкість горіння визначатиметься швидкістю дифузії кисню до горючої речовини в зону горіння. Поширення полум'я відбувається від кожної точки фронту полум'я за нормаллю до його поверхні. Таке горіння і швидкість поширення полум'я по нерухомій

суміші вздовж нормалі до його поверхні називають нормальним (ламінарним). Нормальні швидкості горіння невеликі. У цьому випадку різкого підвищення тиску й утворення ударної хвилі не відбувається.

б) У реальних умовах унаслідок протікання внутрішніх процесів і за зовнішніх ускладнюючих чинників відбувається викривлення фронту полум'я, що призводить до зростання швидкості горіння. [9]

При досягненні швидкостей поширення полум'я до десятків і сотень метрів за секунду, але таких, що не перевищують швидкості звуку в даному середовищі (300-320м/сек), відбувається вибухове (дефлаграційне) горіння. [5]

Під час вибухового горіння продукти горіння нагріваються до 1500-3000°C, а тиск у закритих системах збільшується до 0,6-0,9 МПа. Тривалість реакції горіння довибухового режиму становить приблизно: для газів 0,1 сек, парів 0,2 - 0,3 сек [1].

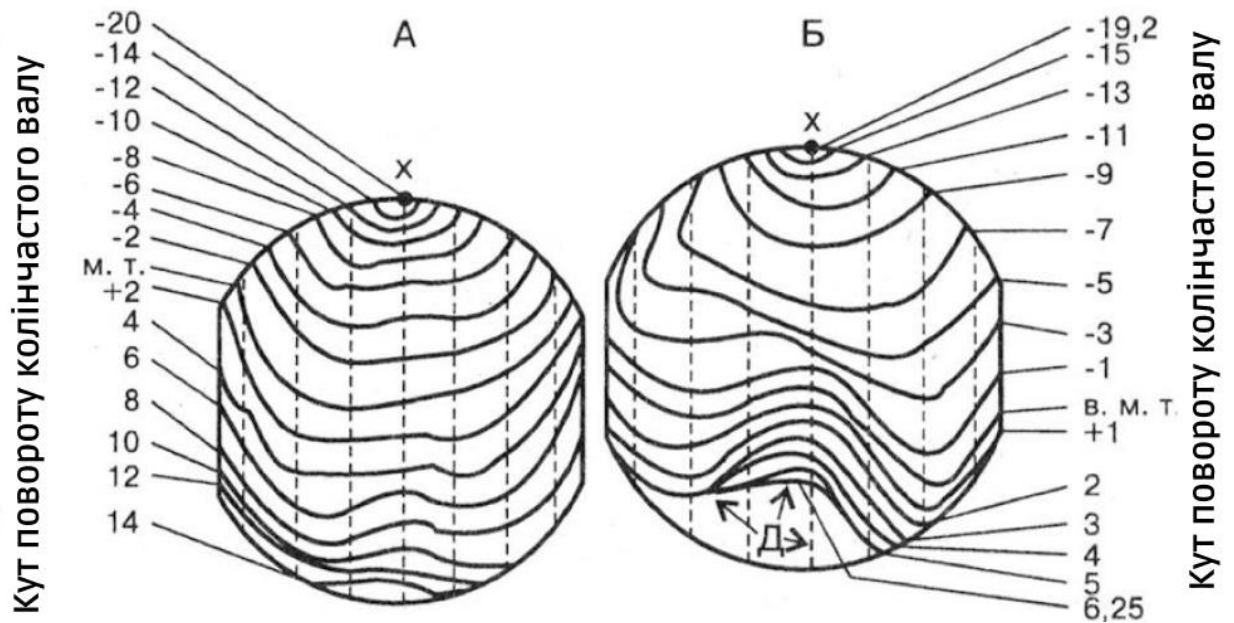
в) Процес хімічного перетворення горючих речовин, що вводиться ударною хвилею і супроводжується швидким виділенням енергії, називається детонацією. [8] За певних умов вибухове (дефлаграційне) горіння може перейти в детонаційний процес, за якого швидкість поширення полум'я перевищує швидкість поширення звуку і досягає 2500 м/с. [10] Це відбувається за сильної турбулізації матеріальних потоків, що викликає значне викривлення фронту полум'я, велике збільшення його поверхні. Виникає ударна хвиля, у фронті якої різко підвищується густина, тиск, температура суміші. У разі зростання цих параметрів суміші до значень самозаймання гарячих речовин виникає детонаційна хвиля, що є результатом додавання ударної хвилі та зони стислої суміші, яка утворюється, швидко реагує, самозаймистою (самозаймистою).

Рисунок 1.7 ілюструє дослідження переміщення фронту полум'я під час нормального і детонаційного згорання суміші в спеціальному двигуні, обладнаному апаратурою швидкісної фотозйомки [6] Вогнище детонаційного згорання позначено в найбільш віддаленому від свічки запалювання місці. Весь процес детонаційного згорання завершується за повороту колінчастого валу на

6-7° після верхньої мертвої точки (ВМТ), тоді як нормальне згоряння за цих умов відбудеться значно довше та завершиться за повороту колінчастого валу на понад 14° після ВМТ.

Детонація виникає не на всіх режимах роботи двигуна. Наприклад, на холостому ході і малих навантаженнях вона не буде проявлятися, тому що тиск у циліндрі невеликий, щоб під час згоряння могло статися підтиснення і самозаймання останніх порцій паливо-повітряної суміші.

Малоймовірна детонація за високих частотах обертання колінчастого валу, тому що час горіння (поширення фронту полум'я) малий, процес горіння при цьому більш розтягнутий за кутом повороту колінчастого валу, а підвищення тиску йде з меншою швидкістю. Через це не вистачає часу на розвиток процесу самозаймання окремих областей суміші.



Суцільними лініями позначено миттєве положення фронту полум'я через кожні 2° повороту колінчастого валу

Рис. 1.7. Поширення фронту полум'я в циліндрі двигуна [5].

Практичними дослідженнями доведено і підтверджується, що детонація виникає за великих навантажень на малій і середній частоті обертання колінчастого валу. Ці режими під час роботи двигуна неминучі.

Відмітна риса детонації в тому, що вона виникає після займання палива іскровим розрядом свічки запалювання [11].

За кордоном детонацію відносять до одного з типів порушення процесу згоряння. Детонація - це самозаймання суміші в дальньому гарячому кутку камери згоряння, спричинене зростанням тиску від фронту полум'я, що поширюється, який підпалений іскрою. Суть процесу така: у процесі стиснення паливоповітряної суміші на такті стиснення збільшується температура заряду. Температура цього самого заряду не повинна перевищувати температуру самозаймання. Це називається детонаційною стійкістю. Паливо не повинно самозайматися від стиснення. Якщо паливо спалахує, довільно, то процес горіння порушується, неможливо отримати піковий тиск у точці оптимального кута повороту колінчастого вала. У середньому від 10 до 20 градусів після ВМТ і змінюється ця точка через довжину шатуна і коливання. Простими словами, паливоповітряна суміш протистоїть самозайманню і не спалахує від стиснення, але точним відліком самозаймання є іскра.

На користь займання незгорілої порції робочої суміші свідчить той факт, що в спектрі випускання полум'я в детонаційній зоні зникають характерні для вуглеводневого полум'я смуги С-С і С-Н. Ця обставина свідчить про те, що гаряче полум'я виникає в даному випадку не у вихідній вуглеводнево-повітряній суміші, а в продуктах її перетворення, що містять головним чином СО.

Відомо, що введення в камеру згоряння невеликих кількостей діетилперекису ($C_2H_5OOC_2H_5$) або етил гідроперекису (C_2H_5OH) викликає сильну детонацію. Різку детонацію також викликає введення гідроперекису ацетилену (CH_3COOH). В останній порції робочої суміші в двигуні перед початком детонації було виявлено органічні перекиси, аналогічні гідроперекису ацетилену, в

таких кількостях, які, згідно з дослідями з чистим перекисом, необхідні для виклику детонації.

На індикаторних діаграмах наприкінці згоряння фіксуються вібрації тиску у вигляді низки поступово-загасаючих гострих піків (рис.1.8).

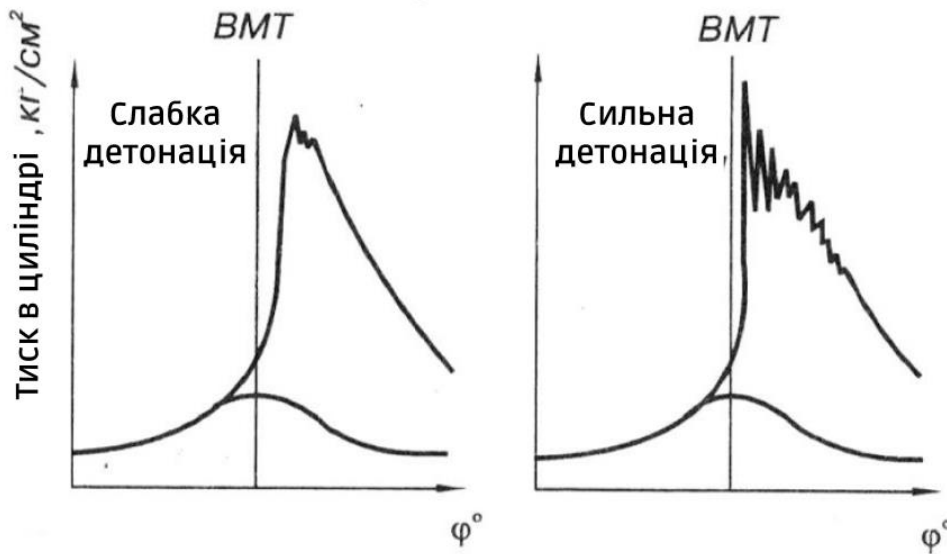
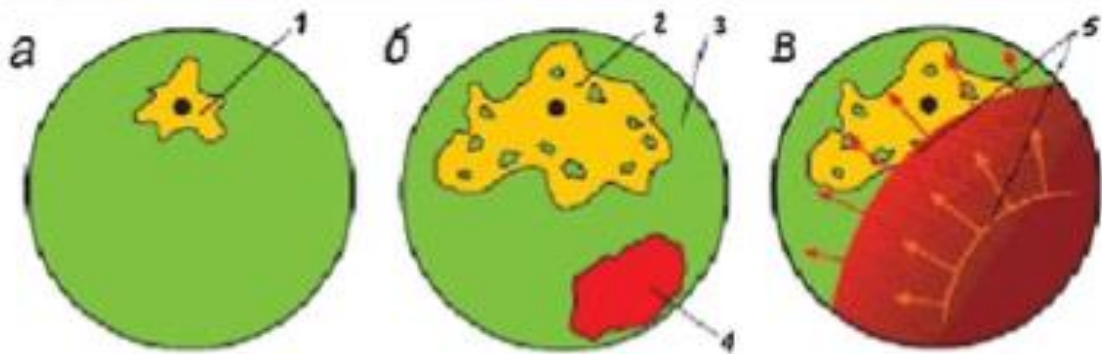


Рис. 1.8. Типові індикаторні діаграми двигуна з іскровим запалюванням під час роботи з детонацією [12].

Простіше кажучи, суть детонаційного згоряння полягає у швидкому завершенні процесу згоряння внаслідок багатостадійного самозаймання частини робочої суміші перед фронтом полум'я, що супроводжується виникненням ударних хвиль, які, своєю чергою, стимулюють згоряння всієї робочої суміші, що залишилася, з надзвуковою швидкістю.

Поширення фронту полум'я і самозаймання. Спочатку самозаймання і утворення нового фронту гарячого полум'я відбувається в одному або декількох місцях незгорілої частини робочої ТВЗ. Фронт полум'я, що сформувався в результаті підпалу суміші іскровим розрядом свічки запалювання, поширюється зарядом зі швидкістю до 60-80 м/с, розширюючись і захоплюючи все нові ділянки суміші. Цей процес супроводжується зростанням тиску і температури в

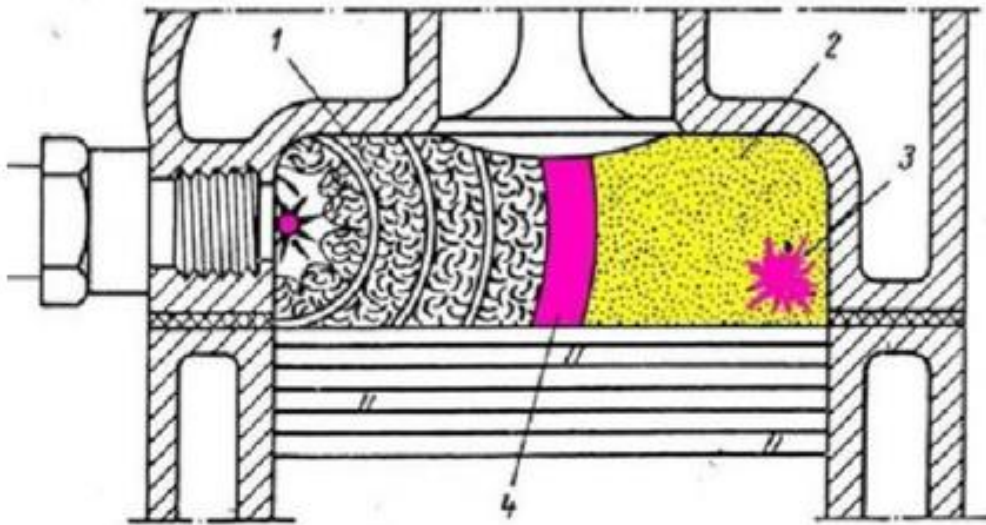
камері згоряння. Її основна фаза, в якій згорає 80-85% палива, завершується після проходження поршнем ВМТ, до моменту, коли тиск у циліндрі досягає свого максимуму. Частина суміші, що залишилася, яка розташовується в пристінкових шарах, де температура і турбулентність менші, згорає у фазі догоряння. Схема поширення фронту полум'я по ТВЗ проілюстрована на рис. 1.9 [13].



Буквою "а" показано початок горіння паливно-повітряної суміші; на ілюстрації "б" представлено поширення фронту полум'я; під "в" показано напрямок ударних хвиль.

Рис. 1.9. Схема детонації, що виникає в циліндрі [13]

Внаслідок розширення продуктів згоряння, що з'явилося, і збільшення тепловіддачі в стінки камери тиск у циліндрі падає. Температура деякий час продовжує підніматися, тож на деяких режимах роботи двигуна температура залишків суміші може перевищити поріг їх samozаймання. На рис. 1.10 показано фронт поширення полум'я і виникнення вогнища samozаймання [13].



1 - згоріла суміш; 2 - незгоріла суміш; 3 - осередок самозаймання;
4 - фронт полум'я, що рухається

Рис. 1.10. Схема руху фронту полум'я в камері згоряння [13]

Температура самозаймання - це найнижча температура речовини, за якої в умовах спеціальних випробувань відбувається різке збільшення швидкості екзотермічних реакцій, що закінчуються полум'яним горінням [1].

Умови теплового самозаймання - експериментально виявлена залежність між температурою довкілля, масою речовини і часом до моменту її самозаймання. Причина самозаймання - повільне саморозігрівання, яке відбувається від процесів окиснення [13].

Перед самозайманням для протікання передполум'яних реакцій потрібна невелика часова затримка. За нормального режиму згоряння цього виявляється достатньо, щоб уникнути самозаймання - фронт полум'я встигає підпалити залишки суміші звичайним чином. Коли затримка самозаймання виявляється набагато меншою за час поширення фронту полум'я, у незгорілій частині суміші, розташованій на периферії камери згоряння, виникають осередки об'ємного займання. Згоряння в них має вибуховий характер, воно породжує ударні хвилі, які поширюються камерою згоряння з величезною швидкістю (до 2500 м/с), яка

в кілька разів перевищує швидкість поширення фронту турбулентного полум'я [13].

Швидкість поширення фронту полум'я збільшується зі зростанням тиску і температури, вона зростає, досягає деякого максимуму, а до кінця згоряння знижується.

Швидкість залежить від низки причин. Вона змінюється зі зміною коефіцієнта надлишку повітря. У разі збагачення і збіднення суміші швидкість поширення фронту полум'я знижується. У тих випадках, коли значення α виходить за межі займистості, вона стає рівною нулю.

Нижня або верхня концентраційна межа поширення полум'я - мінімальний або максимальний вміст пального в суміші, за якого можливе поширення полум'я по паливно-повітряній суміші на будь-яку відстань від джерела запалювання.

Коли циліндр двигуна внутрішнього згоряння має великий об'єм і габарити. Довжина шляху і час поширення фронту полум'я збільшуються, створюючи можливість для початку процесу самозаймання. У деяких випадках може зменшитися сам час, необхідний для початку реакції самозаймання, - за неправильного встановлення запалювання, застосування низькооктанового бензину та цілої низки інших причин. Самозаймання, що з'явилося внаслідок підвищення тиску і температури, відбувається не у фронті полум'я, як нормальний процес горіння, а за його межами, в частині об'єму суміші, яка ще не горіла [12].

Структура горючої суміші впливає на швидкість фронту полум'я, оскільки надлишкові молекули окислювача або молекули горючого газу можна розглядати як молекули домішки.

Турбулентність суміші, температура, тиск і коефіцієнт надлишку повітря також впливають на швидкість полум'я. Від величини залежить і температура продуктів згоряння.

Темп руху потоку газів у камері згоряння має бути нижчим за швидкість поширення фронту. Інакше полум'я буде зірвано і факел згасне. За частинками він має порядок лише кількох метрів на секунду. Тому навіть за невеликих швидкостей потоку прямий фронт полум'я не може утримуватися в потоці і буде вилітати з камери згоряння [14].

Також швидкість полум'я залежить від частоти обертання колінчастого валу двигуна, складу суміші, виду палива і початкової температури суміші.

При повільному поширенні фронту тепло використовується неефективно, в результаті зменшується потужність і збільшується питома витрата палива. [14]

Детонація в двигуні внутрішнього згоряння. Детонаційне згоряння палива є одним із небажаних чинників, що супроводжують роботу сучасного бензинового двигуна. Тривала інтенсивна детонація неприпустима. Вченими і конструкторами робляться спроби створення систем управління запалюванням бензинових двигунів зі зворотним зв'язком за детонацією. Такі системи покликані забезпечити розпізнавання детонації та коригування кута випередження запалювання в разі її виникнення.

Зовнішній прояв детонації пов'язаний із виникненням ударних хвиль у камері згоряння двигуна. [13] У зв'язку з цим, методи реєстрації детонації за допомогою датчика тиску, встановленого в камеру згоряння, є найточнішими, тому що в цьому випадку безпосередньо аналізуються коливання тиску газу в камері згоряння.

Зовнішні ознаки детонаційного згоряння є характерний стукіт, димний вихлоп і перегрів двигуна.

З точки зору механічної міцності деталей двигуна підвищення тиску, що виникає у фронті ударних хвиль, не становить особливої небезпеки. Ці піки тиску діють у вигляді коротких імпульсів, що тривають менше однієї десятитисячної частки секунди. Але небезпека в тому, що ударні хвилі під час свого багаторазового відбиття від стінок можуть механічно видаляти масляну плівку з

поверхні гільзи, що призводить до збільшення зносу циліндрів і поршневих кілець.

Вібраційний характер навантаження на поршень за наявності детонації може спричиняти руйнування антифрикційного шару в шатунних підшипниках.

Унаслідок вибухового характеру і великої швидкості згоряння під час детонації частина палива і проміжних продуктів згоряння поширюється по всьому об'єму камери, перемішується з кінцевими продуктами згоряння і не встигає повністю згоріти. Наслідком неповноти згоряння суміші під час детонації є збільшення димності вихлопу.

Найголовніша небезпека детонації криється в підвищеній віддачі тепла від згорілих газів у стінки камери згоряння і днище поршня через вищі температури в детонаційній хвилі і збільшення коефіцієнта тепловіддачі внаслідок зриву прикордонного шару холоднішого газу. Збільшена тепловіддача в стінки призводить до перегріву двигуна і може викликати місцеві руйнування поверхні камери згоряння і днища поршня. Спочатку це виражається в появі на поверхні металу невеликих щербин. Часто насамперед відбувається руйнування крайок прокладки між циліндром і головкою.

Розподіл зносу за висотою циліндра видно з даних, наведених на рис. 1.11. [11] Вони свідчать про те, що тривала робота двигуна з детонацією абсолютно неприпустима.

Детонація прискорює зношування деталей кривошипно-шатунного механізму. Крім того, пошкоджується поверхня поршня, причому ерозія відбувається не тільки через підвищену температуру - ударні хвилі буквально вифарбовують поверхню поршня й обрушують перемички між поршковими кільцями. [11]

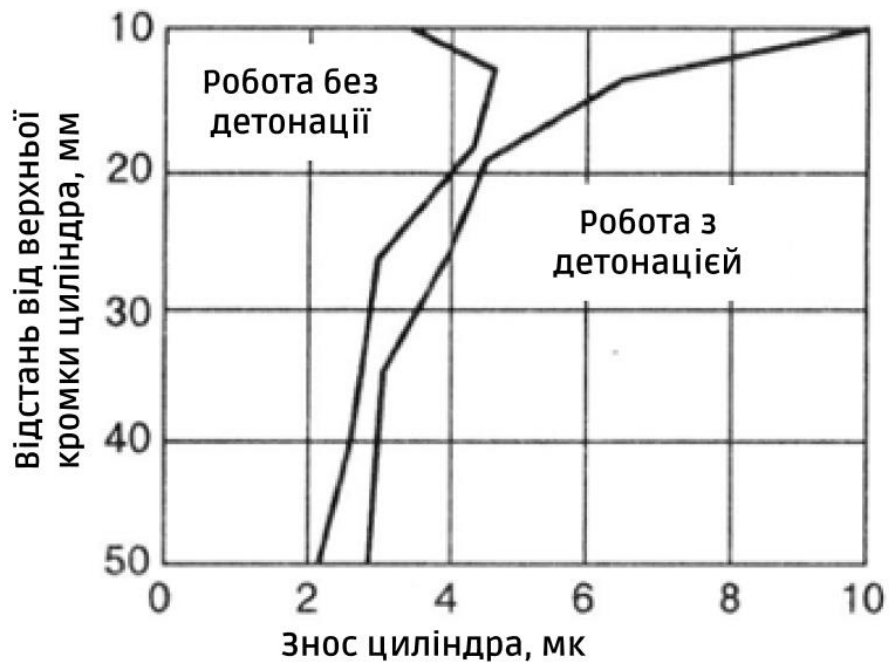


Рис.1.11. Радіальний знос циліндра під час роботи двигуна[11].

Ударні хвилі здатні вибивати з країв днища поршня частинки металу. На поверхні утворюються каверни, які згодом поглиблюються і розширюються. Руйнування при цьому будуть схожі на ті, які характерні для гартівного запалювання. Розрізняються вони тим, що детонація здебільшого б'є по краях поршня (там утворюються ударні хвилі під час самозаймання палива), а гартівне запалювання зазвичай спалює поршень ближче до центру, там, де розташована свічка запалювання.

Боротьба з детонацією. Основні та першочергові чинники, що впливають на появу детонації - це кут випередження запалювання та октанове число бензину. Занадто раннє запалювання призводить до збільшення швидкості наростання тиску і підвищення його максимального значення.

Заправка бензином, октанове число якого нижче рекомендованого для конкретного двигуна - це основна причина детонації. Низьке октанове число бензину гарантує окислення (самозаймання) палива за порівняно низьких температур. З двигуном нічого не трапиться, якщо октанове число виявиться меншим на пару одиниці. У сучасного мотора є запас за цим параметром, а

діапазон регулювання системи управління достатній, щоб компенсувати це відхилення.

Теорія відзначає безліч факторів, несприятливе поєднання яких може спровокувати детонацію.

Детонаційні процеси впливають на всі деталі камери згоряння, але найбільше негативних навантажень сприймає поршень. Сліди детонації проявляються там, де вона відбувається: на периферії камери згоряння, по краях днища поршня. Якщо сила і тривалість детонації були невеликі, тут можна виявити лише характерну ерозію поверхні, що піддавалася дії ударних хвиль. Ерозія практично не впливає на працездатність двигуна, але вже дає серйозний привід замислитися - про наслідки детонації [11].

Появу детонації обмежують різні чинники, що збільшують затримку самозаймання і зменшують час проходження фронту полум'я. Основні обмеження - це ступінь стиску, зменшення діаметра циліндра, центральне розташування свічки запалювання або використання двох свічок, застосування високооктанових палив, турбулізація паливного заряду, поліпшення охолодження стінок камери згоряння, збільшення частоти обертання колінчастого валу і зниження навантаження двигуна, а також зменшення кута випередження запалювання. Зменшення кута запалювання використовують для запобігання детонації в системах з управління зі зворотним зв'язком за сигналом датчика детонації. Як наслідок знижуються температура і тиск газів у циліндрі двигуна, і залишається менше часу на утворення перекисних сполук.

Форма камери згоряння також значно впливає на появу детонації. Необхідна умова для цього відсутність місць, віддалених від джерела запалювання. Забезпечення відведення тепла від тієї частини робочої суміші, яка догорає в останню чергу, теж дуже важливе.

Алюмінієві поршні та головка блока циліндрів краще відводять тепло, ніж чавунні, отже, умови для виникнення детонації в таких двигунах менш сприятливі.

Найефективніший засіб запобігання детонації в двигуні - це застосування пального, що має достатню хімічну (детонаційну) стійкість в умовах камери згоряння, тобто володіє необхідними антидетонаційними властивостями.

На даний момент з'явилися так звані витіснювачі, тобто поверхні камери, до яких поршень у ВМТ підходить практично впритул. Утворюється щілина, з якої перед займанням частина паливоповітряної суміші витікає з великою швидкістю і завихрює (турбулізує) основну масу суміші в камері. Турбулізація суміші перешкоджає самозаймання, одночасно прискорюючи рух фронту полум'я.

1.4. Проблеми проектування двигунів з високим ступенем стиску

Проектування двигунів внутрішнього згоряння складний процес, у якому беруть участь фахівці різних наукових галузей і напрямів.

За сучасного рівня розвитку техніки розробка конструкції нового двигуна спирається на досвід, накопичений у техніці багатьма поколіннями інженерів-конструкторів. Для створення надійного сучасного двигуна в його конструкцію, вузли, системи, методики проектних розрахунків і випробувань порівняно з відомими прототипами, що пройшли напрацювання в експлуатації, вносять не більше ніж 30% нових ідей і задумів. Прагнення конструкторів створити найбільш передові, наповнені нововведеннями конструкції, як правило, приречене на невдачу під час практичної реалізації та забезпечення заданого рівня надійності. Тому конструювання нового двигуна починається з аналізу наявних, близьких за масштабом і призначенням двигунів, визначення їхніх переваг і недоліків, вибору найбільш підходящих (одного або декількох) варіантів, які можна покласти в основу створюваного рішення. Конструювання нового двигуна за такого підходу охоплює адаптацію відомого прототипу під розміри, отримані в результаті проектних розрахунків, конструкцію прототипу з метою усунення її слабких сторін, застосування сучасніших, перспективніших

конструкцій окремих елементів, вузлів і систем, які знайшли практичне застосування в сучасній техніці. [11].

Сучасне виробництво стикається з проблемою економічності та ефективності при використанні двигунів внутрішнього згорання. Найоптимальніший і найлегший спосіб підвищити потужність і ефективність двигуна - це підняти ступінь стиску. Але цей параметр обмежений межею в 14:1. У теорії, що вищий ступінь стиску, то більший коефіцієнт ефективної дії (ККД), і одночасно з цим двигун стає економічнішим і, отже, екологічнішим. Пояснюється це тим, що сьогодні науково-технічний прогрес у галузі двигунобудування залежить від розвитку галузей, що постачають матеріали, комплектувальні вироби, паливо, мастила тощо. Також у рамках масового ринку споживачів більше хвилює не потужність, а економічність звичайних серійних автомобілів. Особливо за часів чималої вартості палива, де питання економії пального безпосередньо впливає на гаманці. Також сьогодні більш гостро поставлено питання екології. Що менш економічний автомобіль, то менше він забруднює довкілля вихлопними газами. Тому збільшення ступеня стиску в сучасних двигунах необхідне насамперед для поліпшення екологічної обстановки на всій планеті. Але для того щоб цього домогтися, на даний момент немає нових шляхів розвитку двигунів внутрішнього згорання.

Також особливу роль відіграє октанове число палива, яке обмежене АІ-98. Наразі розроблено деякі альтернативні види палива, але через складність їхнього виробництва і підвищену вихідну вартість на ринку інтересу для виробників серійних автомобілів такі види палив не становлять. Зазвичай альтернативні палива використовують у гоночних автомобілях і спеціальних машинах або техніці.

Висновки до першого розділу

У результаті проведеного аналізу було розглянуто методи підвищення потужності та паливної економічності автомобільних двигунів. Розглянуто особливості конструкцій двигунів зі змінним ступенем стиску. На підставі проведеного аналізу отримано, що двигуни зі змінним ступенем стиску здатні забезпечити значне зниження витрати палива. Викладено особливості згорання паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим запалюванням, види горіння паливно-повітряних сумішей, поширення фронту полум'я та самозаймання, детонаційне згорання в двигуні внутрішнього згорання: фактори, що впливають на появу детонації та методи боротьби з детонацією.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗАЛЕЖНО ВІД ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ

У цьому розділі буде представлено розрахунок робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння з метою демонстрації зміни різних параметрів ДВЗ від зміни числа ступеня стиску.

За умовний мотор був прийнятий бензиновий, 4-циліндровий, рядний, інжекторний двигун ЗМЗ-4062.10 (рис. 2.1).

Це сучасний, швидкісний двигун, що набув широкого застосування на сучасних автомобілях. Потужний, забезпечує високі розгінні та швидкісні характеристики. Має чавунний блок циліндрів, 4-клапанну систему газорозподілу на циліндр. Кількість циліндрів 4. Робочий об'єм, л 2,28. Ступінь стиску 9,3. Номінальна потужність 106,6 кВт при частоті обертання колінчастого 5200 валу хв^{-1} . Максимальний крутний момент 200,9 Нм при частоті обертання 4000 хв^{-1} . Діаметр циліндра і хід поршня 92×86 мм. Маса 192 кг. Тип двигуна Бензиновий з впорскуванням.



Рис. 2.1. Двигун ЗМЗ-4062.10

2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна внутрішнього згорання

Розрахунок робочого процесу є основою для завдання вихідних даних практично для всіх інших блоків. Завдання розрахунку робочого процесу - багаторівневе, оскільки для його виконання в досить точному вигляді потрібно завдання геометричних розмірів циліндра, номінальної частоти обертання колінчастого валу, фаз газорозподілу, допустимих значень максимального тиску згорання і середньої температури стінки циліндра, параметра, що визначає швидкість згорання і інших.

Усі рівні моделювання будуються на аналітичних співвідношеннях, отриманих на базі першого закону термодинаміки. Однак вид заданих залежностей, що описують процеси тепловиділення і газообміну, ускладнюються в міру поглиблення розроблення проекту двигуна.

На нульовому етапі проектування застосовується розрахунок за методом Гриневецького - Мазінга. У цьому разі реальний закон виділення теплоти замінюється коефіцієнтом використання енергії згорілого палива за умовними фазами згорання (за постійного об'ємі, тиску і розширенні). Тиски у впускному і випускному колекторах приймаються постійними, теплообмін у камері згорання враховується кількістю виділеного тепла.

Першим рівнем моделювання робочих процесів є використання залежностей, отриманих на базі першого закону термодинаміки з додаванням залежностей, що описують закон виділення тепла (у вигляді формул Вібе, Пугачова та інших), а також реальних законів зміни прохідного перерізу впускних і випускних клапанів. Ця методика враховує наявність теплообміну в камері згорання, використовуючи спрощені залежності.

Основні рівняння для методики цього рівня мають вигляд:

-для такту розширення і стиснення:

$$\frac{dp}{d\phi} = p \left(-\frac{k}{V} \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{Q_H \cdot g_{\text{ц}}}{M c_v T} \cdot \frac{dx}{d\phi} + \frac{1}{M c_v T} \cdot \frac{dQ_w}{d\phi} \right),$$

де p, T - тиск і температура в циліндрі,

V - поточний об'єм циліндра,

c_v - теплоємність робочого тіла, $d\phi$

dx - диференціальна характеристика (швидкість тепловиділення),

Q_H - нижча теплотворна здатність палива,

M - маса заряду;

-для тактів газообміну:

$$\frac{dp}{d\phi} = \begin{cases} p \left(-\frac{k}{V} \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{k}{M} \cdot \frac{dM}{d\phi} + \frac{1}{M c_v T} \cdot \frac{dQ_w}{d\phi} \right)_{\text{Впуск}} \\ p \left(-\frac{k}{V} \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{c_p^0 \cdot T_k}{M c_v T} \cdot \frac{dM}{d\phi} + \frac{1}{M c_v T} \cdot \frac{dQ_w}{d\phi} \right)_{\text{Випуск}} \\ p \left(-\frac{k}{V} \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{c_p^0 \cdot T_k}{M c_v T} \cdot \frac{dM_1}{d\phi} - \frac{k}{M} \cdot \frac{dM_2}{d\phi} - \frac{1}{M c_v T} \cdot \frac{dQ_w}{d\phi} \right)_{\text{Продування}} \end{cases}$$

де c_p^0, T_k - параметри робочого тіла на впуску в камеру згорання.

Блок-схему програми, що реалізує методику розрахунків першого рівня, наведено на рис. 2.2. У разі вдалого підбору закону виділення тепла ця методика може дати точність розрахунку номінального режиму близько 2-3% і забезпечити вихідні дані для блоків розрахунків теплової напруженості та розрахунків міцності деталей руху.

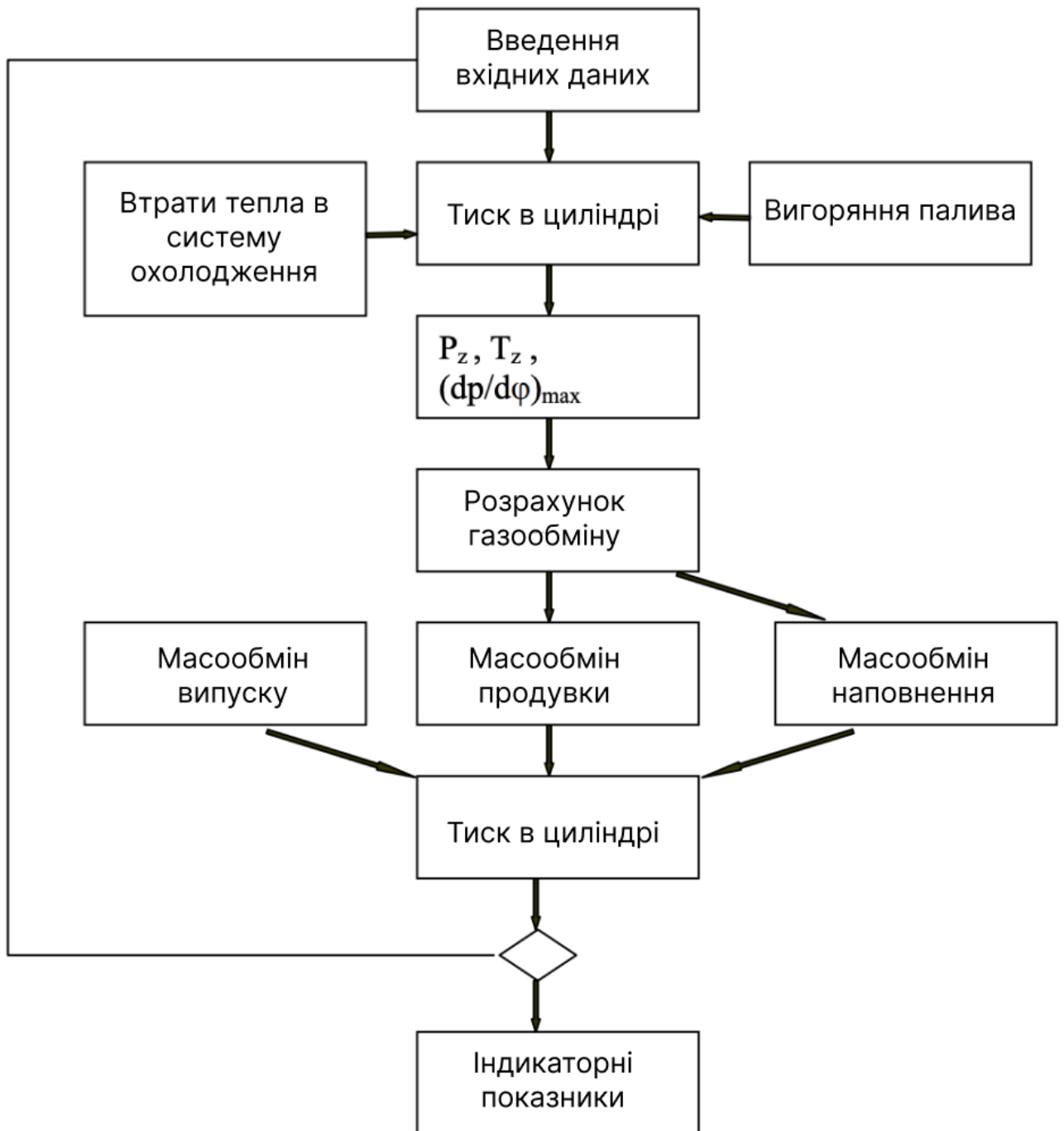


Рис. 2.2. Блок-схема розрахунку робочого процесу двигуна

Розрахунок процесів двигуна внутрішнього згорання було виконано для п'яти двигунів із різним ступенем стиску в середовищі MathCad. Отримані результати зведено в таблицю 2.1. [15, 16]

Таблиця 2.1.

Результати теплового розрахунку для різних ступенів стиску.

Параметр	Позначення	Ступінь стиску двигуна				
		8	9,3	10,5	12	16
1	2	3	4	5	6	7
Процес впуску						
Тиск у кінці впуску, МПа	P_a	0,08	0,08	0,08	0,09	0,08
Температура у кінці впуску, К	T_a	320	330	340	350	355
Коефіцієнт наповнення	η_v	0,74	0,70	0,70	0,81	0,76
Втрати тиску на впуск, МПа	ΔP_a	0,02	0,02	0,02	0,01	0,02
Тиск залишкових газів, МПа	P_r	0,11	0,12	1,2	0,13	0,13
Процес стиску						
Тиск у кінці процесу стиску, МПа	P_c	1,19	1,59	1,91	2,64	3,57
Температура у кінці процесу стиску, К	T_c	597	704	774	856	990
Процес згоряння						
Максимальне значення температури в циліндрі, К	T_z	2400	2500	2600	2700	2800
Максимальне значення тиску в циліндрі, МПа	P_z	5,11	6,00	6,84	8,87	10,74
Дійсний тиск наприкінці згоряння, МПа	P_{zd}	4,34	5,10	5,81	7,54	9,13
Відношення об'ємів циліндра початку і кінця стиснення	p	1,43	1,18	1,02	0,91	0,75
Процес розширення						
Тиск політропного процесу, МПа	P_B	0,40	0,39	0,38	0,42	0,35
Температура політропного процесу, К	T_B	1487,6	1496,9	1513,9	1524,6	1479,8
Індикаторні показники двигуна						
Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа	p_i	0,58	0,77	0,96	1,29	1,54

Продовження таблиці 2.1.

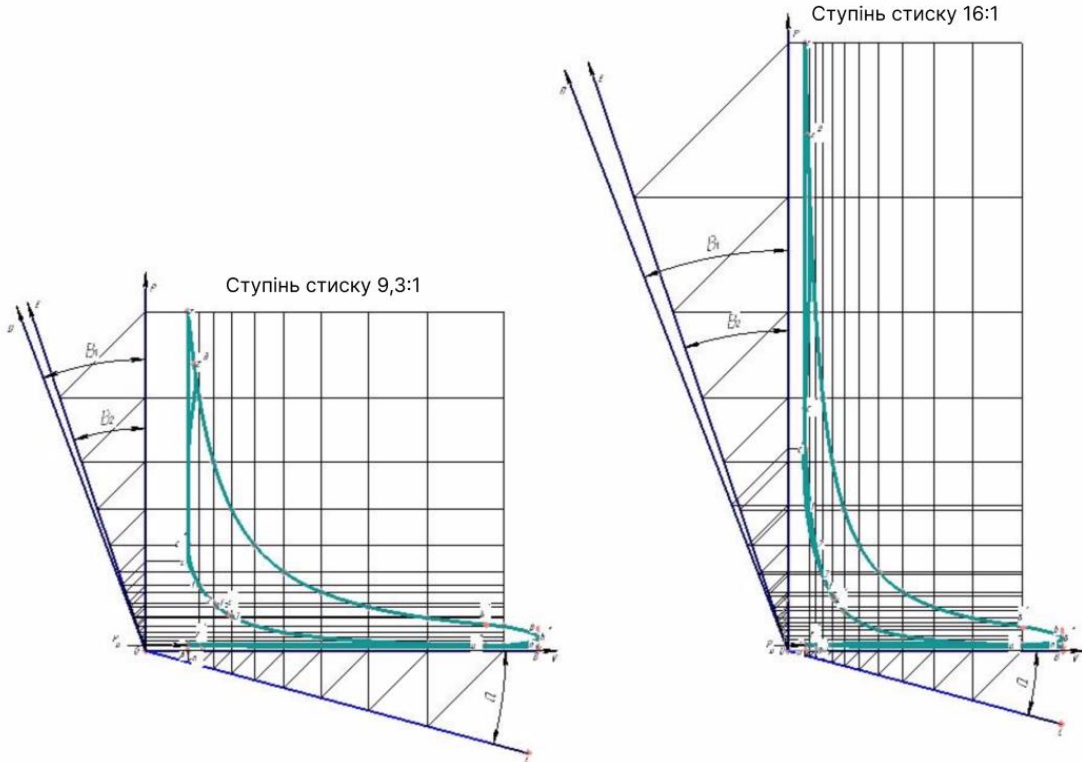
Результати теплового розрахунку для різних ступенів стиску.

1	2	3	4	5	6	7
Дійсний індикаторний середній тиск, МПа	p_i	0,55	0,73	0,90	1,22	1,45
Індикаторний ККД	η_j	0,20	0,28	0,35	0,40	0,51
Щільність заряду на впуску кг/м ³	ρ_0	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19
Індикаторна питома витрата палива, г/кВт год	g_i	412,05	293,24	235,56	203,34	159,49
Ефективні показники двигуна						
Середній ефективний тиск, МПа	P_e	0,32	0,49	0,67	0,98	1,22
Середній тиск механічних втрат з урахуванням швидкості поршня, МПа	P_M	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
Механічний ККД	η_M	0,57	0,78	0,8	0,81	0,84
Ефективний ККД	η_e	0,11	0,26	0,28	0,33	0,43
Ефективна витрата палива	g_e	716,68	432,32	317,66	251,69	190,04
Основні розміри двигуна						
Літраж двигуна, л, дм ³	V_L	10,58	6,79	4,99	3,40	2,74
Робочий об'єм одного циліндра, дм ³	V_h	2,65	1,70	1,25	0,85	0,69
Діаметр циліндра, мм	D	153,33	132,24	119,33	105,06	97,75
Хід поршня, мм	S	143,33	123,62	111,55	98,21	91,37
Ефективна потужність, кВт	N_e	144,03	144,91	144,78	144,51	145,16
Крутний момент, Н.м	M_e	264,64	266,25	266,00	265,62	266,71
Годинна витрата палива, кг/год	G_m	103,23	62,65	45,99	36,37	27,59
Середня швидкість поршня, м/с	V_n	24,79	21,49	19,41	16,99	15,77

За результатами розрахунків побудована індикаторна діаграма за двома ступенями стиску:

для двигуна зі ступенем стиску $\varepsilon = 9,3$; д

ля двигуна з підвищеним ступенем стиску $\varepsilon = 16$ (рис. 2.3).



а - індикаторна діаграма зі ступенем стиску 9,3;

б - індикаторна діаграма для ступеня стиску 16

Рис. 2.3. Індикаторні діаграми

Висновки до другого розділу

З побудованих індикаторних діаграм можна зробити висновок про те, що зі збільшенням значення ступеня стиску змінюється низка параметрів, від тиску в кінці згоряння до зміни площі діаграми. Таким чином, в умовах досліджуваного двигуна перехід на високі ступені стиску викликає підвищення ефективного ККД та підвищення середнього ефективного тиску. З розрахунку бачимо, що з підвищенням ступеня стиску значного покращується економічність двигуна.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ПОШИРЕННЯ ФРОНТУ ПЛАМЕНІ

У цьому розділі запропоновано метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я в двигуні з іскровим запалюванням з метою зниження ймовірності детонаційного згоряння. Крім запропонованого методу в розділі викладено різні системи впорскування, аналізуючи які можна отримати уявлення про доцільність застосування кожної з них до впроваджуваного методу регулювання впорскування палива.

3.1. Постановка проблеми

На даний момент часу в двигунах внутрішнього згоряння, з іскровим запалюванням, що мають високий ступінь стиску, гостро стає проблема детонаційного горіння палива. Наразі немає оптимальних і реальних способів боротьби з цим небезпечним явищем.

Для контролю і запобігання детонації необхідно розробити систему управління впорскуванням палива, яка дасть змогу синхронізувати швидкість поширення фронту полум'я з подачею палива форсункою в камеру згоряння, щоб унеможливити детонацію завдяки скороченню часу між впорскуванням і згорянням. Це призведе до неможливості повномасштабного проходження передполум'яних реакцій, які є необхідною умовою для виникнення детонаційного згоряння.

3.2. Методика регулювання швидкості поширення фронту полум'я

У світовому двигунобудуванні останнім часом триває тенденція до збільшення ступеня стиску. Тому що це найпростіший спосіб збільшення

потужності, економічності та екологічності. Найчастіше це ще й зменшення габаритів самого мотора, отже зниження витрат на виробництво силових агрегатів.

Пропонується метод, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

Метод базується на тих міркуваннях, що для підготовки паливно-повітряної суміші до детонації потрібен певний час, необхідний для нагріву палива і проходження в паливно-повітряній суміші (передполум'яних) реакцій.

Суть пропонованого методу полягає в тому, що паливо буде подаватися в камеру згоряння в момент підпалу ППС (паливно-повітряної суміші) іскрою (кінець такту стиснення) кількома порціями. Перша порція (наприклад, 60%) заряду паливно-повітряної суміші подається в момент іскроутворення (або незадовго до його початку), наступна або наступні порції заряду ППС мають бути синхронізовані зі швидкістю поширення фронту полум'я та подаватися в момент, коли попередня порція палива практично згоріла або трохи раніше (для забезпечення можливості перемішування з повітрям). Така подача палива повинна забезпечувати плавне поширення фронту полум'я без його зриву. Здійснення впорскування палива форсункою, на різних режимах роботи двигуна, представлено на рис. 3.1.

Схема впорскування пропонованим методом на різних режимах роботи двигуна.

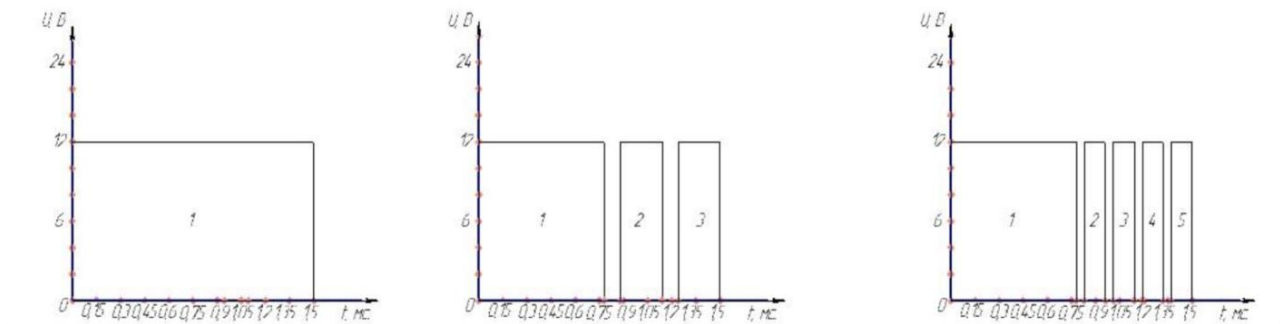


Рис. 3.1. Здійснення впорскування палива пропонованим методом

Теоретично в такому разі у палива не буде часу для того, щоб відбулися передполум'яні реакції, а без протікання цих реакцій неможлива детонація. Додатковим плюсом, що знижує ймовірність виникнення детонації, буде той фактор, що в процесі випаровування кожної наступної порції палива загальна температура процесу в камері згоряння буде незначно знижуватися. Ілюстрацію здійснення впорскування палива в камеру згоряння показано на рис. 3.2.

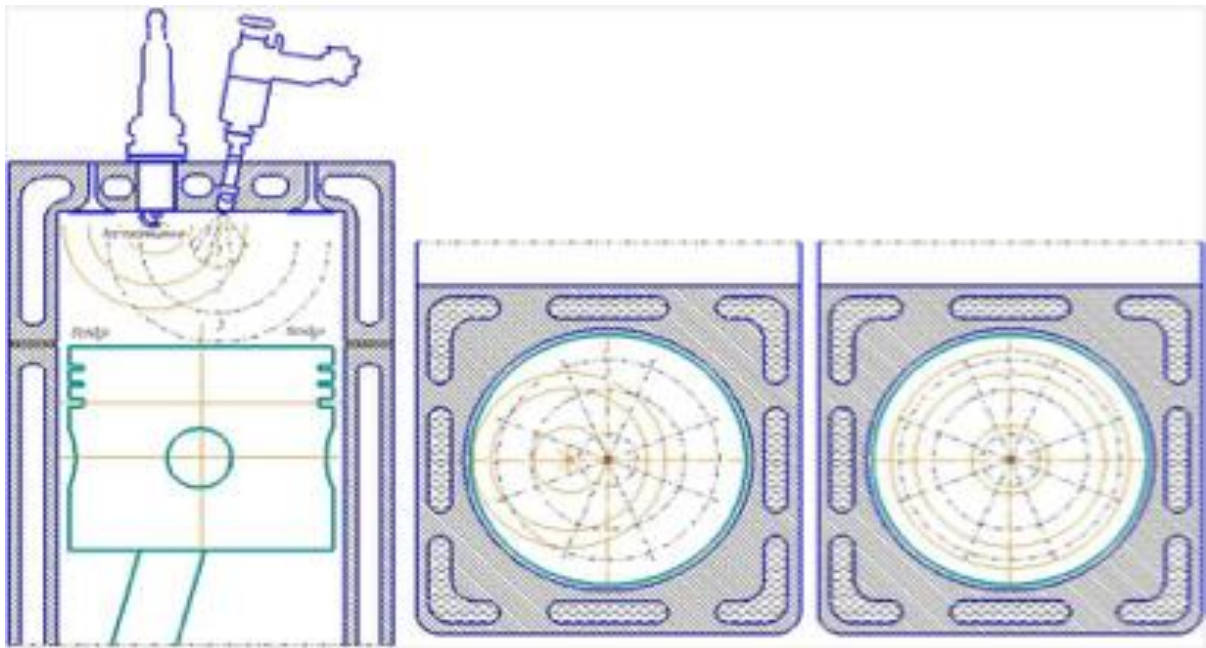


Рис. 3.2. Ілюстрація здійснення впорскування палива

Технічно для подібного управління впорскуванням палива необхідна електронна система, яка здатна здійснювати впорскування палива під великим тиском і з високою швидкістю.

Нині подібні системи існують, це сучасні системи безпосереднього впорскування палива, якщо їхньої продуктивності або швидкодії виявиться недостатньо, то можна адаптувати системи, що застосовуються на дизельних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) - це загальновідома система "Common Rail". Ця система здатна забезпечити необхідний тиск у рампі та багаторазове впорскування палива за один такт роботи ДВЗ. Причому в дизельних ДВЗ подібна система успішно функціонує, забезпечуючи рівномірне поширення

фронту полум'я з можливістю регулювання швидкості фронту, і відповідно, швидкості наростання тиску в камері згоряння. Подібне завдання пропонується розв'язати в двигуні із запалюванням паливоповітряної суміші від іскри.

У нашому випадку необхідно адаптувати одну із запропонованих систем під двигун з іскровим запалюванням і прописати в блоці управління схему впорскування палива (бензину), яка буде підтримувати швидкість поширення фронту полум'я в стандартних режимах, без "зриву" на детонацію. У програму електронного блока керування двигуном необхідно буде додати параметри швидкості поширення фронту полум'я, необхідну кількість палива, що впорскуватиметься в камеру згоряння за цикл, і часові проміжки цього впорскування. Приблизний адаптований алгоритм уприскування можна бачити на рис. 3.3.

Алгоритм пропонованого впорскування.

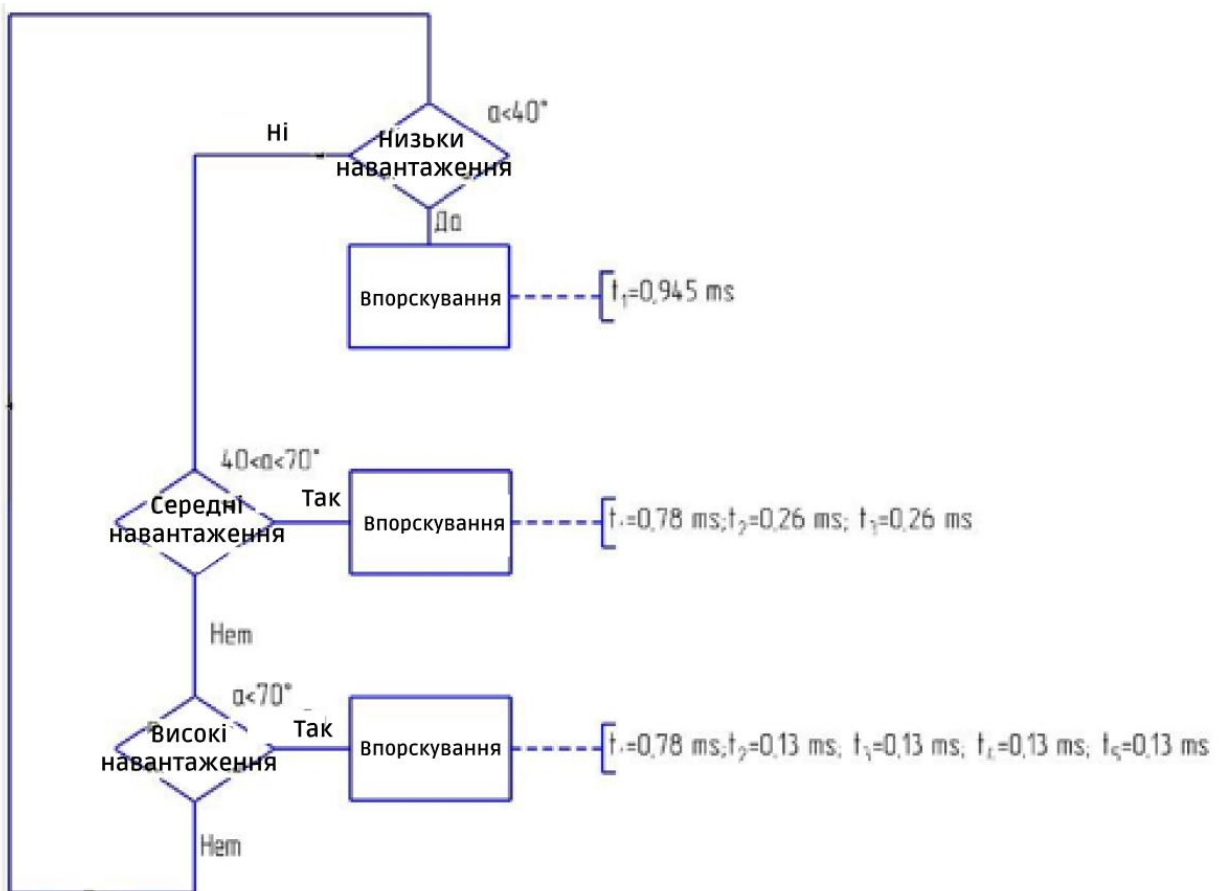


Рис. 3.3. Алгоритм впорскування палива залежно від режиму роботи двигуна

За допомогою багат шарового впорскування, в теорії, вдасться збільшити коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна з іскровим запалюванням, підвищити економічність і екологічність. Також внаслідок підвищення ступеня стиску, за такої системи впорскування палива, підвищуються зовнішньошвидкісні характеристики ДВЗ. З огляду на те, що розміри силового агрегату, також, зменшаться, - це призведе до збільшення літрової потужності та зменшення виробництва, за рахунок зниження кількості використовуваного матеріалу під час конструювання.

3.3. Розрахунок управління впорскуванням палива

Розрахунок, що показує можливість адаптації наявних систем впорскування палива до запропонованого методу управління впорскуванням:

Масу повітря в циліндрі (за умови його наповнення з атмосферним тиском (умовно - повне навантаження) визначаємо за формулою:

$$M_B = V_{Ц} \cdot \rho_0, \quad (3.1)$$

де ρ_0 – щільність повітря, $1,2250 \text{ кг/м}^3$

$$M_B = 0,57 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2250 = 0,698 \cdot 10^{-3} \text{ кг.} = 0,7 \text{ гр.} = 700 \text{ мг.}$$

Щоб розрахувати масу необхідної кількості палива повітря для одного циліндра використовуємо формулу:

$$M_{ТН} = \frac{M_B}{14,7}, \quad (3.2)$$

Тоді максимальна маса палива, яка може знадобитися для впорскування в циліндр цього об'єму, становитиме:

$$M_{TH} = \frac{0,698 \cdot 10^{-3}}{14,7} = 0,0475 \text{ гр.} = 47,5 \text{ мг,}$$

Пропоновані на ринку системи здійснюють впорскування пального 600-2200 мл./30 сек. [34], отже, за цикл впорскування (1,0 мс.) форсунка дає

$$V = V_{T/30} \cdot t / t_{30}, \quad (3.3)$$

де $V_{T/30}$ - середня кількість палива, що впорскується за 30 секунд, мл;

t_{30} - час впорскування, тобто за 30 сек,

t - час циклу впорскування палива в системі.

$$Vt = 1400 \cdot 1,0 / 30 \cdot 10^3 = 0,047 \text{ мл} = 0,47 \cdot 10^{-4} \text{ л.}$$

Щоб визначити масу палива, яку форсунка може подати за 1,0 мс, переведемо мілілітри в літри і скористаємося формулою:

$$M_T = V_T \cdot \rho_B, \quad (3.4)$$

де ρ_B - густина бензину, 0,75 кг/л.

$$M_T = 0,47 \cdot 10^{-4} \cdot 0,75 = 0,353 \cdot 10^{-4} \text{ кг} = 0,0353 \text{ гр.} = 35,3 \text{ мг.},$$

отже, час подачі пального для даного об'єму циліндра

$$T_T = M_{TH} / M_T, \quad (3.5)$$

$$T_T = 47,5 / 35,3 = 1,35 \text{ мс.}$$

Таким чином, у заданий об'єм циліндра форсунка подасть паливо за 1,35 мс.

З наведеного розрахунку видно, що система Common Rail відповідає заданим вимогам для методу регулювання швидкості поширення полум'я. До того ж вона дає запас за масою палива, що впорскується, адже в розрахунку береться середнє значення показника за об'ємом впорскування.

Щоб розрахувати масу палива для кожного впорскування в циклі приймаємо $0,475 \cdot 10^{-4}$ кг за 100%.

Тоді кількість палива, що впорскується (наприклад, 60%), вважається

$$A_i = M_{TH} \cdot K / 100, \quad (3.6)$$

де M_{TH} - загальна максимальна маса палива, що впорскується;

K - процентне співвідношення впорскування за цикл

$$A_1 = 47,5 \cdot 60 / 100 = 28,8 \text{ мг},$$

Отже

$$A_2 = 47,5 \cdot 25 / 100 = 12 \text{ мг. (для 25\% палива)}$$

$$A_3 = 47,5 \cdot 15 / 100 = 7,2 \text{ мг.}$$

Знаючи час відкриття клапана форсунки (1,35 мс) [17] можна розрахувати час для кожного впорскування в циклі:

$$T_i = T_T \cdot 60 / 100, \quad (3.7)$$

Час відкриття клапана форсунки для першого впорскування (наприклад, 60%) становитиме:

$$T_1 = 1,35 \cdot 60 / 100 = 0,81 \text{ мс},$$

Тоді для 25 і 15 % час становитиме

$$T_2 = 1,35 \cdot 25 / 100 = 0,338 \text{ мс,}$$

$$T_3 = 1,35 \cdot 15 / 100 = 0,203 \text{ мс.}$$

За різних режимів роботи двигуна внутрішнього згорання впорскування палива здійснюється по-різному. На режимах підвищеного навантаження буде здійснюватися пошарове впорскування, здійснюване впроваджуваною системою. Залежно від швидкості поширення фронту полум'я буде розраховуватися необхідна кількість циклів впорскування палива форсункою. На режимах середніх і низьких навантажень роботи двигуна форсунка може здійснювати одноразове впорскування, оскільки ймовірність виникнення детонації на цих режимах незначна.

3.4. Системи впорскування палива

Системи впорскування палива бензинових двигунів - це системи для дозованої подачі бензину в двигун внутрішнього згорання. Тип пристрою, характеристика системи впливає на низку важливих показників. Це екологічний клас двигуна, його потужність, паливну ефективність.

Пристрій системи впорскування бензинового двигуна може мати різні конструктивні рішення і модифікації. Розподілене, безпосереднє, пошарове впорскування і система прямого впорскування - це основні типи систем подачі палива, що зустрічаються на ринку.

3.4.1. Розподілене впорскування. Система з розподіленим Multi Point injection (MPI) впорскуванням має такі елементи, як: регулятор тиску, що забезпечує постійну величину робочого тиску 0,35 МПа та запобігає появі

повітряних заторів у паливній системі; форсунка впорскування, що здійснює імпульсне подавання бензину до впускного колектора двигуна; дросельна заслінка, яка виконує регулювання об'єму повітря, що подається. Може мати механічний або електричний привід; блок керування - складається з мікропроцесора та блоку пам'яті, який містить еталонні дані характеристики впорскування палива; датчики положення колінчастого вала двигуна, положення дросельної заслінки, температури тощо; особливістю такої системи є те, що в ній передбачено окремі форсунки для кожного циліндра, які можуть відкриватися одночасно, попарно або по одній. Змішування повітря і бензину відбувається у впускному колекторі, але подача палива здійснюється тільки у впускні тракти відповідних циліндрів.[18] Зображення системи MPI показано на рис. 3.4. [18]

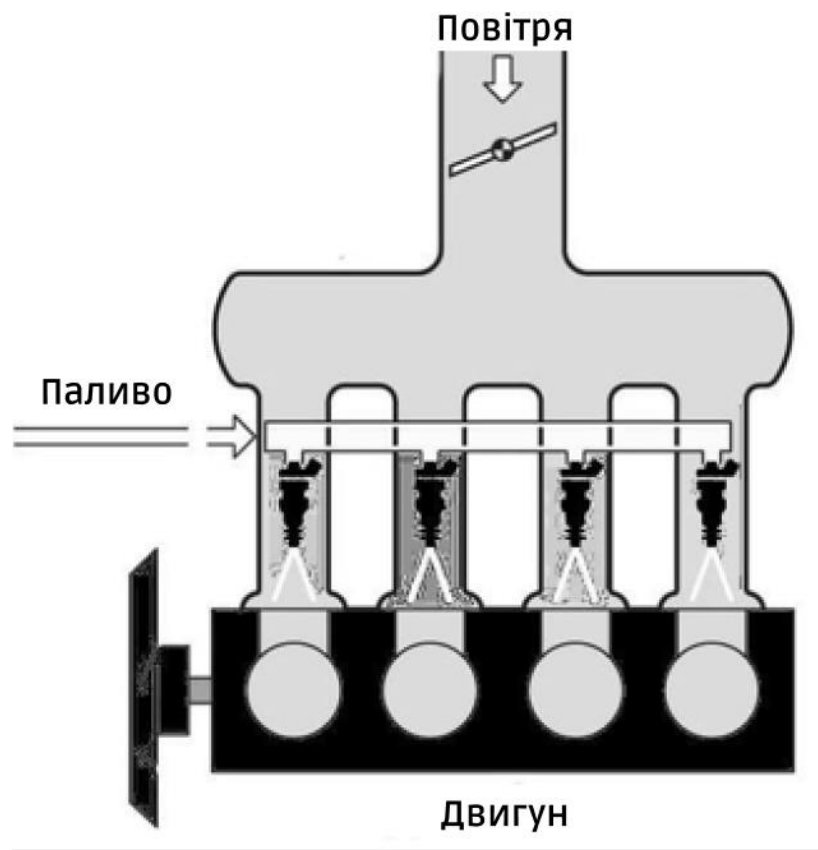


Рис. 3.4. Система розподіленого впорскування Multi Point injection (MPI)

Схема роботи МРІ така, що коли в двигун всмоктується повітря, низкою датчиків визначається його маса, а також температура, швидкість обертання колінчастого вала, а також параметри положення дросельної заслінки. Далі на основі отриманих даних електронний блок управління визначає масу палива, оптимальний для кількості повітря, що надійшло. Слідом подається сигнал, і відповідні форсунки відкриваються на потрібний проміжок часу.

До плюсів таких моторів відносять їх надійність, здатність коректно працювати на різних видах бензину (від 92 до 98-го), високу ремонтпридатність, простоту в експлуатації. До мінусів відносять невелику потужність таких моторів.

3.4.2. Система безпосереднього впорскування палива. Систему безпосереднього впорскування палива Gasoline Direct Injection (GDI) застосовують на бензинових двигунах останніх поколінь з метою підвищення їхньої економічності та збільшення потужності. Вона передбачає впорскування бензину безпосередньо в камери згоряння циліндрів, де і відбувається його змішання з повітрям та утворення паливо-повітряної суміші.[18] Схема системи GDI представлена на рис. 3.5.[18]

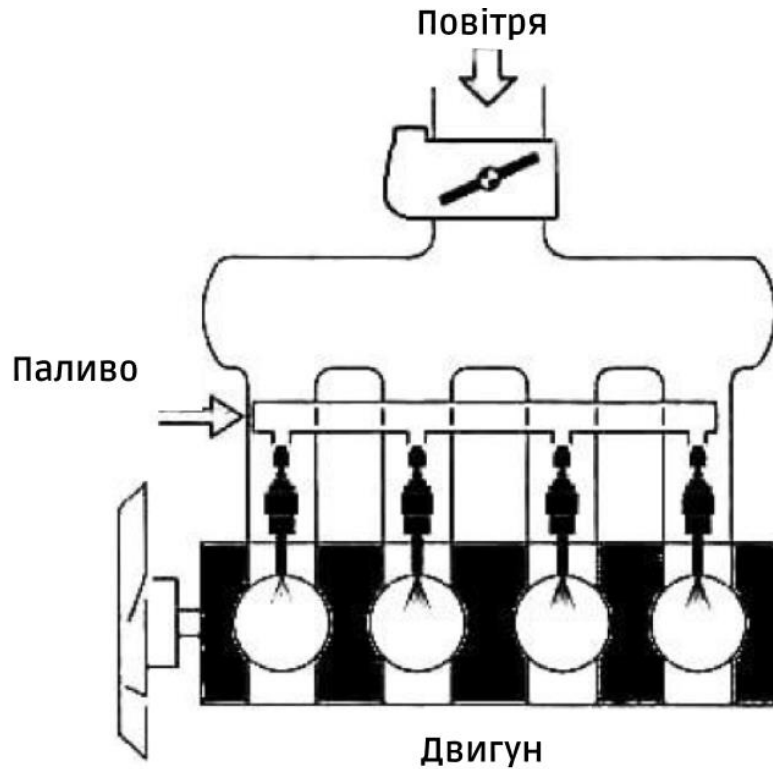


Рис. 3.5. Система безпосереднього впорскування
Gasoline Direct Injection (GDI)

Система GDI включає в себе такі елементи як:

- паливний насос високого тиску (ПНВТ). Для коректної роботи системи (створення тонкого розпилювання) бензин в камеру згоряння повинен подаватися під високим тиском (аналогічно дизельним моторам) в межах 5-12 МПа;

- електричний паливний насос низького тиску. Подає паливо з бензобака до ПНВТ під тиском 0,3-0,5 МПа;

- датчик низького тиску, який фіксує рівень тиску, створеного електричним насосом; - форсунки високого тиску. Вони здійснюють уприскування палива в циліндр. Оснащені вихровими розпилювачами, що дають змогу створювати необхідну форму паливного факела.

Двигуни з безпосереднім уприскуванням мають три основні режими роботи:

- Пошарове сумішоутворення, тобто впорскування в циліндр здійснюється на такті стиснення. Принцип роботи в цьому режимі полягає в утворенні надбідної суміші, що дає змогу максимально економити паливо. На початку в камеру циліндра подається повітря, яке закручується і стискається. Далі під високим тиском здійснюється впорскування палива та перенаправлення отриманої суміші до свічки запалювання. Факел виходить компактним, оскільки формується на етапі максимального стиснення. При цьому паливо ніби оповите прошарком повітря, що зменшує теплові втрати і запобігає попередньому зносу циліндрів. Режим використовується під час роботи мотора на малих обертах.

- Гомогенне сумішоутворення, за такого режиму впорскування здійснюється на такті впуску. Склад палива в цьому режимі близький до стехіометричного. Подача повітря і бензину в циліндр відбувається одночасно. Факел суміші за такого впорскування має конічну форму. Застосовується при потужних навантаженнях (швидкісній їзді).

- Двостадійне впорскування відбувається на такті стиснення і впуску. Застосовується при різкому прискоренні машини, що рухається на малій швидкості. Подвійне впорскування в циліндр дає змогу знизити ймовірність детонації, яка може виникнути в моторі під час різкої подачі збагаченої суміші. Спочатку (на такті впуску повітря) подається невелика кількість бензину, що призводить до утворення збідненої суміші і зниження температури в камері згорання циліндра. На такті максимального стиснення подається решта палива, що робить суміш багатішою.

Головною вимогою для коректної роботи двигуна з прямим уприскуванням палива є використання якісного бензину. Зазвичай рекомендується заливати бензин з октановим числом не менше 95. Однак важливо враховувати, що цей рівень не повинен бути забезпечений за рахунок різних присадок. Виняток становлять присадки, рекомендовані виробником

двигуна і автомобіля. Низька якість пального, особливо за високого відсотка вмісту сірки, бензолу та вуглеводнів у вітчизняному бензині, сприяє передчасному зносу форсунок, що може призвести двигун GDI до відмови.

Не менш вимогливий бензиновий мотор з безпосереднім впорскуванням до застосовуваного масла в системі.

Висока вартість виробництва двигунів і ремонту теж робить свій внесок у використання цієї системи[18].

3.4.3. Пошарове впорскування. пошарове впорскування Fuel Stratified Injection (FSI) готує суміш, яка буде неоднорідною в усьому об'ємі циліндра. Таке впорскування дає чудову тягу на малих і середніх обертах, плюс економить паливо.

Така система має впускний колектор зі змінною довжиною; форсунку, яка впорскує паливо прямо в циліндр. Впорскування системи видно на рис. 3.6 [18].

Пошарове утворення суміші відбувається на часткових навантаженнях і в низькому діапазоні обертів (приблизно до 3500 хв^{-1})

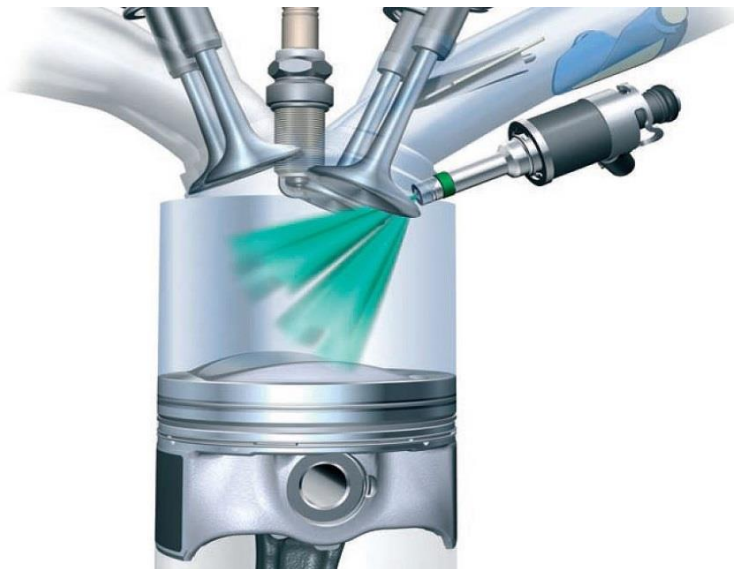


Рис. 3.6. Система пошарового впорскування палива Fuel Stratified Injection (FSI)

На такті впуску заслінка колектора зі змінною довжиною перекриває половину впускного каналу, що призводить до створення зони підвищеної

турбулентності біля впускного клапана, завдяки чому повітря потрапляє в циліндр під завихренням.

На такті стиснення, приблизно за 35 градусів до ВМТ відбувається впорскування палива. За ці 30 градусів відбувається пошарове сумішоутворення: в зоні свічки утворюється якийсь об'єм з однорідною сумішшю пального зі складом 14.7:1, а навколо нього повітря, що не бере участі в горінні.

У потужностних режимах роботи, при високому навантаженні і оборотах більше 3500 хв,⁻¹ двигун працює в звичайному режимі без пошарового сумішоутворення. Заслінка у впускному колекторі відкриває канал повністю, тим самим виключаючи високу турбулентність біля впускного клапана.

До позитивних сторін такої системи можна віднести:

- Правильну швидкість згоряння на збідненій суміші;
- Відсутність перегрівів завдяки тому, що бензин у рідкому стані потрапляє в камеру згоряння і охолоджує її;
- як наслідок високу детонаційну стійкість;
- більший тиск під час згоряння.

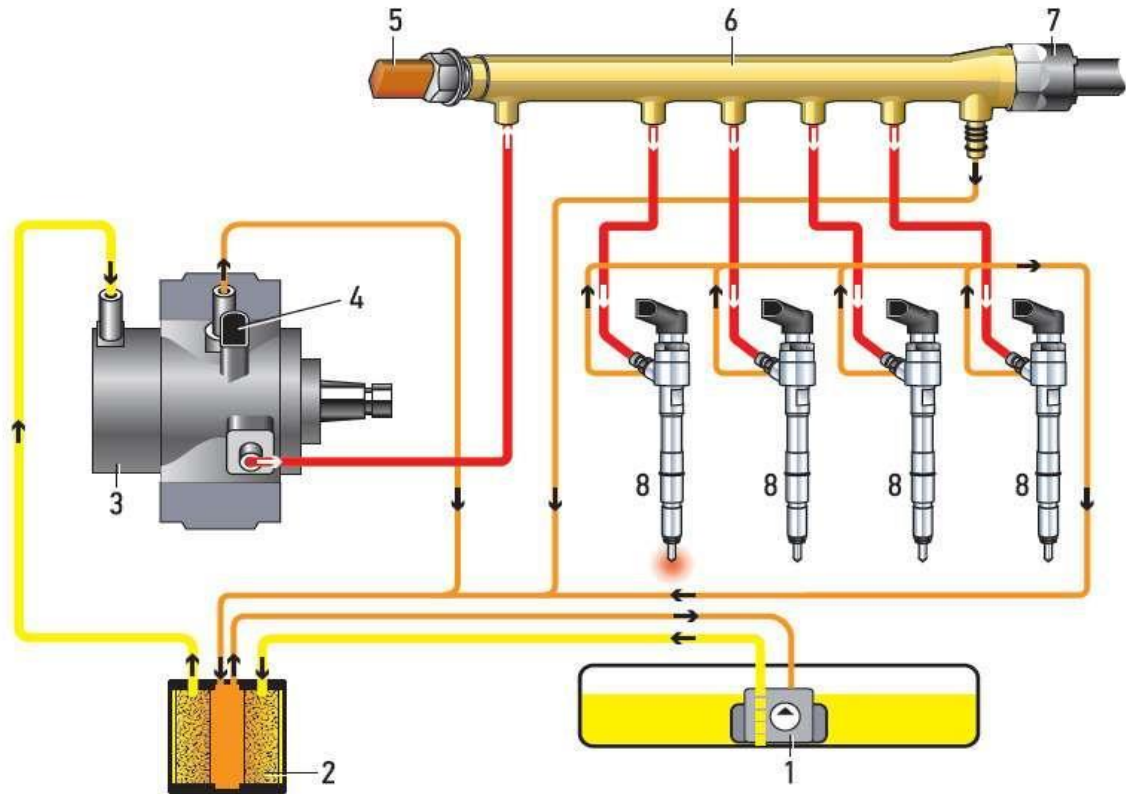
До негативних сторін:

- Ускладнення конструкції, тобто додавання ще одного насоса (високого тиску), колектор із заслінками і сервоприводом, форсунки, спроектовані під високий тиск[17].

3.4.4. Common Rail. Common Rail direct fuel injection (DFI) – це система прямого впорскування палива, побудована навколо електромагнітних клапанів подачі палива високого тиску (понад 2000 бар або 200 МПа), на відміну від паливного насоса низького тиску, що живить форсунки [17].

Уприскування високого тиску забезпечує переваги потужності та витрати палива порівняно з більш раннім уприскуванням палива більш низького тиску, впорскуючи паливо у вигляді більшої кількості дрібних крапель, що дає набагато більш високе відношення площі поверхні до об'єму. Це забезпечує поліпшене випаровування з поверхні крапель палива і, таким чином, більш ефективне

поєднання атмосферного кисню з випаровуваним паливом, забезпечуючи більш повне згоряння. Схему влаштування системи зображено на рис. 3.7. [19]



1 - паливопідкачувальний насос; 2 - паливний фільтр; 3 - паливний насос високого тиску; 4 - клапан дозування; 5 - датчик тиску палива; 6 - паливна рампа; 7 - регулятор тиску палива; 8 - форсунки; червоним кольором позначено зону високого тиску в системі; жовтим - низький тиск.

Рис. 3.7. Схema системи Common Rail [19]

Електромагнітні або п'єзoeлектричні клапани дають змогу здійснювати точний електронний контроль часу та кількості впорскування пального, а вищий тиск, що його забезпечує технологія Common Rail, забезпечує краще розпилення пального.

Для зниження шуму двигуна електронний блок керування двигуна може впорскувати невелику кількість дизельного пального безпосередньо перед основним упорскуванням ("пілотне" впорскування), тим самим зменшуючи його

вибухонебезпечність та вібрацію, а також оптимізуючи час та кількість впорскування для змін якості пального, холодного пуску і так далі. Деякі просунуті паливні системи Common Rail виконують до п'яти впорскувань за такт.

У системах Common Rail насос високого тиску зберігає резервуар палива під високим тиском - до і вище 2000 бар (200 МПа).

Усі паливні форсунки забезпечуються загальною паливною магістраллю, яка є акумулятором тиску, де паливо зберігається під високим тиском. Цей акумулятор постачає паливом високого тиску декілька паливних форсунок. Це спрощує призначення насоса високого тиску в тому, що йому потрібно тільки підтримувати цільовий тиск (або механічно, або з електронним управлінням). Паливні форсунки зазвичай керуються блоком керування двигуном (ECU). Під час електричного ввімкнення паливних форсунок механічним або гідравлічним способом відкривається гідравлічний клапан (що складається з сопла і плунжера) і паливо розпорошується в циліндри під потрібним тиском. Оскільки енергія тиску палива зберігається віддалено, а форсунки приводяться в дію електричним приводом, тиск упорскування на початку та наприкінці впорскування дуже близький до тиску в акумуляторі (рампі), що призводить до прискореної швидкості впорскування. Якщо акумулятор, насос і паливопровід мають правильні розміри, тиск і швидкість впорскування будуть однаковими для кожної з декількох подій впорскування [17, 19].

Висновки до третього розділу

Пропонованим методом регулювання швидкості поширення фронту полум'я планувалося зменшити ймовірність детонаційного згоряння за високого ступеня стиску.

Під час вивчення різних систем впорскування оптимально підходящою і технічно задовільною виявилася система, що застосовується на дизельних двигунах внутрішнього згоряння, "Common Rail".

З усіх представлених систем найбільш задовільною для запропонованого методу регулювання швидкості поширення фронту пламені, є система "Common Rail". Ця система, завдяки великому тиску, здатна забезпечувати достатній час і швидкість впорскування в камеру згоряння двигуна. Така система здатна робити до 5 впорскувань за цикл, що цілком задовольняє вимогам запропонованого методу. Також за рахунок високого тиску, застосовуваного в системі, буде здійснюватися якісне розпилення палива (бензину), що зі свого боку вплине на повноту згоряння паливо-повітряної суміші при підвищеному ступені стиску.

Адаптація такої системи до двигуна з іскровим запалюванням дає змогу підтримувати швидкість поширення фронту полум'я в стандартних режимах, без "зриву" на детонацію.

Прописана програма в електронному блоці керування двигуном для цієї системи здійснюватиме впорскування палива по-різному залежно від режиму роботи двигуна. Залежно від швидкості поширення фронту полум'я буде розраховуватися необхідна кількість циклів впорскування палива форсункою. На стандартних режимах роботи форсунка здійснює одноразове впорскування.

З огляду на те, що розміри силового агрегату зменшаться під час підвищення ступеня стиску, це призведе до збільшення літрової потужності та здешевлення виробництва за рахунок зниження кількості використовуваного матеріалу під час виготовлення.

Теоретично від впровадження запропонованого методу покращиться низка показників: ефективна потужність і крутний момент збільшаться завдяки зменшенню циліндра і ходу поршня, покращиться паливна економічність підвищиться екологічність, а також підніметься коефіцієнт корисної дії.

ВИСНОВКИ

Розглянуто особливості конструкцій двигунів зі змінним ступенем стиску. На підставі проведеного аналізу отримано, що двигуни зі змінним ступенем стиску здатні забезпечити значне зниження витрати палива. Викладено особливості згоряння паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим запалюванням, види горіння паливно-повітряних сумішей, поширення фронту полум'я та самозаймання, детонаційне згоряння в двигуні внутрішнього згоряння: фактори, що впливають на появу детонації та методи боротьби з детонацією.

Виконано розрахунок робочого процесу двигуна за різними ступенями стиску. Отримано індикаторні, ефективні показники двигуна та його основні розміри при різних ступенях стиску. Зі збільшенням значення ступеня стиску змінюється низка параметрів. При переході на високі ступені стиску підвищується ефективний ККД двигуна: при ступені стиску 9,3 ефективний ККД дорівнює 0,26, а при ступені стиску 12 – дорівнює 0,33, при ступені стиску 16 – дорівнює 0,43. Також з підвищенням ступеня стиску значного покращується економічність, так при ступені стиску 9,3 ефективна витрата палива дорівнює 432,32 г/кВтгод, а при ступені стиску 12 – дорівнює 251,69 г/кВтгод, при ступені стиску 16 – дорівнює 190,04 г/кВтгод.

Розроблено метод регулювання швидкості поширення фронту полум'я, завдяки якому можна позбутися явища детонації при підвищенні ступеня стиску.

З усіх представлених систем найбільш задовільною для запропонованого методу регулювання швидкості поширення фронту пламені, є система "Common Rail". Ця система, завдяки великому тиску, здатна забезпечувати достатній час і швидкість впорскування в камеру згоряння двигуна. Така система здатна робити до 5 впорскувань за цикл, що цілком задовольняє вимогам запропонованого методу. Згодом кількість впорскувань може бути збільшено в ході модернізації системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Двигатели с изменяемой степенью сжатия: от Saab до Infiniti // Журнал “Движок” : официальный сайт. – 2016. – URL: <https://dvizhok.ru/parts/dvigateli-s-izmenyaemoj-stepenyu-szhatiya-ot-saab-do-infiniti>.
2. Двигатели Skyactiv: раскрытые резервы // Автомобильный журнал “За рулём” : официальный сайт. – 2011. – URL: https://www.zr.ru/content/articles/342743-dvigateli_skyactiv_raskrytyje_rezervy/.
3. Технология Skyactiv-G Mazda // Skyactive technology : официальный сайт. – 2022. – URL: <https://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-g/>.
4. Двигатели с изменяемой степенью сжатия: от Saab до Infiniti // Журнал “Движок” : официальный сайт. – 2016. – URL: <https://dvizhok.ru/parts/dvigateli-s-izmenyaemoj-stepenyu-szhatiya-ot-saab-do-infiniti>.
5. Воинов, А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977, 277 с.
6. Карауш, С.А. Расчет параметров процессов горения : учебное пособие / С.А. Карауш. – Томск : Изд-во том. гос. архит. – строит. ун-та, 2015. – 120 с.
7. Глазунов, Д.В. Моделирование процессов смесеобразования и сгорания в автомобильных двигателях: монография. Бишкек: КРСУ, 2013. 99 с.
8. Неправильное сгорание // ТО и ремонт автомобилей : официальный сайт. – 2017. – URL: http://avtomehi.ru/publ/dvigatel/nepravilnoe_sgoranie/2-1-0-8.
9. Орлов, Михаил Юрьевич Моделирование процессов в камере сгорания: учеб. пособие / М.Ю. Орлов, С.В. Лукачѳв, С.Г. Матвеев. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – 292 с.
10. Кнауб, Л. В. Влияние предпламенных реакций на продолжительность индуктивного периода сгорания топлива в двигателях внутреннего сго-

рания / Л. В. Кнауб // Технічні науки, Scientific Journal «ScienceRise». – 2014. – No1. 52-58 с.

11. Ложкин М.Н., Коломиец П.В., Терехов А.П. Расчетная оценка рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с высокой степенью сжатия и подводом тепла в начале процесса расширения // Вектор науки ТГУ. 2011. № 2(16). С. 87-89.

12. Губайдуллин И.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания в интерактивной системе имитационного моделирования «Альбея». Уфа: УГАТУ, 1997. 43 с.

13. Тер-Мкртчян, Г.Г. Двигатели внутреннего сгорания с нетрадиционными рабочими циклами: учеб. пособие / Г.Г. Тер-Мкртчян. – М.: МА- ДИ, 2015. – 80 с.

14. А.И. Колчин, В.П. Демидов. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2003. 496 с.

14. Транспортная энергетика. Расчёт транспортных двигателей: метод. указания по курсовой работе / сост. А. А. Мартынов, В. А Зеер. – Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2010. – 56 с.

15. Технология Common Rail Denso // Common Rail Мурманск : официальный сайт. – 2017. – URL: <https://murmandiesel.ru/articles/404827>.

16. Виды и особенности работы систем впрыска бензиновых двигателей // ТехАвтоПорт про автомобили в деталях : официальный сайт. – 2020. – URL: <https://techautoport.ru/dvigatel/toplivnaya-sistema/sistemy-vpryska-topliva-benzinovyh-dvigatelay.html>.

17. Изучаем Common Rail: всё путём // Автомобильный журнал “За рулём” : официальный сайт. – 2013. – URL: https://www.zr.ru/content/articles/537052-izuchajem_common_rail_vso_putem/.

ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Формат	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл-сть	№ екземп.	Примітки	
		Загальна документація					
A4	1	МКР.ЕРМ.22.21485.00 ПЗ	Пояснювальна записка	63	1		
A4	2	МКР.ЕРМ.22.21485.01	Заголовний слайд	1	1	Слайд №1	
A4	3	МКР.ЕРМ.22.21485.02	Актуальність кваліфікаційної роботи	1	1	Слайд №2	
A4	4	МКР.ЕРМ.22.21485.03	Мета і завдання роботи, об'єкт і предмет дослідження	1	1	Слайд №3	
A4	5	МКР.ЕРМ.22.21485.04	Аналіз конструкцій ДВЗ з підвищеним ступенем стиску	1	1	Слайд № 4	
A4	6	МКР.ЕРМ.22.21485.05	Аналіз згоряння паливно-повітряних сумішей у ДВЗ з іскровим займанням	1	1	Слайд № 5	
A4	7	МКР.ЕРМ.22.21485.06	Розрахунок робочого процесу двигуна з різними ступенями стиску	2	1	Слайд № 6,7	
A4	8	МКР.ЕРМ.22.21485.07	Методика регулювання швидкості поширення фронту полум'я	1	1	Слайд № 8	
A4	9	МКР.ЕРМ.22.21485.08	Системи впорскування палива	1	1	Слайд № 9	
A4	10	МКР.ЕРМ.22.21485.09	Висновки	1	1	Слайд № 10	
МКР.ЕРМ.22.21485.00 ВКР							
Зм	Л	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Онищенко Д.С.			Літ.	Арк.	Аркушів
Перев.		Колеснікова Т.М.			М	К	Р
Керівни		Колеснікова Т.М.				63	1
Н.кон.		Богомолов В.В.			ДВНЗ «ПДАБА», гр. АТ-21мп		
Затв.		Лиходій О.С.					

Дослідження регулювання швидкості поширення фронту полум'я в бензинових двигунах внутрішнього згоряння
Відомість КР

