

БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ

Група АТ-22-2

Іван КУДРИЧ

2026

Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу Міністерства освіти і науки України
Інститут інженерної механіки та робототехніки
Кафедра автомобільного транспорту

Кудрич Іван Іванович
(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 621.436 : 629.33
(індекс)

БАКАЛАВРСКА РОБОТА

Тема: Модернізація дизельного двигуна Peugeot з метою підвищення потужності в умовах ТзОВ «Модерн-Авто».
(назва роботи)

Автомобільний транспорт
(назва освітньої програми)

274-Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

І.І. Кудрич

(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього ступеня)

Науковий керівник Гнип Марія Михайлівна, д.ф., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту

В.о. завідувача кафедри

Криштопа С.І.
(підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Івано-Франківськ – 2026

Інститут інженерної механіки та робототехніки

Кафедра автомобільного транспорту

Освітньо-кваліфікаційний рівень: бакалавр

Спеціальність: „Автомобільний транспорт”

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри АТ

_____ С.І. Криштопа

„_____” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ

Бакалавр

Кудрич Іван Іванович

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Тема: Модернізація дизельного двигуна Peugeot з метою підвищення потужності в умовах ТзОВ «Модерн-Авто».

затверджена наказом по університету від _____ № _____

2. Термін здачі студентом закінченого проекту (роботи) 15.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проекту:

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити)

Вступ 4.1. Огляд літературних джерел 4.1.1. Принцип роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння 4.1.2. Компоненти та призначення системи впорскування дизельного палива Common-Rail 4.1.3. Компоненти та призначення головки блоку циліндрів 4.1.4. Принцип роботи та конструкція турбокомпресора 4.1.5. Система керування впорскуванням EDC 4.2. Організація та методи виконання роботи 4.2.1. Дизельний двигун автомобіля Peugeot 206 4.2.2. Методологія, що використовувалася для проведення дослідження 4.2.3. Технологічне обладнання та інструменти, необхідні для встановлення головки блоку циліндрів та турбокомпресора 4.2.4. Вимірювальне обладнання, що використовується для проведення випробування 4.3. Технічні розрахунки та модернізація систем двигуна 4.3.2. Вибір та застосування турбокомпресора 4.3.3. Вибір інтеркулера та з'єднувальних труб 4.3.5. Інтеграція датчиків системи керування EDC 4.3.6. Модифікація вихлопної системи 4.3.7. Результати дослідження 4.4 Висновки 4.5 Перелік посилань на джерела Додаток А - Комплект презентаційних матеріалів

5. Перелік графічного матеріалу

5.1 презентаційні плакати в PowerPoint.

Керівник _____

(Особистий підпис)

М.М. Гнип

(Розшифровка підпису)

Завдання прийняв до виконання _____

(Особистий підпис)

І.І. Кудрич

(Розшифровка підпису)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер і назва етапів проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту	Примітка
Вступ 4.1. Огляд літературних джерел 4.1.1. Принцип роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння 4.1.2. Компоненти та призначення системи впорскування дизельного палива Common-Rail 4.1.3. Компоненти та призначення головки блоку циліндрів	18.05.2026 р.	
4.1.4. Принцип роботи та конструкція турбокомпресора 4.1.5. Система керування впорскуванням EDC	22.05.2026 р.	
4.2. Організація та методи виконання роботи 4.2.1. Дизельний двигун автомобіля Peugeot 206 4.2.2. Методологія, що використовувалася для проведення дослідження 4.2.3. Технологічне обладнання та інструменти, необхідні для встановлення головки блоку циліндрів та турбокомпресора	26.05.2026 р.	
4.2.4. Вимірювальне обладнання, що використовується для проведення випробування 4.3. Технічні розрахунки та модернізація систем двигуна 4.3.2. Вибір та застосування турбокомпресора	005.06.2026 р.	
4.3.3. Вибір інтеркулера та з'єднувальних труб 4.3.5. Інтеграція датчиків системи керування EDC 4.3.6. Модифікація вихлопної системи	10.06.2026 р.	
4.3.7. Результати дослідження 4.4 Висновки 4.5 Перелік посилань на джерела Додаток А - Комплект презентаційних матеріалів	12.06.2026 р.	
Готовність проекту до попереднього захисту	15.06.2026 р.	

Бакалавр _____
Особистий підпис

Іван КУДРИЧ _____
Розшифровка підпису

Керівник роботи _____
Особистий підпис

Марія ГНИП _____
Розшифровка підпису

РЕФЕРАТ

Дослідження присвячене модернізації дизельного двигуна Peugeot 206 з метою підвищення його потужності та ефективності. Робота поєднує теоретичний аналіз, розрахунки витрати повітря та експериментальні вимірювання, що дозволили визначити оптимальні конструктивні зміни. Заміна головки блоку циліндрів на 16-клапанну, встановлення турбокомпресора GT2052V та продуктивніших форсунок забезпечили значне покращення коефіцієнта наповнення циліндрів і збільшення крутного моменту.

Вимірювання на динамометричних стендах підтвердили приріст потужності більш ніж удвічі, що свідчить про ефективність застосованих рішень. Отримані результати демонструють перспективність використання модернізованого двигуна у галузі автомобільної інженерії. Крім того, робота підкреслює важливість інтеграції сучасних систем керування EDC та оптимізації вихлопної системи для досягнення високих показників продуктивності.

Ключові слова: дизельний двигун, турбокомпресор, коефіцієнт наповнення, потужність, витрата повітря, система EDC.

ABSTRACT

The study is devoted to the modernization of the Peugeot 206 diesel engine in order to increase its power and efficiency. The work combines theoretical analysis, air flow calculations and experimental measurements, which allowed to determine the optimal design changes. Replacing the cylinder head with a 16-valve one, installing a GT2052V turbocharger and more productive injectors provided a significant improvement in the cylinder filling ratio and an increase in torque.

Measurements on dynamometers confirmed a power increase of more than twofold, which indicates the effectiveness of the applied solutions. The results obtained demonstrate the prospects for using the modernized engine in the field of automotive engineering. In addition, the work emphasizes the importance of integrating modern EDC control systems and optimizing the exhaust system to achieve high performance indicators.

Keywords: diesel engine, turbocharger, filling ratio, power, air flow, EDC system.

ВСТУП	7
1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	10
1.1. Принцип роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння	10
1.2. Компоненти та призначення системи впорскування дизельного палива Common-Rail	12
1.3. Компоненти та призначення головки блоку циліндрів	15
1.4. Принцип роботи та конструкція турбокомпресора	16
1.5. Система керування впорскуванням EDC.....	23
2. ОРГАНІЗАЦІЯ ТА МЕТОДИ ВИКОНАННЯ РОБОТИ.....	26
2.1. Дизельний двигун автомобіля Peugeot 206	26
2.2. Методологія, що використовувалася для проведення дослідження.....	27
2.3. Технологічне обладнання та інструменти, необхідні для встановлення головки блоку циліндрів та турбокомпресора	29
2.4. Вимірювальне обладнання, що використовується для проведення випробування	31
3. ТЕХНІЧНІ РОЗРАХУНКИ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМ ДВИГУНА.....	33
3.2. Вибір та застосування турбокомпресора	36
3.3. Вибір інтеркулера та з'єднувальних труб	41
3.5. Інтеграція датчиків системи керування EDC	45
3.6. Модифікація вихлопної системи	47
3.7. Результати дослідження	48
ВИСНОВКИ.....	51
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА	53
ДОДАТОК А	54

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ			
Змін.		№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		І. Кудрич			Модернізація дизельного двигуна Peugeot з метою підвищення потужності в умовах ТзОВ «Модерн-Авто»	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		М. Гнип					5	
Реценз.						ІФНТУНГ, АТ-22-2		
Н. контр.		Криштопа С.І.						
Затверд.		Криштопа С.І.						

ВСТУП

Актуальність теми.

Концепція сучасного автомобілебудування базується на зменшенні робочого об'єму двигуна шляхом збільшення коефіцієнта наповнення циліндрів. Суть цієї концепції полягає у зменшенні робочого об'єму, габаритів та маси двигунів без погіршення продуктивності. Англійською мовою цей термін називається «Downsizing» (зменшення розмірів). Встановлення турбокомпресора в автомобілі значно покращує коефіцієнт наповнення циліндрів, загальний ККД двигуна та максимальну потужність двигуна.

Турбокомпресор був винайдений досить давно, приблизно в 1915 році, але з того часу його технологія значно змінилася. З кожним новим поколінням турбокомпресорів його ефективний ККД зростає. В результаті загальний ККД двигуна також зростає. Потужність двигуна зростала. Сучасний компактний турбокомпресор розвиває таке ж збільшення тиску та коефіцієнт витрати повітря, як і набагато більший турбокомпресор, розроблений 10 років тому.

Щоб підвищити ККД старого двигуна, а одночасно і потужність, одним із аспектів є встановлення сучаснішого турбокомпресора. Турбокомпресор досліджуваного автомобіля Peugeot 206 з 2-літровим турбодизельним двигуном має досить стару конструкцію - тиск регулюється напірним клапаном старого принципу, завдяки чому турбокомпресор подає потік повітря з невеликою затримкою. Також в автомобілі не встановлено інтеркулер, що ще більше знижує ефективний коефіцієнт наповнення циліндрів. Для збільшення коефіцієнта наповнення циліндрів цього автомобіля, а одночасно і коефіцієнта ефективності всього двигуна та потужності двигуна, двигун зазнає заміни головки блоку циліндрів, встановлення більш сучасного турбокомпресора зі змінною геометрією та встановлення інтеркулера. Оскільки в циліндри буде подаватися більша

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кількість повітря, відповідно буде збільшена доза палива, що подається, що збільшить потужність двигуна.

Метою роботи - збільшити потужність двигуна шляхом заміни головки блоку циліндрів та турбокомпресора.

Об'єкт дослідження – Дизельний двигун Peugeot 206.

Предмет дослідження – технічні рішення модернізації дизельного двигуна Peugeot.

Завдання роботи:

1. Виконати аналіз дизельного двигуна, системи впорскування та наддуву;
2. Виконати порівняльні розрахунки для встановлення турбокомпресора;
3. Вибрати необхідне технологічне обладнання для встановлення;
4. Виміряти зміну потужності до та після робіт із заміни.

Наукова новизна дослідження полягає у комплексній модернізації дизельного двигуна Peugeot 206 шляхом інтеграції 16-клапанної головки блоку циліндрів, оптимізованого турбокомпресора, системи впорскування Common Rail та керування EDC, що забезпечує підвищення ефективності, потужності та адаптацію до сучасних вимог експлуатації.

Практичне значення дослідження полягає у створенні методики модернізації дизельного двигуна Peugeot 206, яка дозволяє підвищити коефіцієнт наповнення циліндрів, ефективність роботи системи наддуву та впорскування палива, що забезпечує зростання потужності й економічності двигуна та може бути використана у навчальному процесі, сервісних центрах і спортивних застосуваннях.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1. Принцип роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння

У 1897 році Рудольф Дизель у співпраці з Аугсбурзько-Нюрнберзьким машинобудівним заводом (MAN) виготовив перший робочий прототип двигуна внутрішнього згоряння, який міг працювати на дешевому мазуті. Р. Дизель не мав можливості стискати паливо до тиску, необхідного для того, щоб паливні струмені проникали достатньо глибоко в камеру згоряння, розпадалися та утворювали краплі. Тому в першому двигуні 1897 року використовувалося впорскування палива в циліндр стисненим повітрям [1]. Дизельний двигун почали встановлювати в легкові автомобілі лише через кілька років - у моделі Mercedes 260D, випущеній у 1936 році. Довгий час дизельний двигун поступався двигуну Отто за своїми технічними характеристиками. Приблизно в 1990 році дизельний двигун здобув популярність завдяки впровадженню турбонаддуву та сучасніших технологій впорскування палива.

Дизельний двигун - це двигун із самозаймання горючої суміші, для якого горюча суміш готується всередині циліндрів. Повітря, необхідне для горіння, сильно стискається в камері згоряння. Під тиском повітря нагрівається до високої температури. Дизельне паливо, що впорскується в нього, самозаймається. Дизельний двигун перетворює хімічну енергію палива на механічну роботу за допомогою тепла [1]. Більш детально, робочий цикл чотиритактного дизельного двигуна складається з чотирьох тактів (рис. 1.1).

Під час такту впуску поршень рухається вниз від верхньої мертвої точки (ВМТ), об'єм циліндра збільшується, повітря надходить через відкритий впускний клапан. У нижній мертвій точці (НМТ) об'єм циліндра максимальний. Під час такту стиснення як впускний, так і випускний клапани

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

закриті. Поршень, піднімаючись вгору, стискає впускне повітря. Стиснене повітря в дизельному двигуні нагрівається до 900°C . До закінчення такту стиснення, залежно від системи впорскування, інжектор впорскує дозу палива в нагріте повітря під максимально можливим тиском. Коли поршень знаходиться в точці ВМТ, об'єм циліндра найменший. Під час робочого такту паливо, що впорскується в циліндр, може дозуватися до 5 разів. Це паливо самозаймається від стисненого нагрітого повітря. Гази в циліндрі нагріваються ще більше, і тиск зростає. Відповідно, збільшується і сила, що штовхає поршень вниз. Хімічна енергія перетворюється на кінетичну енергію. Коли поршень рухається вниз до точки ВМТ, кінетична енергія передається на маховик через колінчастий вал – крутний момент. Під час такту вихлопу, до того, як поршень досягне точки НМТ, відкривається випускний клапан. Коли поршень піднімається до точки ВМТ, газы виштовхуються через випускний клапан у випускний колектор. У звичайному дизельному двигуні вихлопні газы також можуть використовуватися для обертання турбокомпресора.

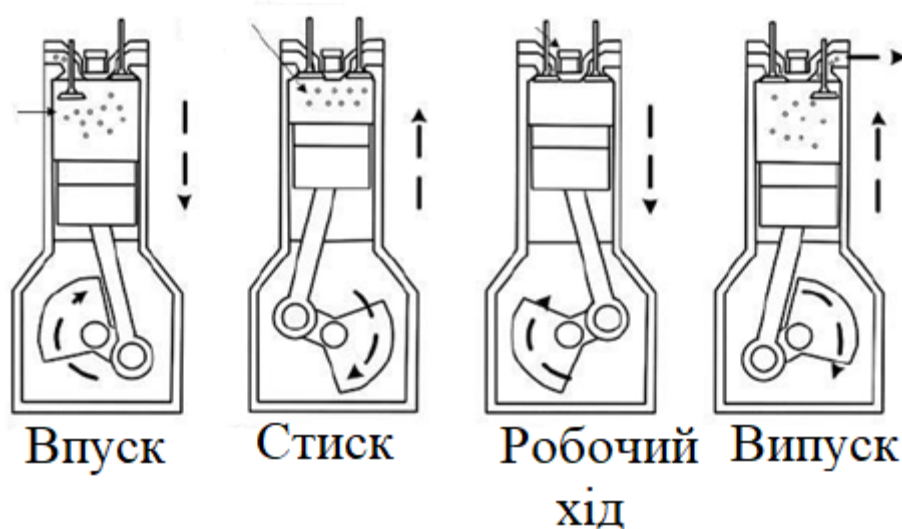


Рисунок 1.1 - Робочий цикл дизельного двигуна

1.2. Компоненти та призначення системи впорскування дизельного палива Common-Rail

Однією із закономірностей, що визначають якість процесу згоряння дизельного двигуна та максимальну потужність двигуна, є якість приготування паливної суміші. Точніше, параметри процесу впорскування палива. Параметри, що описують якість та потребу у впорскуваному паливі, коригуються відповідно до умов руху: початок впорскування, час впорскування, тиск впорскування, кількість впорскувань. Всі ці важливі параметри покращилися зі зміною систем впорскування дизельних двигунів. Системи впорскування низького тиску в передкамеру поступово замінювалися системами безпосереднього впорскування вищого тиску. Тому потужність, що розвивається дизельними двигунами, поступово зростала (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 - Розвиток потужності дизельного двигуна

Найпоширенішою системою впорскування на сьогодні є Common-Rail. Ця система ідеальна тим, що, порівняно з іншими системами впорскування, має найширший діапазон можливостей для зміни параметрів впорскування. Тобто,

завдяки електронному керуванню впорскуванням палива, що використовується в системі, паливо можна дуже точно дозувати, вибираючи необхідну тривалість впорскування та тиск. Система впорскування CR також має такі переваги:

- Широкий спектр застосування в різних типах автомобілів: у легкових автомобілях потужність на циліндр досягає приблизно 30 кВт, тоді як потужність на циліндр двигунів важкого транспорту, вантажівок або інших промислових двигунів може досягати 200 кВт;

- Високий тиск впорскування - краще дроблення палива. Наразі системи впорскування CR досягають тиску до 1800 бар, але найближчим часом він буде вище 2000 бар;

- Легко регульований початок і кінець впорскування;

- Регульована швидкість впорскування в циліндри, яка може досягати до 7 разів, залежно від рівня навантаження;

- Таблиці кута згоряння та тиску палива зберігаються в комп'ютері керування двигуном (ECU), за допомогою якого паливо дозується через електронно керовані форсунки;

- Тихіша робота двигуна [2].

Розглядаючи систему CR, можна виділити основні компоненти: насос низького тиску, насос високого тиску, клапан регулювання тиску, трубопровід акумулятора, форсунки, блок керування (EDC). Призначення цих компонентів:

- Призначення насоса низького тиску – подача палива з паливного бака до насоса високого тиску,

- робочий тиск ~2,5 бар;

- Насос високого тиску CP1 – створення тиску палива, який накопичується в акумуляторі. Максимальний тиск 1350 бар;

- Клапан регулювання тиску – регулювання тиску палива в акумуляторі;

- Трубопровід акумулятора – накопичення підготовленого палива високого тиску;

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Форсунки – впорскування палива в камеру згоряння в заданій точці;
- Блок керування EDC – збір даних з різних датчиків та передача сигналів на виконавчі механізми (форсунки, регулятор тиску тощо).

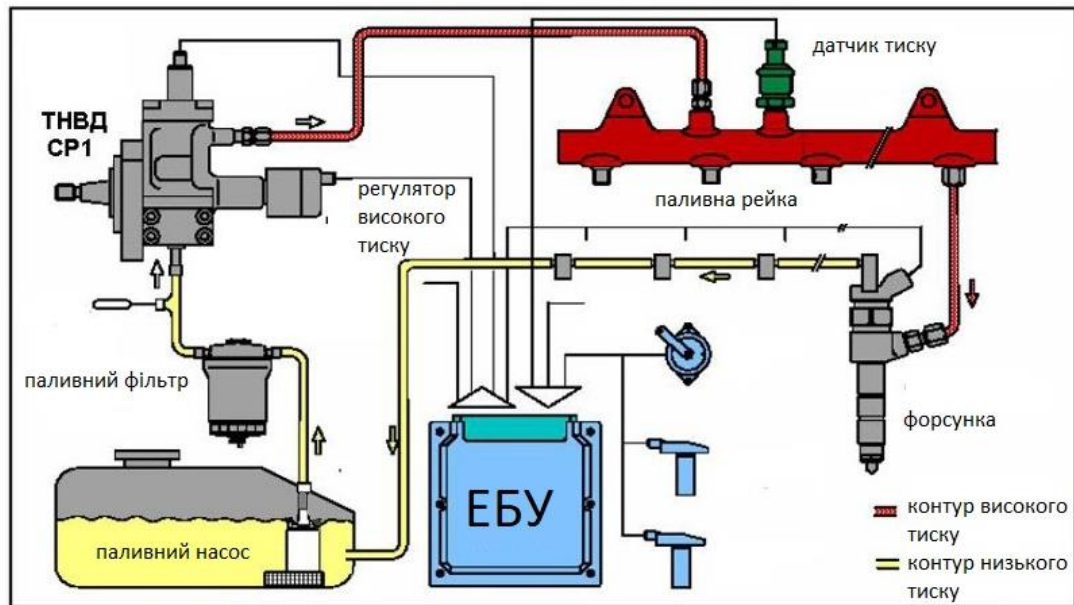


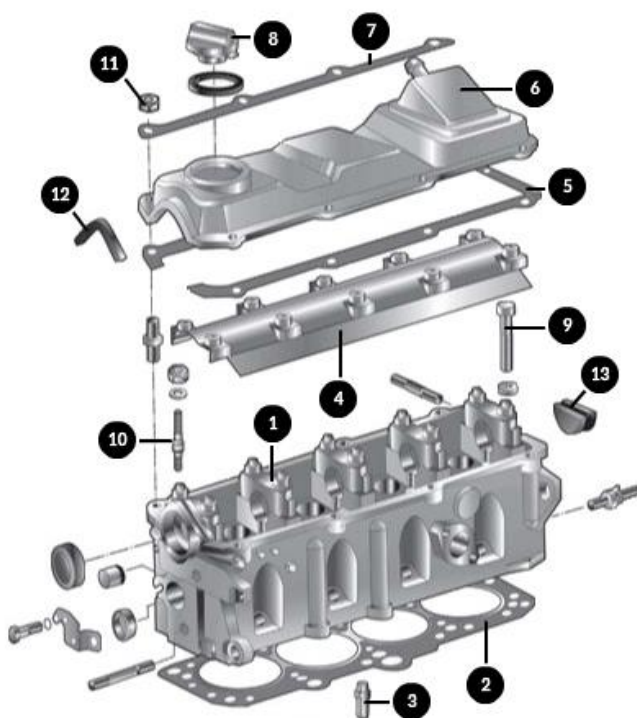
Рисунок 1.3 - Конструкція системи впорскування Common Rail
(<https://avtoad.com.ua/base/palivna-sistema-common-rail-princip-roboti-palivna-sistema-common-rail-so-ce-take>)

При розгляді систем впорскування палива Common-Rail виробництва BOSCH можна виділити три конструкції. CP1 – система з максимальним тиском впорскування 1350 бар, три плунжери в насосі; CP3 – максимальний тиск впорскування 1600 бар, три плунжери в насосі; CP4 – максимальний тиск впорскування 2000 бар, два плунжери в насосі. Основні відмінності між цими системами полягають у конструкції насоса високого тиску та регуляторі тиску. У цих системах тиск палива вимірюється в трубопроводі-акумуляторі. Регулятор тиску встановлений у насосі високого тиску або в трубопроводі-акумуляторі. У деяких системах також регулюється потік палива, що надходить у насос. З 2014 року виробник BOSCH працює над системою CR (CRI3), яка може впорскувати паливо під тиском 3000 бар, але ця технологія

буде використовуватися лише для дуже потужних гоночних двигунів [1]. У світі є більше виробників, які виробляють та вдосконалюють системи впорскування CR – Delphi, Siemens, Denso.

1.3. Компоненти та призначення головки блоку циліндрів

Компоненти в головці блоку циліндрів призначені для керування механізмом газорозподілу. У ній також розташовані паливні форсунки та свічки розжарювання. Головки циліндрів виготовляються з алюмінієвого сплаву або чавуну. Між головкою циліндрів та блоком циліндрів необхідно розмістити прокладку. Призначення прокладки полягає в герметизації циліндра, щоб газ не витікав, а також у щільному з'єднанні каналів охолоджувальної та масляної рідини головки циліндрів та блоку [3].



1 — Головка блоку циліндрів; 2 — Прокладка головки блоку циліндрів; 3 — Направляюча втулка клапана; 4 — Масловідбивач; 5 — Прокладка кришки головки блоку циліндрів; 6 — Кришка головки блоку циліндрів; 7 — Силова планка; 8 — Кришка маслозаливної горловини; 9 — Болт кріплення головки блоку циліндрів; 10 — Шпилька кріплення кришки головки блоку циліндрів;

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11 — Гайка кріплення кришки головки блоку циліндрів; 12 — Передня прокладка кришки головки блоку циліндрів; 13 — Заглушка.

Рисунок 1.4 - Схема головки блоку циліндрів

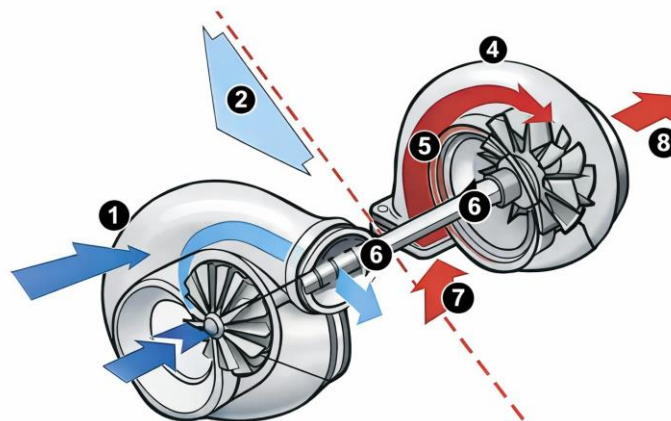
Розподільний вал приводиться в рух ременем, ланцюгом або шестернями. Призначення вала — натискати на клапани в потрібний момент. Призначення клапанів — впускати та виводити газ з циліндра та герметизувати камеру згоряння. Призначення пружин — утримувати клапан закритим у потрібний момент. Наповнення циліндра залежить від кількості клапанів, їх діаметра та форми кулачка розподільного вала. Форма кулачка визначає час відкриття клапана — чим гостріші кулачки розподільного вала — тим довше клапан тримається відкритим. Щоб коефіцієнт наповнення циліндра залишався якомога вищим, важливо, щоб у каналах повітряного потоку головок було якомога менше опору та гострих кутів. У поширених конструкціях головок після процесу лиття в каналах залишаються нерівності. Під час підготовки двигунів до спорту та збільшення потужності ці канали обробляються шліфуванням та поліруванням. Це зменшує тертя повітряного потоку — збільшуючи швидкість повітряного потоку. Ущільнювальні кромки клапанів обробляються конічно, під кутами 30°, 45°, 60°, з тієї ж причини — щоб газ міг надходити та виходити з мінімальними перешкодами.

1.4. Принцип роботи та конструкція турбокомпресора

Нагнітачі двигунів можна розділити на такі категорії: механічні, газотурбінні, електричні та комбіновані. Найпоширенішим типом нагнітача є турбокомпресор. Третина енергії, отриманої з палива в сучасних двигунах внутрішнього згоряння, виділяється з вихлопними газами, тому будь-яке використання енергії вихлопних газів значно підвищує ефективність як двигуна, так і всього транспортного засобу [4].

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип роботи турбокомпресора базується на перетворенні енергії вихлопних газів на механічну енергію. Основою турбокомпресора є вал з крильчатками, прикріпленими на обох кінцях, що обертаються в окремих корпусах. Одна з крильчаток – це турбіна, а інша – компресор [4]. У розмовній мові турбіну часто називають «гарячою» частиною, а компресор – «холодною». У двигунах турбокомпресор встановлений таким чином, що крильчатка турбіни обертається у випускному тракті, а крильчатка компресора – у впускному. Енергія в потоці палива – це швидкість потоку, тиск і висока температура палива. Коли паливо проходить повз крильчатку турбіни, його енергія зменшується. Ця різниця перетворюється на кінетичну енергію, яка обертає крильчатку турбіни. Оскільки крильчатка компресора закріплена на іншому кінці вала, вона обертається та діє як компресор – стискаючи повітря, що надходить у компресор [4].



1 — Потік повітря, що надходить у компресор; 2 — Компресорне колесо, яке стискає повітря; 3 — Стиснене повітря, що подається до впускного колектора двигуна; 4 — Потік вихлопних газів, що надходить із циліндрів; 5 — Газовий потік, який обертає турбінне колесо; 6 — Спільний вал, що передає обертання від турбіни до компресора; 7 — Турбінне колесо, яке приводиться в рух вихлопними газами; 8 — Вихлопні гази, що виходять у випускну систему.

Рисунок 1.5 - Принцип роботи турбокомпресора

У світі все частіше розробляються малолітражні двигуни, оснащені турбокомпресорами. Девіз цього інженерного рішення — «потужність двигуна

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

залежить не від об'єму двигуна, а від кількості повітря, що надходить у циліндри». Одна з формул залежності потужності двигуна від тиску повітря, що подається в циліндри, така:

$$N_{en} = N_e \cdot \left(\frac{P_{abs}}{P_0} \right)$$

де: N_{en} – потужність двигуна з наддувом;

N_e – потужність двигуна без наддуву;

P_{abs} – абсолютний тиск;

P_0 – атмосферний тиск [4].

Різні турбокомпресори мають різні експлуатаційні характеристики, такі як ступінь підвищення тиску, коефіцієнт корисної дії, залежність температури повітря від тиску та інші характеристики. Тиск, що створюється турбокомпресором, вищий за атмосферний тиск. Цей тиск називається тиском наддуву.

1.4.1. Ступінь підвищення тиску

Це співвідношення значень тиску, що виходить з компресора, і тиску, що входить у нього. Воно виражається наступною формулою:

$$\lambda_p = \frac{P_n + P_{atm}}{P_{atm}};$$

де: P_n – тиск накачування; P_{atm} – атмосферний тиск [5].

Це один з необхідних даних при розрахунку продуктивності турбокомпресора та виборі правильного турбокомпресора.

Максимальний тиск наддуву, що розвивається турбокомпресором, безпосередньо залежить від швидкості компресора. Чим більше повітря надходить у циліндри, тим більше палива розпилюється, більше енергії створюється в циліндрі, збільшується потік вихлопних газів – турбіна

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обертається швидше, і цей процес повторюється знову, постійно, без зупинки (замкнутий цикл). Виробники турбокомпресорів визначають максимальну швидкість турбіни, тому її перевищення значно збільшує ризик пошкодження турбокомпресора. Щоб запобігти перевищенню максимальної швидкості турбокомпресора, необхідно встановити пристрій регулювання тиску, який обмежує потік газів, що проходять через крильчатку турбіни, тим самим обмежуючи максимальну швидкість турбіни.

1.4.2. Методи регулювання тиску, що створюється турбокомпресором

WG (Westegate) – українською мовою називається турбінним клапаном. Це найпростіший спосіб керування тиском, створюваним компресором. Цей клапан може бути встановлений всередині або зовні турбіни. Його призначення – направляти частину газового потоку у вихлопну трубу, таким чином минаючи крильчатку турбіни та запобігаючи обертанню компресора. Для керування клапаном використовується пневматичний або електричний привід. Пневматичний привід також можна розділити на стиснене повітря або вакуумний. Конструкція приводу складається з клапана, важеля, корпусу регулятора, мембрани, пружини та джерела стисненого повітря або вакууму. У випадку електричного приводу – клапан, важіль, електричний привід. Зусилля пружини підбирається таким чином, щоб за відсутності тиску клапан був закритий, а при досягненні певного тиску він долав силу опору пружини та натискав на важіль, за допомогою якого обертається клапан. Коли заслінка відкривається, частина газового потоку спрямовується навколо крильчатки турбіни, тим самим обмежуючи швидкість обертання турбіни.

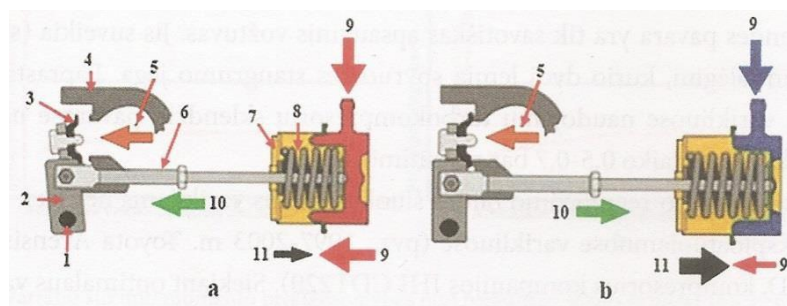


Рисунок 1.6 - Конструкція турбінного клапана регулювання тиску

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

VNT/VGT (Variable Nozzle Turbine/Variable Geometry Turbine) – це турбокомпресор зі змінною геометрією. Зі зростанням досконалості дизельних двигунів потреба в ефективності турбокомпресора зростає. Традиційний клапан турбіни виконував функцію видалення відпрацьованих газів. Таке видалення газів означає неефективне використання енергії газу. Із застосуванням нової технології змінної геометрії (VNT) більша кількість відпрацьованих газів використовувалася для обертання турбіни в ширшому діапазоні швидкостей. Дослідження показали, що при порівнянні турбокомпресорів з WG (Westgate) та VNT з однаковими характеристиками, турбокомпресор VNT на 2 відсотки ефективніший [5].

Конструкції турбін зі змінною геометрією бувають двох типів – з обертовими лопатями та з ковзною втулкою. Принцип регулювання тиску полягає в спрямуванні потоку газу до робочого колеса турбіни з лопатями. Змінюючи кут повороту лопатей, змінюється площа поперечного перерізу, через яку протікає газ, тим самим змінюючи швидкість газу – регулюючи кількість обертів турбіни. Така конструкція дозволяє використовувати всю енергію палива, адаптовану до кожного режиму роботи двигуна. Лопаті мають два кінцевих положення - перпендикулярно до робочого колеса турбіни та паралельно до осі робочого колеса. Коли двигун обертається на низьких швидкостях, лопаті повертаються паралельно до осі робочого колеса турбіни. Це зменшує площу поперечного перерізу газового потоку. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала лопаті поступово розкриваються до повністю перпендикулярного положення. У різних режимах роботи двигуна - частоті обертання колінчастого вала, лопаті завжди повертаються до досягнення необхідного тиску повітря в компресорній секції.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

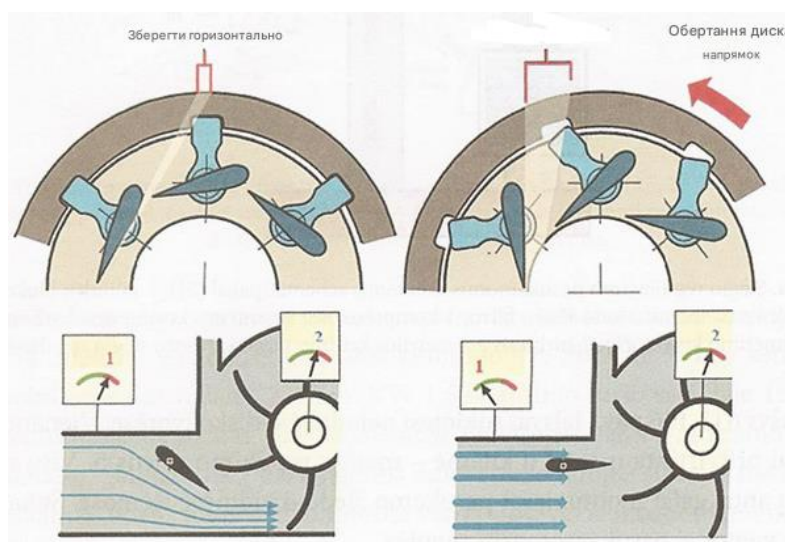


Рисунок 1.7 - Положення лопатей турбокомпресора зі змінною геометрією

На ринку є кілька лідерів, що виробляють турбокомпресори для серійних автомобілів та не тільки. Найпопулярнішими виробниками турбокомпресорів для серійних та спортивних автомобілів є Garrett by Honeywell, Borg Warner Turbo Systems, IHI, MHI, Holset, Precision Turbo.

1.4.3. Охолодження повітря, що вдувається

Як відомо із законів термодинаміки, стиснене повітря нагрівається. Нагрівання стисненого повітря в турбокомпресорі не є винятком. Температура стисненого повітря в турбокомпресорі залежить від ступеня підвищення тиску, ефективності турбокомпресора. Завдяки нагрітому повітрю, що надходить у циліндри, має меншу щільність. В результаті коефіцієнт наповнення циліндрів зменшується, що призводить до зниження потужності двигуна. Тому корисно охолоджувати повітря, щоб збільшити його щільність. Випробування показали, що при зниженні температури наддувного повітря на 10°C щільність повітря збільшується на 3%. В результаті відповідно збільшується потужність двигуна. У сучасних двигунах температура наддувного повітря знижується до 35°C . Незважаючи на досягнуту вищу потужність, повітряне охолодження має й інші переваги – нижчу температуру

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

згоряння, менше теплове навантаження на деталі та меншу кількість токсичних вихлопних газів. Для охолодження повітря використовуються охолоджувачі кількох конструкцій – повітряно-повітряні та повітряно-водяні.

Система проміжного охолодження повітря-повітря

Принцип роботи цієї конструкції полягає в тому, що повітря в радіаторі охолодження охолоджується потоком навколишнього повітря. Серцевина радіатора покрита пластинами, які випускають нагріте повітря всередині радіатора в навколишнє середовище. Ефективність охолодження оцінюється на основі площі серцевини, товщини, потоку повітря та температури навколишнього середовища. Радіатор з'єднаний з впускним колектором і турбокомпресором трубами. Важливо вибрати правильне місце для встановлення радіатора, щоб радіатор охолоджувався максимальним потоком повітря. Однак місце розташування необхідно вибирати відповідно, враховуючи інші функціональні особливості та конструкцію автомобіля.



Рисунок 1.8 - Проміжний охолоджувач «повітря-повітря» (або
Інтеркулер)

Система проміжного охолодження повітря-вода

Основа цієї конструкції така ж, як і у системи повітря-повітря, тільки охолоджувальним агентом є не навколишнє повітря, а охолоджувальна рідина. Однак це дещо складніша система, оскільки для охолодження рідини використовується інший радіатор, але він набагато компактніший, ніж радіатор, що використовується в системі повітря-повітря.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.9 - Компоненти повітряно-водяного інтеркулера

Ця система є більш ефективною, з меншими втратами тиску. Ця система дорожча, тому її встановлюють в автомобілях вищого класу або спортивних автомобілях.

1.5. Система керування впорскуванням EDC

Основне завдання системи EDC (електронного керування дизельним двигуном): контролювати кількість впорскуваного палива IQ; встановлювати початок впорскування SOI; регулювати тиск наддуву BOOST; контролювати викиди вихлопних газів EGR. У системі Common-Rail модуль EDC також контролює високий тиск палива в трубопроводі-акумуляторі. Усі пристрої керування двигуном керуються через цей модуль. Для того, щоб двигун працював належним чином у всіх режимах, компоненти системи повинні бути адаптовані до кожного двигуна відповідно до його призначення [1].

Система працює за принципом замкнутого циклу. Це означає, що модуль постійно отримує сигнали від різних датчиків, на основі даних яких він регулює роботу виконавчих механізмів. Основним параметром, за яким розраховується доза палива, є кількість повітря, що надходить у циліндри. Кількість повітря розраховується за допомогою витратоміра повітря або вимірювача тиску повітря. Дизель найкраще згорає без надмірного димлення, коли співвідношення повітря-паливо становить 17:1-22:1, тому це

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

співвідношення використовується для розрахунку дози палива. Це співвідношення може змінюватися залежно від режиму роботи двигуна. Однак, остаточна доза палива коригується відповідно до роботи та потреб двигуна. Перша таблиця, необхідна для роботи двигуна, - це карта обертів холостого ходу. У цій таблиці вказано кількість впорскування палива, необхідну для підтримки вибраних обертів холостого ходу.

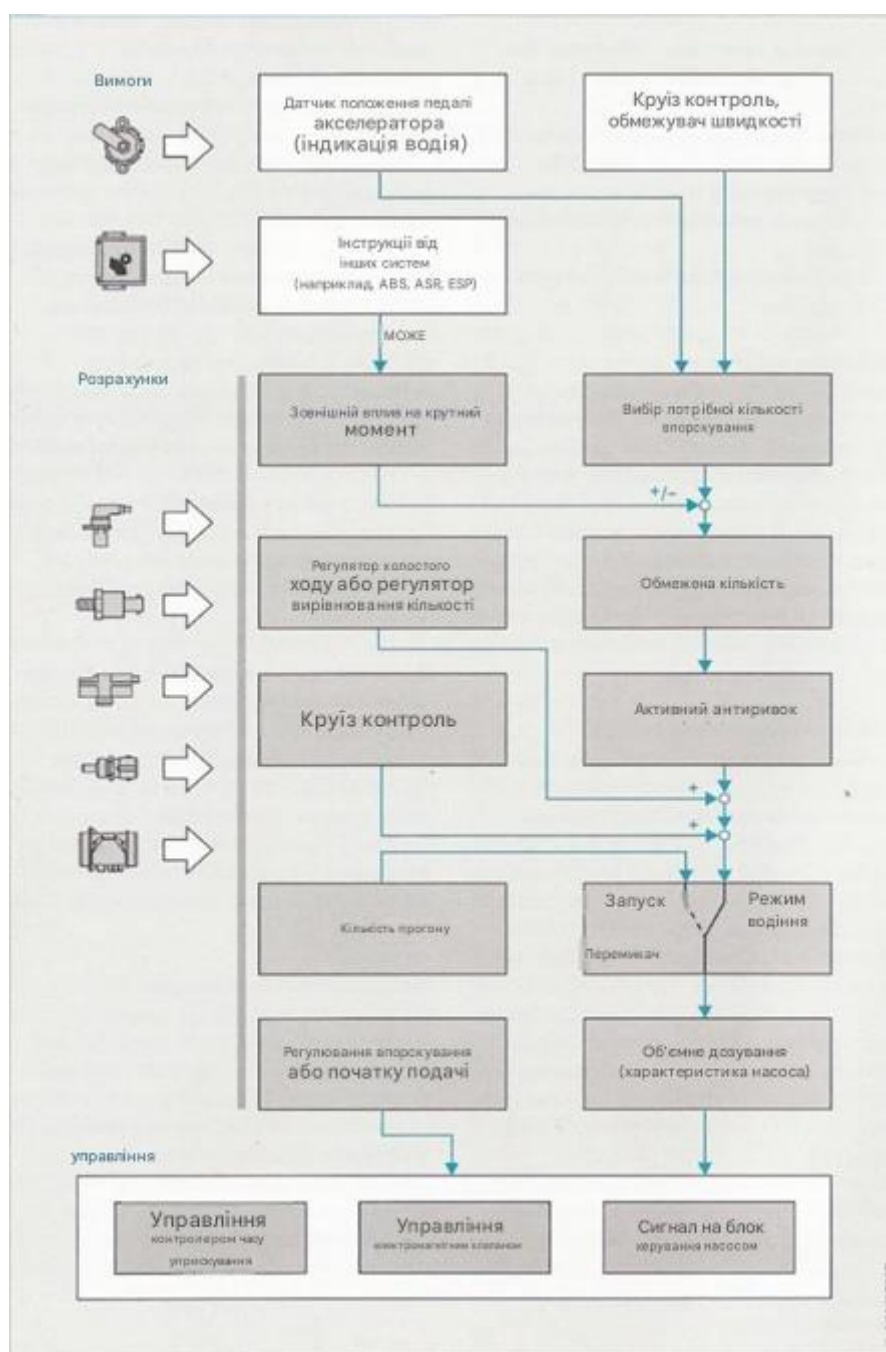


Рисунок 1.10 - Коригувальний розрахунок кількості IQ (кількістю упорскуваного палива) у модулі керування

Комп'ютер двигуна зберігає кілька основних таблиць даних, відповідно до яких коригується розрахована кількість впорскуваного палива:

Карта бажань водія – ця таблиця вводить корекцію в кінцеву кількість впорскуваного палива відповідно до відсотка натискання педалі акселератора.

Карта обмежень димлення – таблиця обмеження димлення. Ця таблиця обмежує кількість впорскуваного палива, якщо суміш стає занадто збагаченою. Вона діє як захист від надмірного димлення.

Карта обмежень крутного моменту – таблиця обмеження крутного моменту. Вона вводить корекцію, яка визначає, як швидко генерується крутний момент. Іншими словами, визначається точка, в якій двигун розвиває максимальний крутний момент.

Існують також інші параметри корекції, які обмежують кількість впорскуваного палива, такі як температура двигуна, атмосферний тиск, температура повітря, співвідношення тиску до швидкості.

Новіші системи керування EDC16-17 вводять кілька зовнішніх факторів, які визначають кількість впорскуваного палива – швидкість руху, обмежувач швидкості, робота систем ABS, ASR, ESP, навантаження на двигун (кондиціонер, навантаження на електроприлади).

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ОРГАНІЗАЦІЯ ТА МЕТОДИ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1. Дизельний двигун автомобіля Peugeot 206

Об'єктом даної дослідницької роботи є дизельний двигун Peugeot 206 RHY (рис. 2.1). Заводські параметри цього двигуна представлені в таблиці 1. Конструкція головки блоку циліндрів двигуна - SOHC. Тобто, над головкою один розподільний вал. 8 клапанів - по одному на впускний та випускний циліндр. Зазори клапанів регулюються гідрокомпенсаторами. Колінчастий вал та механізм газорозподілу обертаються зубчастим ременем. Система впорскування дизельного двигуна - типу Common-Rail, виробництва Bosch, з максимальним робочим тиском 1350 бар. Електронне управління впорскуванням EDC15C2. Стиснене повітря турбокомпресора подається безпосередньо у впускний колектор без проміжного охолодження повітря, тому для досягнення вищого коефіцієнта наповнення циліндрів буде встановлено інтеркулер. Тиск турбокомпресора регулюється турбінним клапаном тиску, тому планується встановити більш сучасний турбокомпресор зі змінною геометрією.

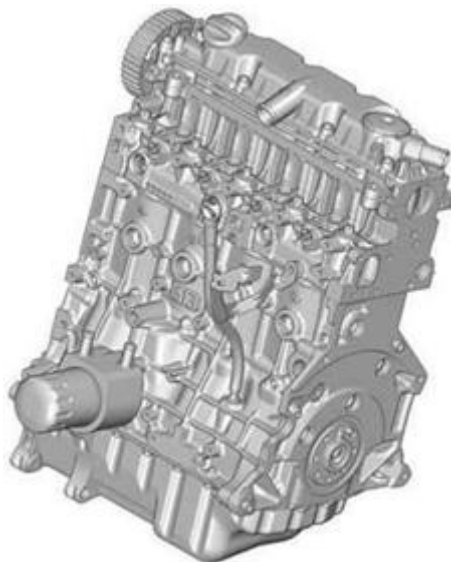


Рисунок 2.1 - Двигун Peugeot 206 RHY

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1 - Дані двигуна Peugeot 206 RHY

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Робочий об'єм (Vh)	1997	см ³
Кількість циліндрів	4	шт.
Кількість клапанів	8 / SOHC	шт.
Ступінь стиснення	18:1	—
Потужність двигуна	66	кВт
Крутний момент двигуна	205	Н·м
Система впорскування	BOSCH EDC15C2	—
Діаметр впускного клапана	35,6	мм
Діаметр випускного клапана	33,8	мм

Блок циліндрів виготовлений з чавуну, а головка блоку циліндрів відлита з алюмінієвого сплаву.

2.2. Методологія, що використовувалася для проведення дослідження

Методологія – це методи та прийоми пізнання в певній галузі науки. Іншими словами, це система знань про процес наукового пізнання, методи та методологію дослідження. Будь-яке наукове дослідження має бути методологічно обґрунтованим – сформулювати тему, обговорити дослідницьку концепцію, гіпотезу та методи.

Експеримент – це емпіричне дослідження, яке допомагає систематично керувати умовами процесу чи явища та перевіряти гіпотези про причинно-наслідкові зв'язки явищ [6]. Однією з переваг експериментального дослідження є те, що дослідник свідомо контролює та маніпулює умовами та іншими компонентами, що визначають події, що цікавлять. Суть експериментального дослідження полягає в обґрунтуванні теоретичних положень або постановці нових проблем. Технологічне або дослідницьке обладнання часто використовується для проведення конкретних наукових експериментів. Під час проведення експериментального дослідження дослідник оцінює характеристики дослідження перед застосуванням

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

початкового тесту, а потім визначає зміни характеристик, виконуючи заключний тест. Порівнюючи відмінності в цих результатах, отримують ефективність передбачуваного ефекту – визначають причину зміни результатів.

Під час експериментальної дослідницької роботи потужність двигуна буде збільшена шляхом застосування теорії про те, що потужність двигуна залежить від кількості повітря та палива, що надходять у циліндри. Перед проведенням практичних конструктивних робіт спочатку вивчається та аналізується наукова література. Аналізується принцип роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння. Аналізуються компоненти системи Common-Rail. Представлена електронна система керування дизельним уприскуванням EDC. Розглянуто різноманітність турбокомпресорів, названо відмінності, як по-різному ними можна керувати та чим відрізняються їхні конструкції. Визначено вплив охолодження наддувочного повітря та способи охолодження повітря. Визначено коефіцієнт наповнення циліндрів, що залежить від нього. Зроблено припущення, що одним із способів збільшення коефіцієнта наповнення циліндрів є заміна головки блоку циліндрів на 4 клапани замість 2. Систематизовано дані з програм технічних даних, які згодом використовуються для експериментального обґрунтування та розрахунків.

Наступним кроком після проведення наукового аналізу є вибір необхідного обладнання для практичної роботи. Важливо зазначити, що обладнання необхідно використовувати згідно з інструкцією. Для збору вихідних даних експерименту вимірюється потужність двигуна до та після внесення структурних змін, щоб можна було оцінити дані результату дослідження.

Після вибору відповідного обладнання для роботи можна розпочати модифікацію конструктивних елементів. Головка блоку циліндрів для цього тестового двигуна змінена з 8 клапанів на 16, виходячи з одного з припущень, що одним із способів збільшення коефіцієнта наповнення циліндрів є

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшення кількості та діаметра клапанів. Головка блоку циліндрів змінюється згідно з інструкціями виробника - площа між блоком і головкою шліфується, болти головки затягуються заданим моментом затягування. Для щойно встановленої головки блоку циліндрів виготовляється з'єднувальна труба для впускного колектора та інтеркулера, кінці з'єднуються фланцями, вирізаними з алюмінієвих листів товщиною 6 мм. Фланці з'єднуються з трубою зварюванням. У впускну трубу вварюється фланець для датчика тиску впускного повітря. Після визначення того, який турбокомпресор встановити, виготовляється адаптер для з'єднання випускного колектора з турбокомпресором. Він виготовлений зі сталевих листів товщиною 10 мм та труби діаметром 50 мм. З'єднувальний адаптер з'єднується зварюванням. Оскільки розташування турбокомпресора відносно вихлопної системи змінилося після кардинальних конструктивних змін, була виготовлена нова частина вихлопної труби. Вона виготовлена з алюмінізованої сталевих труби та фланців. Кількість палива залежить від маси та тиску повітря, що надходить у циліндр. Це одна з умов регулювання кількості впорскуваного палива. Після заміни форсунок було розраховано теоретичний потенціал потужності. Необхідні датчики були інтегровані в модуль керування двигуном. Після цього програмується робота двигуна та виконується остаточне вимірювання потужності після внесення всіх змін.

2.3. Технологічне обладнання та інструменти, необхідні для встановлення головки блоку циліндрів та турбокомпресора

Зварювальне обладнання. Відсутні деталі для цього тестового двигуна виготовлені з алюмінієвих та сталевих листів. Деталі з'єднані зварюванням. Зварювання - це властивість металів та їх сплавів з'єднуватися в міцне зварне з'єднання. Метали найкраще сплавляються, коли вони однакові, наприклад, сталь зі сталлю. Зварювальні роботи виконувалися за допомогою зварювального апарату TIG, оскільки присадний дріт, що використовується в

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цьому апараті, не потрібно міняти, тому зручніше зварювати все одночасно. Також виходить шов вищої якості. Був обраний зварювальний апарат від виробника «Lincoln». Підходить для зварювання чорних металів, нержавіючої сталі та алюмінію.



Рисунок 2.2 - Зварювальний апарат Lincoln TIG
(<https://prom.ua/ua/p17285931-svarochnyj-apparat-invertec.html>)

Інструментальний візок. Механічні інструменти, що використовуються для розбиральних та складальних робіт – тріскачки, головки, комбіновані ключі, плоскогубці. Інструментальний візок зручний у використанні завдяки своїй мобільності та великій кількості інструментів в одному місці. Був обраний візок GR-30600, який складається з 185 шт. інструментів.



Рисунок 2.3 - Візок GR-30600

Для безпечного підняття двигуна з кузова та його повернення було використано гідравлічний підйомник двигуна Vida XL. За допомогою цього підйомника двигун було легко та безпечно знято. Потім двигун був надійно

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

закріплений на підставці Big Red Jack для зручного розбирання, складання та модифікації.



Рисунок 2.4 – а) - Гідравлічний підйомник для двигунів; б) – Підставка для двигуна

Стійка для двигуна зручна у використанні під час розбирання та складання двигуна, оскільки двигун, встановлений на осі стенду, можна повертати у зручне для роботи положення.

2.4. Вимірювальне обладнання, що використовується для проведення випробування

Потужність двигуна вимірюється за допомогою спеціальних вимірювальних стендів, які називаються динамометрами. Вимірювальні стенди бувають двох типів – роликові, де колеса обертають великі барабани, або осьові, які встановлюються безпосередньо на осі коліс. Останні використовуються для вимірювання надзвичайно потужних автомобілів, оскільки осьовий стенд є точнішим, має менші втрати, а також безпечнішим. Потужність, що вимірюється стендом на колеса, приблизно на 15-30% менша за потужність двигуна, через різні втрати на передачу. Хоча в розмовній мові його називають стендом для вимірювання потужності, насправді стенд вимірює крутний момент, що передається від коліс до ролика, та швидкість

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обертання ролика. Пізніше програма вводить коефіцієнт перетворення, і отримується потужність.

Потужність двигуна до конструктивних змін вимірювалася за допомогою динамометричного стенду «Mahe». На результати вимірювань впливають температура повітря та відносна вологість. Вимірювальний стенд вносить корективи відповідно до цих параметрів.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ТЕХНІЧНІ РОЗРАХУНКИ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1. Розрахунки витрати повітря для двигуна з 8-вольтовою та 16-клапанною головкою

3.1.1. Ступінь наповнення циліндрів

Об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) стосується розрахункової теоретичної витрати повітря двигуна порівняно з фактичною витратою повітря. Теоретична витрата повітря – це робочий об'єм двигуна, кількість повітря, яка може поміститися в циліндр. Якби двигун міг втягнути максимальну кількість повітря в циліндр, незалежно від різних факторів, що впливають на опір потоку, то можна було б сказати, що ефективність наповнення циліндрів двигуна дорівнює 100%. Однак у реальних конструкціях двигунів це співвідношення рідко досягається [5]. Одним із способів покращити це співвідношення є встановлення турбокомпресора. Встановивши турбокомпресор, це співвідношення можна збільшити вище 100%. Це пояснюється тим, що стиснене повітря наповнює циліндри більшою кількістю повітря за той самий час, залежно від ступеня підвищення тиску. Ефективність наповнення циліндрів також безпосередньо залежить від діаметра клапанів, часу їх відкриття та висоти, розміру та довжини каналів, витрати повітря та тиску. Через ці характеристики наповнення циліндрів, головка блоку циліндрів випробуваного двигуна була змінена з 8 клапанів на 16, і встановлено турбокомпресор з вищим ступенем наддуву та витратою повітря. Формула для визначення коефіцієнта наповнення циліндра:

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_0}; \quad (3.1)$$

де: G_1 – фактична кількість свіжого повітря, що надходить у циліндр, кг;

G_0 – кількість свіжого повітря, яке може надійти у робочий об'єм циліндра V_h , кг [7].

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від ступеня підвищення тиску та інших факторів, коефіцієнт наповнення турбодизельного двигуна коливається від 1 до 3. Для атмосферних двигунів цей коефіцієнт сягає 0,9.

Оскільки точно розрахувати цей коефіцієнт без спеціальних вимірювальних приладів неможливо, значення, що використовуються для подальших розрахунків, матимуть рекомендаційний характер.

3.1.2. Розрахунок витрати повітря через клапани

Один із способів збільшення ступеня наповнення циліндра – збільшення діаметра впускного клапана або довжини ходу. Для розрахунку цієї величини (площі завіси клапана) використовується формула, в яку підставляють значення діаметра клапана та ходу клапана. Отримане число вказує на площу потоку відкритого клапана. 16-клапанна головка адаптована з 2,2-літрового дизельного двигуна Peugeot, діаметр впускного клапана якого становить 29,9 мм, а випускного – 25 мм. Оригінальна 8-клапанна головка має діаметр впускного клапана 35,6 мм, а випускного – 33,8 мм. Ці дані взяті з офіційного джерела інформації та ремонту автомобілів Peugeot – Peugeot Service Box.

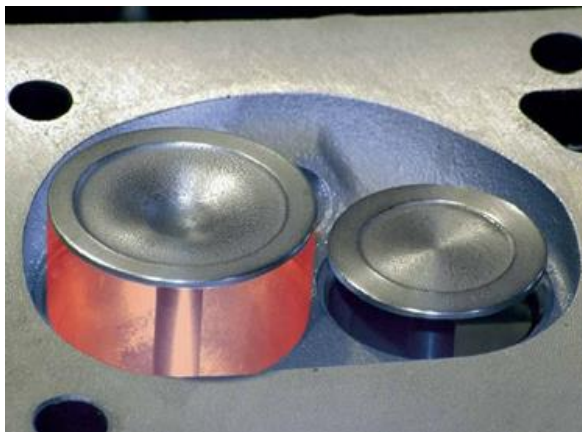


Рисунок 3.1 - Червоний колір - площа потоку повітря клапана

Формула для розрахунку площі клапанної завіси:

$$F_{\kappa} = d \cdot \pi \cdot L \cdot 0,98 \cdot k; \quad (3.2)$$

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: d – діаметр клапана; L – довжина підйому клапана, 0,98 – коефіцієнт конусності клапана; k – кількість впускних клапанів у циліндрів [8].

Підставивши значення у формулу, розраховується площа повітряного потоку через клапан для головки з 8 та 16 клапанами:

Таблиця 3.1 - Площа повітряного потоку через клапан

Тип головки	Розрахована площа, мм ²
8-клапанна	821,6
16-клапанна	1380,1

Різниця площ, виражена у відсотках: $\frac{1380,1}{821,6} \cdot 100\% = 68\%$. Цей відсоток не означає, що в циліндр потрапить на 68% більше повітря, а вказує на потенційно більшу площу прохідного перерізу для збільшення потоку [8].

3.1.3. Порівняння та застосування головок блоку циліндрів

Для адаптації 16-клапанної головки блоку циліндрів були обрані деталі від 2,2-літрового двигуна Peugeot, оскільки це дизельні двигуни тієї ж серії (DW), з однаковим діаметром циліндра - 85 мм. Розташування болтів та отвори каналів змащення та охолодження також відповідають. Конструкція головки - ДОНС, тобто два розподільні вали над головкою. 16 клапанів, по 2 впускних та випускних клапани. Зазори клапанів регулюються гідрокомпенсаторами. Колінчастий вал та механізм газорозподілу обертаються зубчастим ременем. Вали газорозподілу обертаються однорядним ланцюгом. Конструкція головки цікава тим, що впускний колектор також виконує функцію натискних шийок розподільного вала.

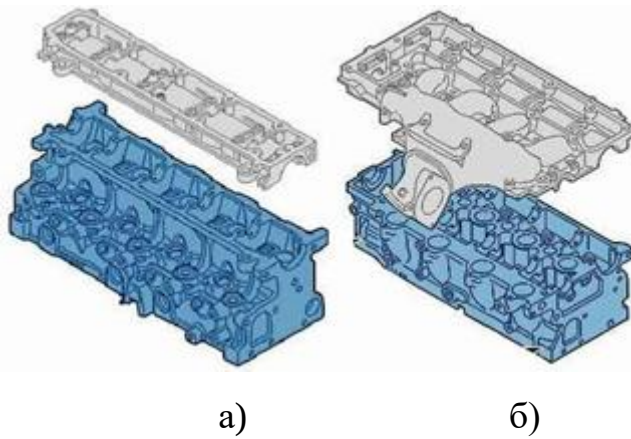


Рисунок 3.2 – а) – схема 8-клапанної головки блоку циліндрів;
 б) праворуч – схема 16-клапанної головки блоку циліндрів

Для встановлення 16-клапанної головки була підібрана нова прокладка між блоком і головкою, попередньо вимірявши виступ поршня. Виступ був виміряний 0,65 мм, виробник рекомендує використовувати прокладку товщиною 1,35 мм. Площина ущільнення головки та блоку була сточена на 0,01 мм, згідно з інструкцією виробника. Оскільки 16-клапанна головка вища, був підібраний новий ремінь ГРМ, який довший і має більшу кількість зубів - 144 зуби, замість звичайного ремня на 141 зуб. Також були використані довші болти кріплення головки. Головка блоку циліндрів була затягнута згідно з інструкцією виробника.

3.2. Вибір та застосування турбокомпресора

3.2.1. Розрахунок витрати повітря для 8- та 16-клапанних головок

В автомобілі, який вже має турбокомпресор, одним із варіантів підвищення ефективності повітряного потоку є збільшення ступеня стиснення. Однак збільшення ступеня стиснення наближається до межі, коли ефективність турбокомпресора стає неефективною, менше 65%, тобто при певних обертах турбіна більше не створює позитивного тиску, тиск стає нестабільним (турбопомпа) або падає. Стиснене повітря нагрівається, що знижує ефективність, а кількість обертів крильчатки перевищує максимальні

межі, зазначені виробником. Щоб розрахувати, який турбокомпресор потрібен, необхідно оцінити витрату повітря, що використовується двигуном, і тиск, при якому повітря буде подаватися в циліндри. Тобто, розрахувати необхідну витрату повітря, що подається турбокомпресором. Оскільки виробники турбокомпресорів надають таблиці продуктивності для конкретних характеристик турбокомпресорів в імперських одиницях (фунти за хвилину), а формули, що зустрічаються в літературі, також наведені в імперських значеннях, я переведу всі одиниці вимірювання з метричної системи в імперські. Загальна формула для розрахунку витрати повітря турбокомпресора така:

$$W_a = \left(\frac{0.5 \cdot V_{\text{дв}} \cdot n}{28316.8} \right) \cdot \eta_v \cdot \lambda \cdot \rho_{\text{нов}}, \quad (3.3)$$

де: 0,5 – коефіцієнт, що застосовується до чотиритактного двигуна, який вдихає повітря за півоберту колінчастого вала;

$V_{\text{дв}}$ – робочий об'єм двигуна, см³;

n – частота обертання двигуна на піковій швидкості;

28316.8 — коефіцієнт для переведення см³ у м³;

η_v – коефіцієнт наповнення циліндра;

λ – коефіцієнт збільшення тиску;

$\rho_{\text{нов}}$ - густина повітря, кг/м³ ($\approx 1,106$ кг/м³).

Щоб мати змогу згодом порівняти значення, результати розраховуються для обох головок блоку циліндрів – 8 та 16 клапанів.

Оскільки важко оцінити коефіцієнт наповнення циліндрів, коли турбокомпресор вже встановлений (оскільки в турбодизелі він коливається в межах 1-3), значення коефіцієнта наповнення циліндрів приймаються як для атмосферного дизельного двигуна (0,8-0,9). Оскільки з технічних даних відомо, який додатковий тиск створює стандартний турбокомпресор з 8-клапанною головкою, можна буде розрахувати поточний ступінь підвищення

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тиску. Таким чином, відсутні значення розраховуються та підставляються у формулу 6:

$$V_{\text{ов}} = \frac{V_h}{16.387} \quad (3.4)$$

де: V_h – об’єм двигуна, см^3 ;

16,387 – коефіцієнт для перетворення м^3 у кубічні дюйми [5].

Ще одним відсутнім значенням є тиск наддуву. З технічного паспорта відомо, що стандартний турбокомпресор створює додатковий тиск повітря на 0,9 бар. Очікуваний тиск повітря, що подається, після заміни головки блоку циліндрів та встановлення інтеркулера становить 1,6 бар. Одиниці тиску перераховуються з бар у psi (фунти на квадратний дюйм) шляхом застосування коефіцієнта 14,504. Значення підставляються у формулу тиску наддуву:

$$PR_{8\text{ц}} = \frac{13.05 + 14.7}{14.7} = 1.89$$

$$PR_{16\text{ц}} = \frac{23.2 + 14.7}{14.7} = 2.58$$

$$W_{8\text{ц}} = \left(\frac{0.5 \cdot 121.9 \cdot 4000}{1728} \right) \cdot 0.8 \cdot 1.89 \cdot 0.069 = 14.7 \text{ фунтів / хв}$$

$$W_{16\text{ц}} = \left(\frac{0.5 \cdot 121.9 \cdot 4000}{1728} \right) \cdot 0.85 \cdot 2.76 \cdot 0.069 = 21.3 \text{ фунтів / хв}$$

Розраховані значення показують величину потоку повітря, який повинен генерувати турбокомпресор при певному коефіцієнті наддуву. У таблиці ефективності оригінального турбокомпресора GT1546s, наданій виробником Garrett, ми бачимо, що при коефіцієнті наддуву 1,89 та потоці повітря 14,7 фунтів/хв компресор працює на 74% від свого ефективного коефіцієнта ефективності (позначено зеленим кольором). Коефіцієнт наддуву відкладено на вертикальній осі, а потік повітря - на горизонтальній. Діаметр робочого

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

колеса цього компресора становить 46 мм. Якби ми хотіли забезпечити тиск повітря 1,6 бар за допомогою цього турбокомпресора з відносним коефіцієнтом наддуву 2,58, то з таблиці ефективності ми бачимо, що координата точки виходить за межі ефективності (позначено червоним кольором). Використання цього турбокомпресора було б неефективним, оскільки його коефіцієнт ефективності був би меншим за 60% - температура стисненого повітря підвищується більше, ніж очікувалося, а вал обертається з небезпечною, неочікуваною швидкістю. Отже, враховуючи розраховані значення, було обрано турбокомпресор з більшим діаметром робочого колеса компресора - GT2052V. Діаметр робочого колеса компресора становить 52 мм. При внесенні значень швидкості підвищення тиску та витрати повітря в координатну площину отримана точка потрапляє в межу ККД 74%.



Рисунок 3.3 - Турбокомпресор GT2052V

Цей обраний турбокомпресор був встановлений в автомобілі BMW 525d потужністю 120 кВт. Турбокомпресор випускався у 2000-2003 роках. Це турбокомпресор із змінною геометрією (VNT), тому його ефективність вища, ніж у турбокомпресора з Westegate. З VNT-турбокомпресором потік впорскуваного повітря поступово збільшується. Подача потоку є більш постійною завдяки ширшому спектру регулювання тиску.

Дослідження показали, що середнє співвідношення витрати повітря до потужності становить 1:10. Тобто 1 фунт повітря, змішаного та спаленого з паливом, може генерувати близько 10 кінських сил. Застосовуючи цю

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пропорцію, оцінюється, що цього обраного турбокомпресора достатньо для 213 кінських сил. Цей показник не є точним, але орієнтовним.



Рисунок 3.4 - З'єднувальний адаптер

Для підключення випускного колектора виготовлено з'єднувальний адаптер. Він виготовлений з сталевих листів товщиною 10 мм, вирізаних за формою отворів, та труби діаметром 50 мм. Креслення фланців наведено в додатках 8 та 9.

3.2.2. Встановлення додаткових вимірювальних приладів.

Датчик тиску. Ці пристрої бувають або механічними, або електричними. Механічний є більш чутливим, реагує на зміни тиску миттєво, але через різкий рух показання можуть бути неточними на частку секунди. Електричний датчик реагує повільніше, але надійно. Електричний пристрій також має такі функції, як відображення пікового значення або попередження при досягненні максимально встановленої межі. Я обрав електричний манометр для контролю тиску на впуску, шкала якого позначена в барах, максимальна межа - 2 бари.



Рисунок 3.5 - Електричний манометр

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Датчик температури вихлопних газів (EGT). Цей датчик вимірює надзвичайно високі температури у випускному колекторі. Цей датчик є запобіжним заходом проти перегріву та повного пошкодження крильчатки турбіни.



Рисунок 3.6 - Індикатор температури вихлопних газів

Цей індикатор є виключно електричним. Межа попередження індикатора встановлена на рівні 900°C, що є максимальним безпечним тепловим навантаженням для робочого колеса турбіни вибраного турбокомпресора.

3.3. Вибір інтеркулера та з'єднувальних труб

Для збільшення загального коефіцієнта наповнення циліндрів, з метою зниження температури повітря, що надходить у циліндри, встановлюється інтеркулер. Корисність інтеркулера залежить від його площі, через яку буде охолоджуватися повітря, що проходить, та від об'єму, який розміщується всередині нього. Вибираючи охолоджувач, важливо звернути увагу на те, скільки місця є в автомобілі для його встановлення, і де його буде найзручніше встановити. Інтеркулери поділяються на три групи за місцем встановлення: встановлені в передній частині автомобіля (FMIC), збоку автомобіля (SMIC) або над двигуном (TMIC). У Peugeot 206 місце встановлення було обрано в передній частині автомобіля, завдяки широким решіткам бампера, через які проходить велика кількість зустрічного потоку повітря.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки вихідний отвір для стисненого повітря турбокомпресора становить 50 мм, було обрано інтеркулер з отворами такого ж діаметру. Оскільки труба не має великого діаметра, на її наповнення стисненим повітрям знадобиться менше часу, а втрати тиску будуть меншими.

Вибираючи діаметр труби, важливо звертати увагу на швидкість потоку повітря, оскільки перевищення швидкості звуку збільшує втрати на тертя та нагріває повітря. Формула для розрахунку діаметра труби:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{12 \cdot W_{16ц}}{5 \cdot \pi \cdot v}}$$

де:

- d — діаметр труби, м;
- $W_{16ц}$ — витрата повітря для двигуна з 16 клапанами, фунтів/хв (або після адаптації — кг/с);
- v — швидкість руху повітря, м/с;
- $\pi \approx 3,1416$.

[9]/

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{12 \cdot 21.3}{5 \cdot 3.14 \cdot 440}} \approx 53 \text{ мм}$$

Розрахунковий діаметр труби становить 53 мм. Вибрано найближчий стандартний розмір труби - 51 мм. Труби виготовлені з алюмінію через економію ваги та стійкість до корозії. Труби з'єднані між собою силіконовими з'єднувачами, стійкими до високого тиску та нафтопродуктів. Інтеркулер вибрано від автомобіля Opel Frontera. З'єднувальні кінці цього охолоджувача алюмінієві, тому більш міцні, ніж пластикові.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.7 - Інтеркулер Opel Frontera

Для підключення впускного колектора до інтеркулера виготовляється фланець з алюмінієвого листа товщиною 6 мм. До нього приварюється труба для кріплення шланга.

3.4. Порівняння дизельних форсунок у 8- та 16-клапанних головках блоку циліндрі

Оскільки конструкції головок кардинально відрізняються, спосіб встановлення форсунок не збігається. В результаті використовуються форсунки від 2,2-літрового дизельного двигуна Peugeot. Продуктивність цих форсунок вимірювалася на стенді С-Мах. Максимальна доза розпилення при заводських параметрах розпилення становить 67,4 мм³. Максимальна доза розпилення при максимальному тиску та найдовшій тривалості роботи попередніх форсунок у 8-клапанній головці блоку циліндрів становить 54 мм³.

Різниця в кількості розпилення становить 24,8%. Максимальну кількість розпилення можна додатково збільшити, збільшивши час відкриття форсунки та тиск розпилення. Маніпулюючи цими параметрами, можна досягти приблизно на 20-30% більшої кількості розпилення. Однак форсунки повинні бути в дуже хорошому стані або бути перепідібрані з нестандартними деталями (наприклад, форсунками форсунок). Щоб правильно розрахувати необхідну дозу впорскування (IQ – Injection Quantity), необхідно провести ретельний розрахунок залежно від навантаження двигуна, маси повітря, що надходить у циліндр, та інших параметрів, які оцінює професійний технік з

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

програмного забезпечення управління впорскуванням. Якщо доза впорскування значно перевищена, збільшується дим, кількість токсичних вихлопних газів та температура вихлопних газів, що пошкоджує крильчатку турбіни.

Код старого інжектора, встановленого в 8-клапанній головці, — 0445110076. Код нового інжектора в 16-клапанній головці — 0445110036.

Щоб паливний насос високого тиску міг подавати необхідну витрату палива, було встановлено паливний насос від того ж 2,2-літрового двигуна. Як старий, так і новий насоси – це насоси покоління BOSCH CP1, їхні коди відрізняються, старий – R65, новий – R70.

Щоб розрахувати очікувану потужність двигуна (потенціал) на основі кількості палива, що впорскується в циліндр, можна скористатися такою формулою:

$$N = \frac{Q_n \cdot n \cdot \gamma_n \cdot z \cdot 30 \cdot 2.2}{q_n \cdot 1000000}$$

де: N — розрахункова потужність двигуна, к.с. (horsepower, HP),

Q_n — кількість упорскуваного палива, мм³/цикл,

n — частота обертання колінчастого вала, об/хв,

γ_n — питома вага дизельного палива ($\approx 0,84$), z — кількість циліндрів,

$q_{\text{пит}}$ — питома витрата палива (коефіцієнт ефективності), 0,3–0,5 кг/кВт·год.

$$N = \frac{Q_n \cdot n \cdot \gamma_n \cdot z \cdot 30 \cdot 2.2}{q_n \cdot 1000000} \quad N = \frac{67.4 \cdot 5000 \cdot 0.82 \cdot 4 \cdot 30 \cdot 2.2}{0.5 \cdot 1000000} = 146.2 \text{ к.с.}$$

Виражаючи значення Q_n за формулою, було розраховано, що для досягнення досліджуваним дизельним двигуном Peugeot 206 межі потужності 180 кінських сил необхідно впорскувати щонайменше 85 см³ палива. У відсотках це на 26% більше, ніж розпилюють стандартні форсунки.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5. Інтеграція датчиків системи керування EDC

3.5.1. Інтеграція соленоїда турбіни

У попередній конструкції 8-клапанного двигуна тиск турбокомпресора регулюється клапаном турбіни. Для встановлення турбокомпресора VNT необхідно встановити додатковий соленоїд (рис. 3.8), який керує величиною розрідження, що подається на регулювальний клапан VNT.



Рисунок 3.8 - N75 - соленоїд турбіни

Цей соленоїд, також відомий як клапан N75, забезпечується джерелом вакууму від вакуумного насоса через одну трубку. Регулювальний клапан VNT з'єднаний з іншою трубкою, що виходить з соленоїда. У модулі керування двигуном потужністю 66 кВт така можливість встановлення клапана N75 пов'язана з тим, що такий соленоїд використовувався у версії з двигуном потужністю 80 кВт (він не встановлювався на Peugeot 206). Згідно з електричними схемами, дроти відповідно підводилися від контакту 2 соленоїда до контакту 26 модуля керування (ECU), а контакт 1 соленоїда підключений до джерела 12 В. Соленоїд живиться електричною напругою 12 вольт, а частота його відкриття контролюється вихідним сигналом ECU, який підключається до мінусового дроту. Коли соленоїд закритий, вакуум до вакуумного клапана VNT не передається, заслінки закриті. Основним співвідношенням, за яким керується соленоїд, є тиск у впускному колекторі.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5.2. Інтеграція датчика абсолютного тиску в атмосфері

У конструкції керування двигуном з 8 клапанами повітря, що надходить у циліндри, вимірюється лише витратоміром повітря. Іншими словами, не вводиться корекція для підготовки дози палива, яка залежала б від абсолютного тиску у впускному колекторі. Встановивши датчик MAP (рис. 3.9), можна точніше дозувати паливо, оскільки маса повітря безпосередньо залежить від тиску повітря.



Рисунок 3.9 - Датчик абсолютного тиску повітря VW 3 Bar

Датчик вибрано з двигуна VW 2.0TDI, максимальний зареєстрований тиск якого становить 3 Бар. Код деталі – 0281002401. Якщо виключити атмосферний тиск, то виходить, що датчик може реєструвати тиск наддуву 2 Бар. Встановивши такий датчик, можна контролювати роботу турбокомпресора та діагностувати несправності, пов'язані з тиском наддуву. Також, встановивши цей датчик, можна запрограмувати комп'ютер таким чином, щоб у разі виявлення несправностей у системі наддуву величина створюваного тиску обмежувалася – турбокомпресор захищався від пошкоджень. Датчик MAP встановлюється в трубі від інтеркулера до колектора, шляхом приварювання з'єднувального фланця до труби. Провід підключається в наступному порядку згідно зі схемою – контакт 1 датчика з контактом 34 модуля керування, 3 з 44, 4 з 71. Датчик живиться напругою +5 В, датчик генерує сигнал 0-5 В. Для калібрування датчика таблиця значень програми взята з автомобіля VW Golf з двигуном 2.0TDi. Калібрування виконує професійний технік з комп'ютерного програмування.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5.3. Заміна датчика тиску палива

Оригінальний датчик тиску в системі EDC15C2 фіксує тиск палива 1450-1500 бар у трубі-акумуляторі. Оскільки доза палива збільшується шляхом збільшення тиску впорскуваного палива вище його номінального значення запису, датчик не зареєструє правильний тиск або вимкне двигун, якщо зафіксує неправильний тиск. Для того, щоб датчик (рис. 24) міг зафіксувати вищий тиск, його було встановлено від новішої системи впорскування палива BOSCH EDC16, яка використовує насос високого тиску, що розвиває тиск 1600 бар (CP3).



Рисунок 3.10 - Датчик тиску палива 1800 бар

Датчик тиску палива взято з автомобіля Peugeot 307, оснащеного дизельним двигуном HDi об'ємом 1,6 літра. Код датчика - 1920.GW. Цей датчик був обраний тому, що його максимальний вимірюваний тиск становить 1800 бар. Цей датчик також був обраний тому, що обидва автомобілі Peugeot використовують однаковий електричний роз'єм та різьбу. Однак контакти проводки розташовані по-різному. Розташування контактів поміняно місцями - 1 з 2, 2 з 1. Датчик тиску палива також потребує калібрування відповідно до нових значень.

3.6. Модифікація вихлопної системи

Після заміни головки блоку циліндрів та турбокомпресора положення цих деталей відносно вихлопної системи різко змінилося. Тобто, вихлопна труба більше не підходить для з'єднання з нещодавно встановленим турбокомпресором. З цієї причини нова деталь вихлопної системи була виготовлена з використанням алюмінізованих сталевих труб та колін. Труба

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

була обрана з цього металу через його стійкість до корозії, легкість, легкість зварювання та економічну ефективність.



Рисунок 3.11 - Виготовлена з'єднувальна труба вихлопної системи

Діаметр труби цієї деталі було обрано таким самим, як діаметр випускного отвору турбіни – 65 мм, щоб не створювати перешкод для потоку газів від турбокомпресора. Ця випускна частина англійською називається «downpipe» – частина від фланця випускного отвору турбіни до каталізатора. Для виготовлення цієї випускної частини знадобилися коліна відповідних кутів, які були нарізані за допомогою кутових заготовок під кутом 90 градусів. Щоб труба з'єднувалася рухомо та вільно, було підібрано та зварено гнучке з'єднання довжиною 200 мм. Також були виготовлені нові фітинги – фланці, які з'єднують випускний отвір турбіни та каталізатор.

3.7. Результати дослідження

Перед внесенням конструктивних змін було спочатку виміряно стандартну потужність автомобіля, а потім замінено головку клапанів, турбокомпресор та встановлено інші деталі. Вимірювання потужності проводила професійна компанія, яка виконує вимірювання потужності та програмування модулів керування двигуном. Вимірювання проводилося за допомогою динамометричного стенду Mahe. Виміряна потужність двигуна

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

становила 63 кВт при 3200 об/хв, крутний момент – 236 Нм при 1600 об/хв. Виробник надає стандартні дані для цього дволітрового дизельного двигуна: 66 кВт при 3200 об/хв та 246 Нм при 1600 об/хв. Фактична втрата потужності становить 3 кВт, що оцінюється з огляду на те, що автомобіль старий, деталі двигуна неминуче зношуються, а коефіцієнт корисної дії двигуна знижується. Також необхідно враховувати можливість похибки вимірювання.

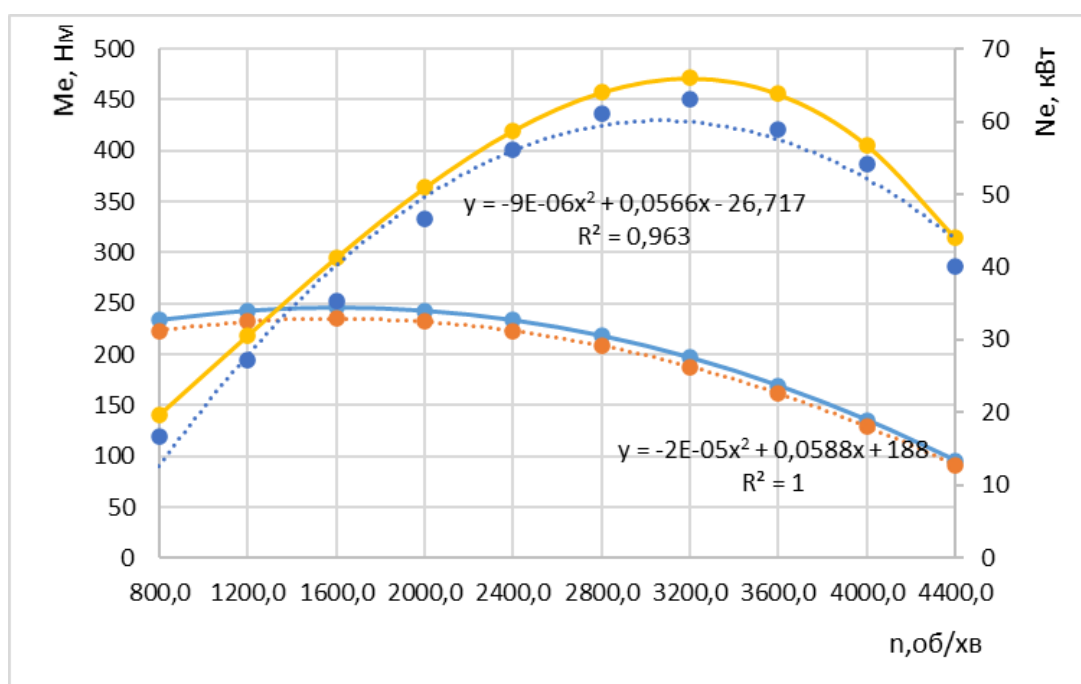


Рисунок 3.12 - Вимірювання потужності перед випробуванням

Коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна було збільшено шляхом встановлення 16-клапанної головки замість 8 клапанів, замінивши турбокомпресор на більш ефективний з вищим ступенем стиснення. Також було встановлено інтеркулер, що робить циліндри більш ефективними для наповнення. За оцінками, після цих змін двигун може розвивати 180 кінських сил, коли в циліндри впорскується 85 мм³ палива. Було встановлено, що потужності обраного турбокомпресора GT2052V достатньо для досягнення ~210 кінських сил.

Після цих структурних змін було виміряно потужність двигуна. Отримана потужність становить 144 кВт при 4000 об/хв та 434 Нм при 2000 об/хв. Приріст потужності двигуна, виражений у відсотках, становить 118%, а приріст крутного моменту – 119%.

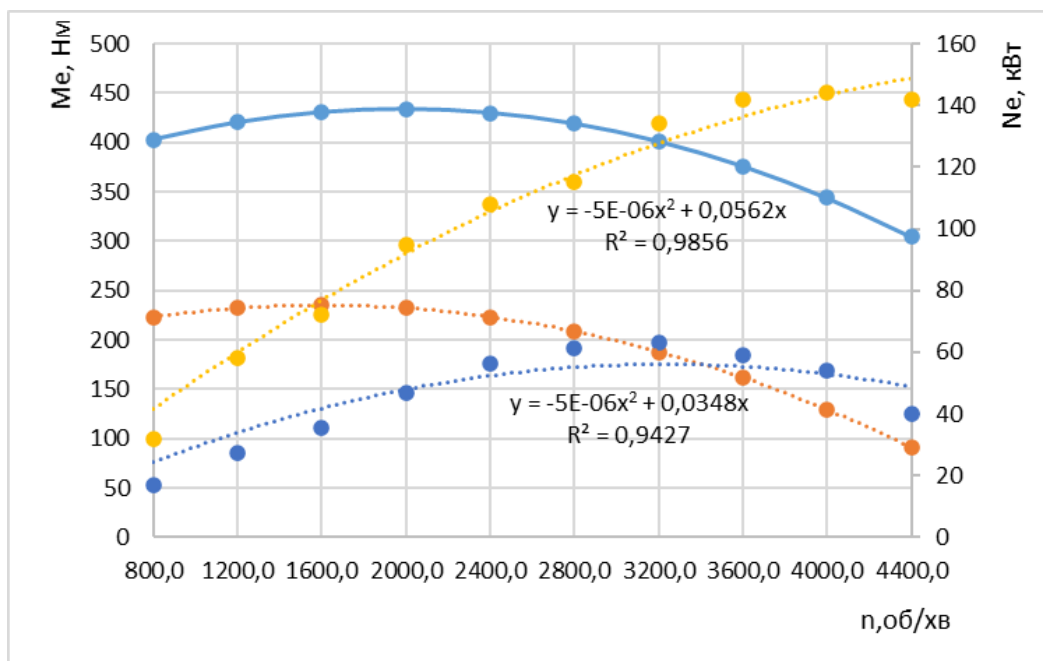


Рисунок 3.13 - Вимірювання потужності після випробування

ВИСНОВКИ

Під час теоретичного аналізу дипломної роботи було проаналізовано принцип роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння. Описано ходи чотиритактного дизельного двигуна та перетворення, що відбуваються під час них. Описано, як хімічна енергія перетворюється на крутний момент. Описано компоненти системи Common-Rail, їх призначення. Названо переваги системи CR. Було проведено огляд систем CR, що виробляються виробником Bosch. Коефіцієнт наповнення циліндрів було розраховано на основі формул, а також описано залежність цього значення від різних параметрів, таких як кількість клапанів, їх прохідний перетин та втрати потоку у впускному тракті.

Для вибору турбокомпресора було оцінено продуктивність стандартного турбокомпресора. Для збільшення коефіцієнта наповнення циліндрів було встановлено 16-клапанну головку блоку циліндрів. Теоретично через ці клапани може протікати на 68% більше повітря порівняно з 8-клапанною головкою блоку циліндрів. Поняття ступеня підвищення тиску було виражено у формулах. Знаючи, що оригінальний турбокомпресор GT1546s створює тиск 0,9 бар, витрата повітря через турбокомпресор була розрахована на 6,67 кг/хв. Було підраховано, що з цим турбокомпресором, для подачі повітря в циліндри під тиском 1,6 бар, його ККД недостатній, оскільки на діаграмі ККД не потрапляє в межі коефіцієнта ККД. Тому було розраховано, що для подачі 1,6 бар у циліндри потрібен турбокомпресор зі ступенем підвищення тиску 2,58 та витратою подається повітря 9,67 кг/хв. Відповідно до цих значень було обрано турбокомпресор – GT2052V, коефіцієнт ККД на діаграмі – 74%. Для встановлення щойно обраного турбокомпресора було виготовлено адаптер для підключення. Теоретично потужність двигуна була розрахована за формулою потужності, яка залежить від кількості впорскуваного палива – 167,1 к.с.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Було обрано необхідне обладнання для встановлення головки блоку циліндрів та турбокомпресора – зварювальний апарат MIG, інструментальний візок.

Потужність двигуна перед випробуванням вимірювалася за допомогою динамометричного вимірювального стенду "Mahe". Потужність двигуна перед випробуванням була визначена як 63 кВт та 236 Нм. Після завершення модифікації головки блоку циліндрів, турбокомпресора та інших монтажних робіт виміряна потужність становила 144 кВт та 434 Нм. Приріст потужності склав 118%, приріст крутного моменту – 119%.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА

1. Bosch R. (2009). Diesel engine control systems.
2. Ouyang G., Shijie A., Zhenming L., Yuxue L. (2019). Common Rail Fuel Injection Technology in Diesel Engines/
3. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навчальний посібник / В. В. Біліченко, О. Л. Добровольський, В. О. Огневий, Є. В. Смирнов – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 163 с.
4. Mačerinskas P., Stepulis S., Šnipaitis M. (2018). Air charging units and systems for passenger car engines.
5. Miller J. (2008). Turbo-Real World High-Performance Turbocharger Systems.
6. Kardelis K. (2002). Methodology and methods of scientific research.
7. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія / за ред. А. П. Марченка. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. 488 с.
8. Baechtel J. (2011). Performance Automotive Engine Math
9. Bell C. (1997). Maximum Boost, Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems.
10. Turner J. W. G., Pearson R. J., Bassett M. D., Oscarsson J. Performance and fuel economy enhancement of pressure charged SI engines through turbo expansion — an initial study. SAE paper 2003–01-0401, 2003.
11. Eastop T. D., McKonkey A. Applied Thermodynamics for Engineering Technologists, 5th edition, 1993 (Longman, Oxford).
12. <https://avtoad.com.ua/base/palivna-sistema-common-rail-princip-roboti-palivna-sistema-common-rail-so-ce-take> (дата звернення: 21.04.2026).
13. <https://prom.ua/ua/p17285931-svarochnyj-apparat-invertec.html>.

					БР.АТ-45.00.00.000 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Комплект ілюстративного матеріалу до захисту бакалаврської роботи

студента групи АТ-2-2

Кудрича Івана Івановича

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА PEUGEOT З
МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ПОТУЖНОСТІ В УМОВАХ ТЗОВ
«МОДЕРН-АВТО».**

Науковий керівник: доц. Гнип М.М.

Івано-Франківськ
2026р.

Актуальність.

Концепція сучасного автомобілебудування базується на зменшенні робочого об'єму двигуна шляхом збільшення коефіцієнта наповнення циліндрів. Суть цієї концепції полягає у зменшенні робочого об'єму, габаритів та маси двигунів без погіршення продуктивності. Англійською мовою цей термін називається «Downsizing» (зменшення розмірів). Встановлення турбокомпресора в автомобілі значно покращує коефіцієнт наповнення циліндрів, загальний ККД двигуна та максимальну потужність двигуна.

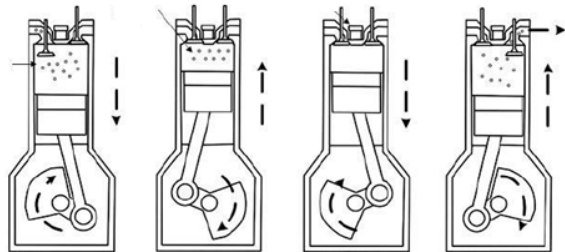
Мета роботи - збільшити потужність двигуна шляхом заміни головки блоку циліндрів та турбокомпресора.

Завдання дослідження:

1. Виконати аналіз дизельного двигуна, системи впорскування та наддуву;
2. Виконати порівняльні розрахунки для встановлення турбокомпресора;
3. Вибрати необхідне технологічне обладнання для встановлення;
4. Виміряти зміну потужності до та після робіт із заміни.

Об'єкт дослідження – Дизельний двигун Peugeot 206.

Предмет дослідження – технічні рішення модернізації дизельного двигуна Peugeot.



Впуск Стиск Робочий хід Випуск

Рисунок 1 - Робочий цикл дизельного двигуна

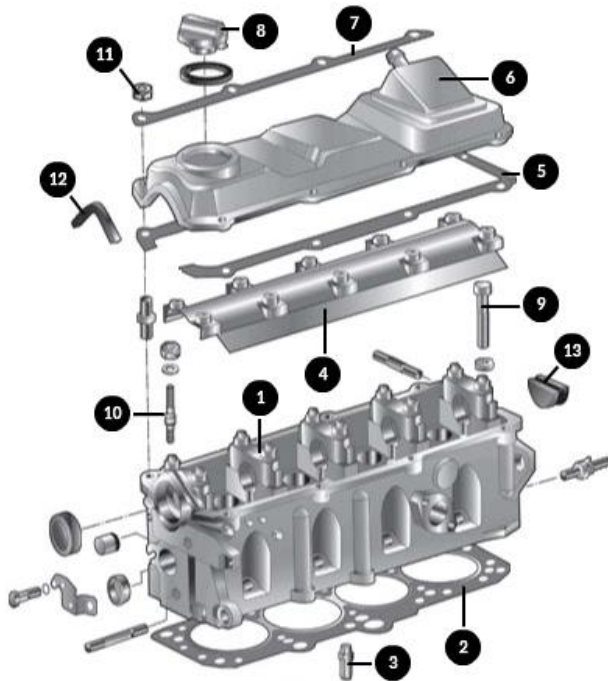


Рисунок 4 - Схема головки блоку циліндрів



Рисунок 2 - Розвиток потужності дизельного двигуна

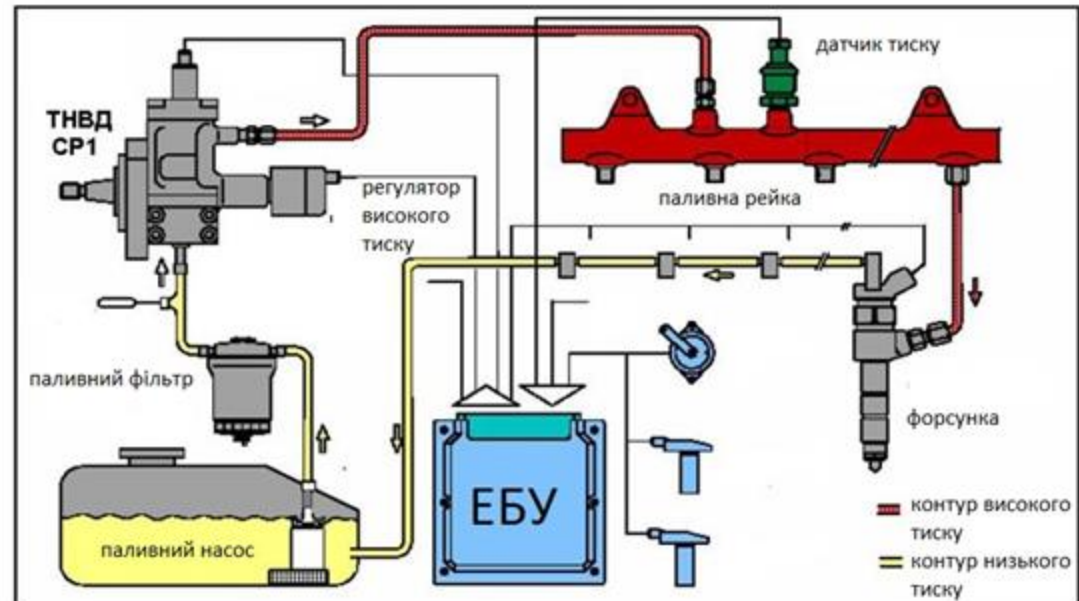


Рисунок 3 - Конструкція системи впорскування Common Rail

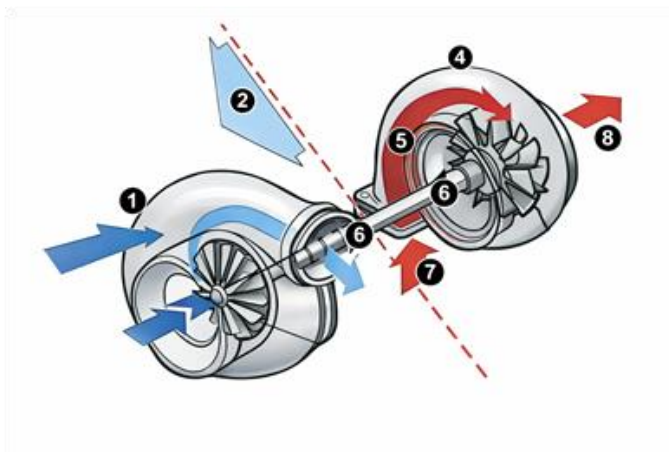


Рисунок 5 - Принцип роботи турбокомпресора

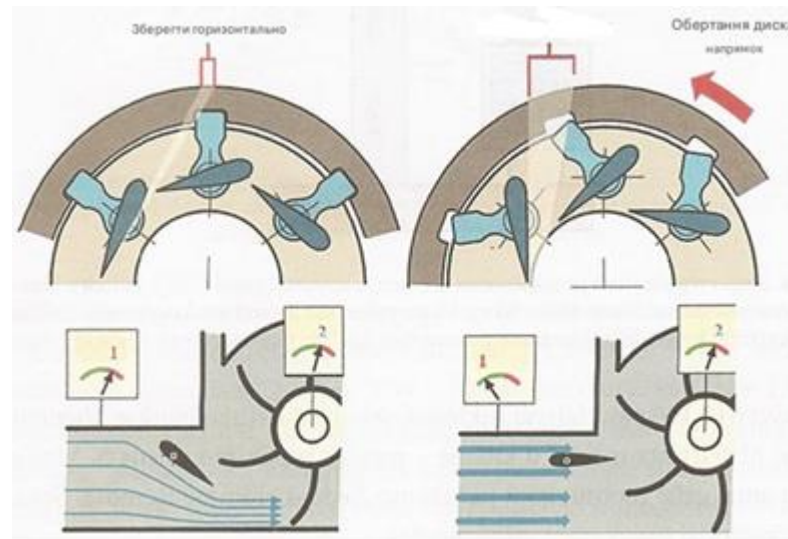


Рисунок 7 - Положення лопатей турбокомпресора зі змінною геометрією

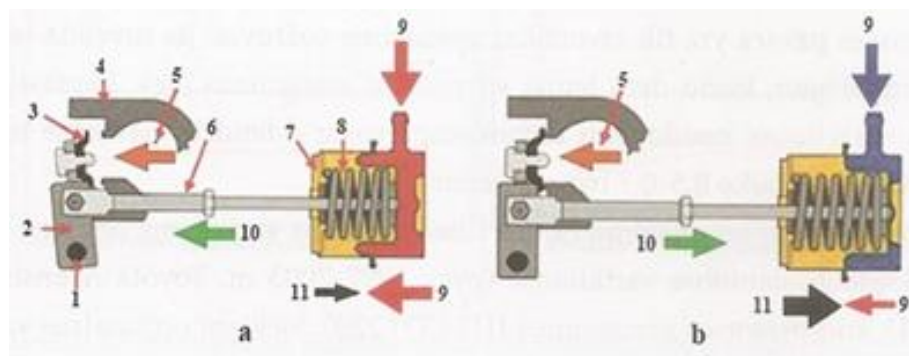


Рисунок 6 - Конструкція турбінного клапана регулювання тиску



Рисунок 8 - Проміжний охолоджувач «повітря-повітря» (або Інтеркулер)



Рисунок 9 - Компоненти повітряно-водяного інтеркулера

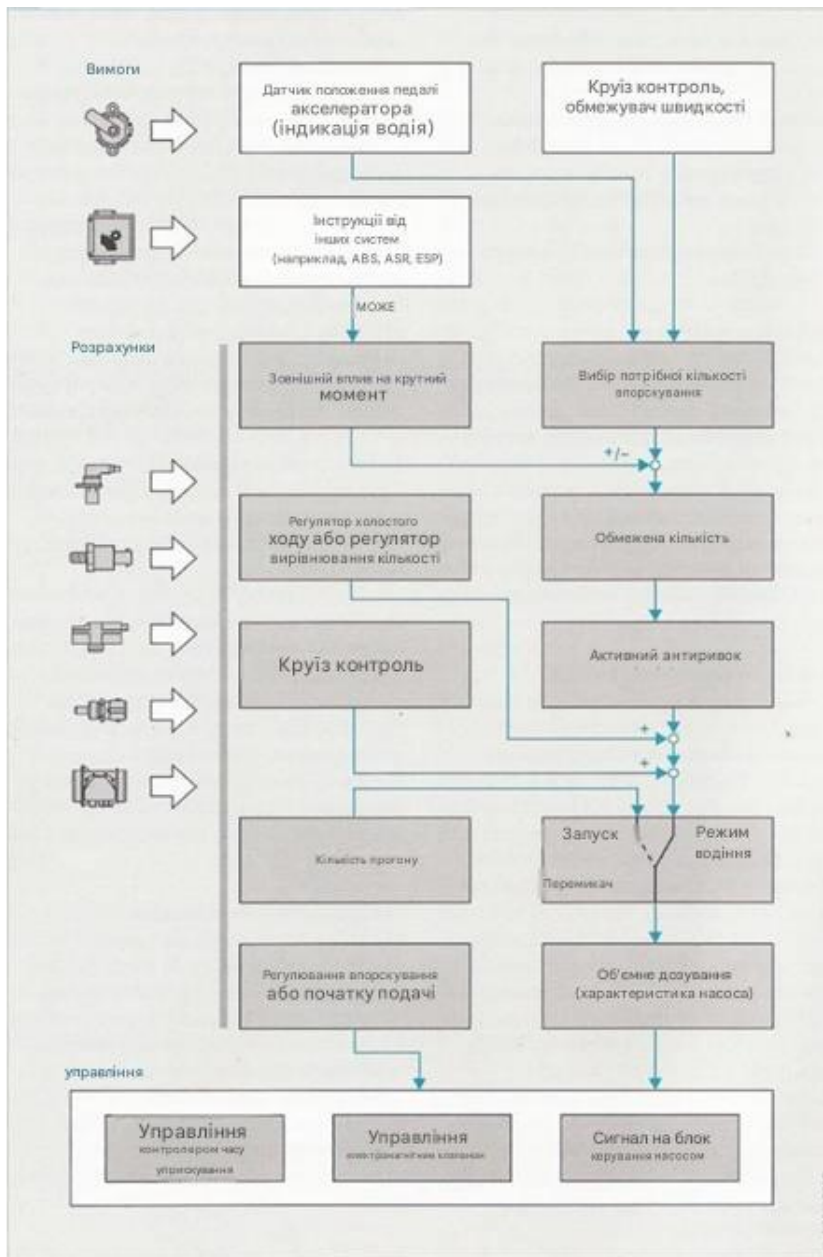
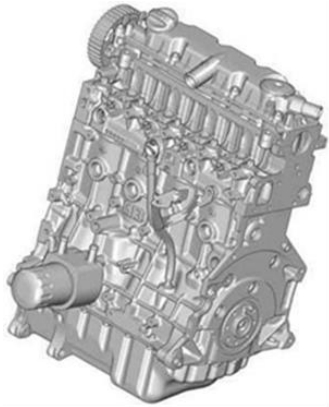


Рисунок 10 - Коригувальний розрахунок кількості IQ (кількістю упорскуваного палива) у модулі керування

Технологічне обладнання та інструменти, необхідні для встановлення головки блоку циліндрів та турбокомпресора



Параметр	Значення	Одиниця
Тип зварювання	TIG AC/DC	—
Діапазон струму	2 – 420	A
Технологія	Micro-Start II Technology	—
Функції	AC Auto-Balance, Pulse Welding, Crater Fill	—
Живлення	400 В	—
Особливості	Автоматичне очищення шва від оксидів при зварюванні алюмінію	—



Рисунок 12 - Зварювальний апарат Lincoln TIG

Рисунок 11 - Двигун Peugeot 206 RHY

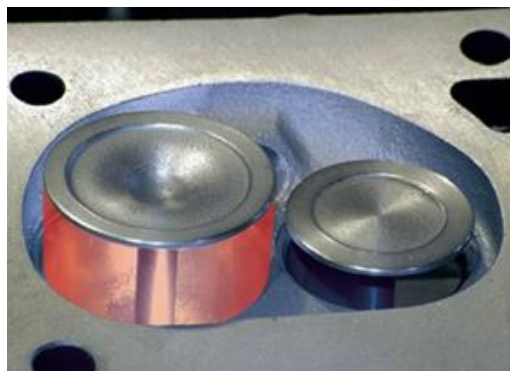
Рисунок 13 - Візок GR-30600



Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Вантажопідйомність	500 / 1000 / 1500 / 2000	кг
Виліт стріли	970 – 1510	мм
Максимальна висота підйому	1910 – 2180	мм
Висота підхоплення	0 – 320	мм
Тип приводу	Гідравлічна помпа (однотактна)	—
Габарити (Д×Ш×В)	1750 × 1040 × 1486	мм
Вага	~80	кг

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Вантажопідйомність	1000	кг
Вага	~42	кг
Габарити упаковки	840 × 310 × 235	мм
Поворотне сидло	0–360° з фіксацією у 8 позиціях (кожні 45°)	—
Конструкція	Металева, на 4 колесах	—
Призначення	Утримання двигуна після демонтажу для ремонту	—
Особливість	Зручний доступ до всіх сторін агрегату	—

Рисунок 14 – а) - Гідравлічний підйомник для двигунів;
б) – Підставка для двигуна



Тип головки	Розрахована площа, мм ²
8-клапанна	821,6
16-клапанна	1380,1

Рисунок 15 - Червоний колір - площа потоку повітря клапана

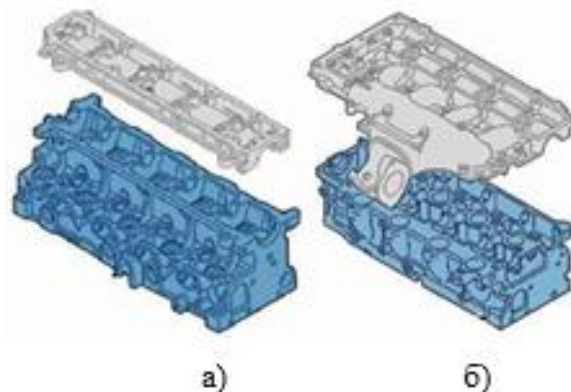


Рисунок 16 - а) – схема 8-клапанної головки блоку циліндрів;
б) праворуч – схема 16-клапанної головки блоку циліндрів



Рисунок 19 - Турбокомпресор GT2052V

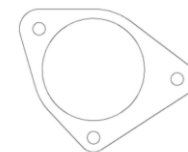


Рисунок 20 - 3'єднувальний адаптер

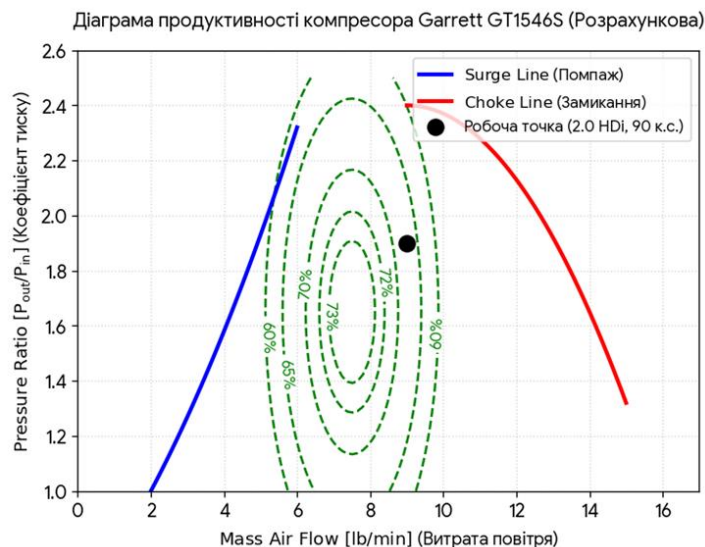


Рисунок 17 - Діаграма продуктивності турбокомпресора GT1546s

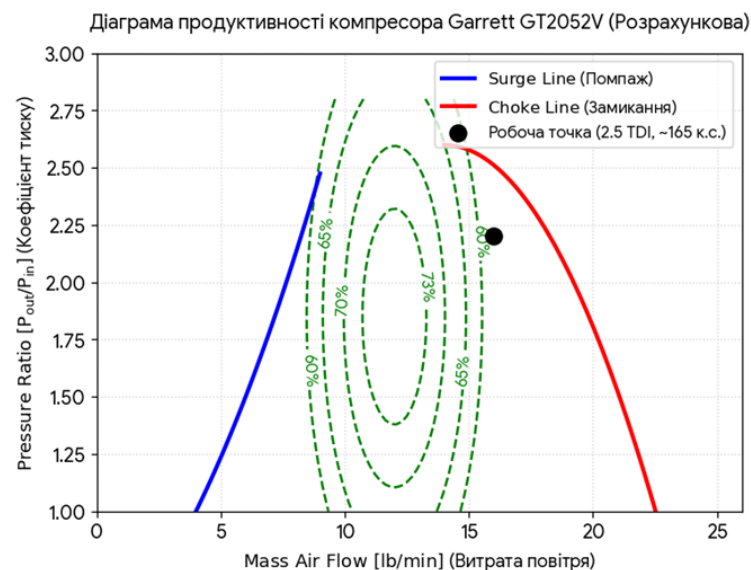


Рисунок 18 - Діаграма продуктивності турбокомпресора GT2052V



Електричний манометр Індикатор температури вихлопних газів

Рисунок 21 – Встановлення додаткових вимірювальних приладів



Рисунок 22 - Інтеркулер Opel Frontera



N75 - соленоїд турбіни



Датчик абсолютного тиску повітря VW 3 Bar

Рисунок 23 - Інтеграція датчиків системи керування EDC

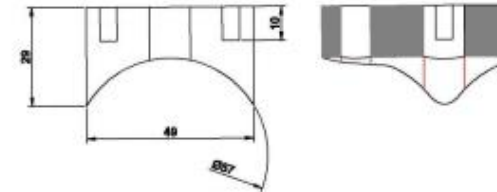
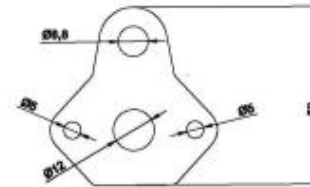


Рисунок 24 - Виготовлена з'єднувальна труба вихлопної системи



Рисунок 25 - Датчик тиску палива 1800 бар

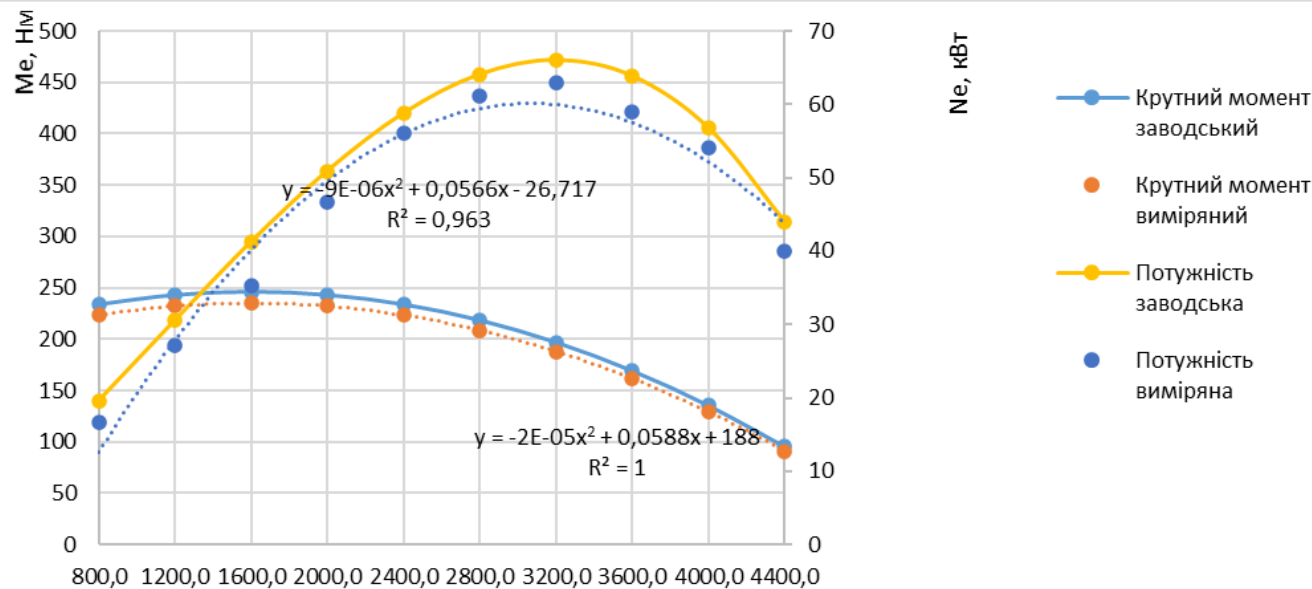


Рисунок 25 - Вимірювання потужності перед випробуванням n , об/хв

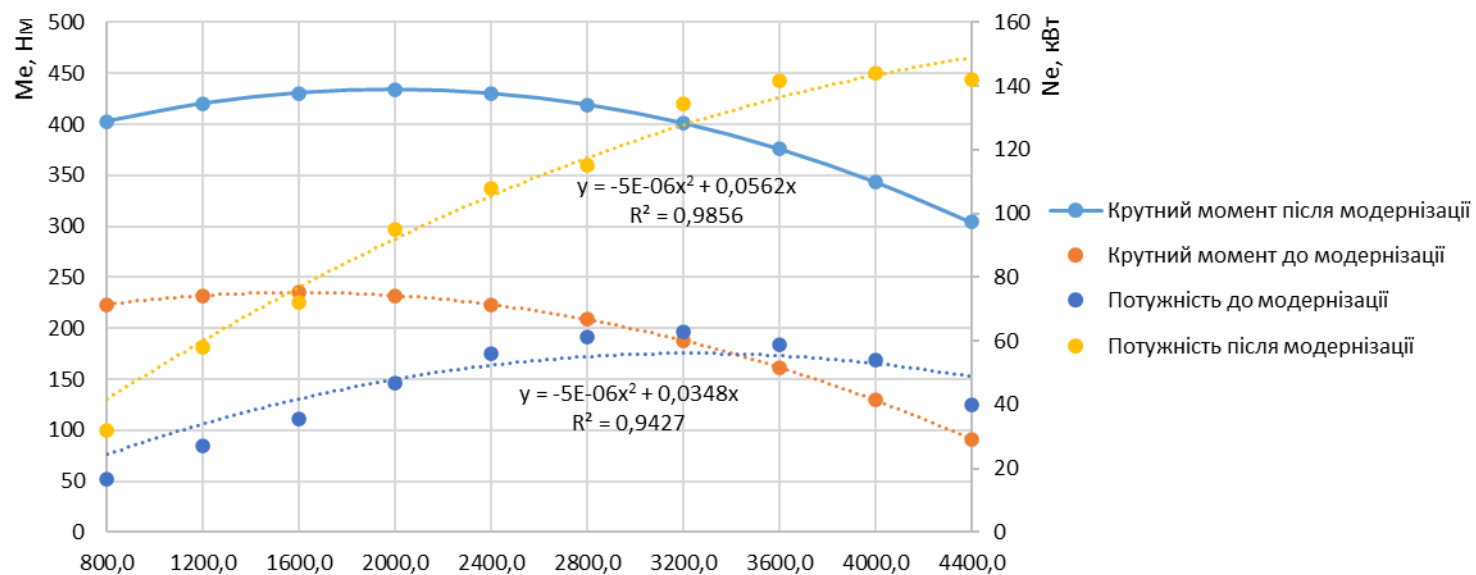


Рисунок 26 - Вимірювання потужності після випробування n , об/хв

Під час теоретичного аналізу дипломної роботи було проаналізовано принцип роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння. Описано ходи чотиритактного дизельного двигуна та перетворення, що відбуваються під час них. Описано, як хімічна енергія перетворюється на крутний момент. Описано компоненти системи Common-Rail, їх призначення. Названо переваги системи CR. Було проведено огляд систем CR, що виробляються виробником Bosch. Коефіцієнт наповнення циліндрів було розраховано на основі формул, а також описано залежність цього значення від різних параметрів, таких як кількість клапанів, їх прохідний перетин та втрати потоку у впускному тракті.

Для вибору турбокомпресора було оцінено продуктивність стандартного турбокомпресора. Знаючи, що оригінальний турбокомпресор GT1546s створює тиск 0,9 бар, витрата повітря через турбокомпресор була розрахована на 6,67 кг/хв. Було підраховано, що з цим турбокомпресором, для подачі повітря в циліндри під тиском 1,6 бар, його ККД недостатній, оскільки на діаграмі ККД не потрапляє в межі коефіцієнта ККД. Тому було розраховано, що для подачі 1,6 бар у циліндри потрібен турбокомпресор зі ступенем підвищення тиску 2,58 та витратою подається повітря 9,67 кг/хв. Відповідно до цих значень було обрано турбокомпресор – GT2052V, коефіцієнт ККД на діаграмі – 74%. Для встановлення щойно обраного турбокомпресора було виготовлено адаптер для підключення. Теоретично потужність двигуна була розрахована за формулою потужності, яка залежить від кількості впорскуваного палива – 167,1 к.с.

Було обрано необхідне обладнання для встановлення головки блоку циліндрів та турбокомпресора – зварювальний апарат MIG, інструментальний візок.

Потужність двигуна перед випробуванням вимірювалася за допомогою динамометричного вимірювального стенду "Mahe". Потужність двигуна перед випробуванням була визначена як 63 кВт та 236 Нм. Після завершення модифікації головки блоку циліндрів, турбокомпресора та інших монтажних робіт вимірювана потужність становила 144 кВт та 434 Нм. Приріст потужності склав 118%, приріст крутного моменту – 119%.