

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ім. адм. Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедру ДВЗ, У та ТЕ

д.т.н., професор

Тимошевський Б.Г.

" ____ " _____ 2021 р.

ВИПУСКНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Тема: «Проектування автомобільного двигуна типу 4Д/ЧН 7,2/9»

«Designing a car engine type 4Д/ЧН 7,2/9»

Виконав студент Чалий Д.П. _____
підпис

Керівник Мінчев Д.С. _____
підпис

Анотація

Згідно із завданням кафедри в даній роботі виконане ескізне проектування автомобільного двигуна типу 4Д/ЧН 7,2/9, в якому реалізований робочий цикл з подовженим розширенням.

Одним з можливих напрямків розвитку двигунів внутрішнього згоряння є реалізація їх роботи за більш ефективними робочими циклами. Зокрема, суттєве збільшення термічного к.к.д., порівняно з традиційними для ДВЗ циклами Отто та Дизеля, можливо досягти при організації роботи двигуна за циклом Аткинсона, або циклом з подовженим розширенням.

Спроби реалізації циклу з продовженим розширенням історично можна класифікувати наступним чином: а) за допомогою використання складного силового механізму, який забезпечує необхідну кінематику поршня; б) за допомогою застосування спеціальних фаз газорозподілу та механізмів, що забезпечують зміни фаз газорозподілу у відповідності до режиму роботи двигуна; в) використання розширювальної машини для подальшого розширення газів.

В даній роботі виконаний проект дизельного двигуна з подовженим розширенням потужністю $N_e = 50$ кВт, $n = 3000$ хв⁻¹, що застосовується в якості автомобільного. В якості двигуна прототипу обраний дизельний двигун Volkswagen 1.9TDI. Запропонований двигун є рядним чотирициліндровим дизельним двигуном, що може в залежності від режиму навантаження працювати за чотиритактним та двотактним циклом.

Подовжене розширення досягається шляхом відповідного вибору фаз газорозподілу, за яких двигун працює в двотактному режимі так, що ефективний такт стиснення є суттєво меншим за такт розширення. При цьому здійснюється верхньоклапанна продувка циліндра, яка є можливою завдяки відповідному профілюванню впускних та випускних каналів двигуна. Для забезпечення продувки застосовується механічний компресор роторно-лопатєвого типу. В роботі показано, що при роботі двигуна на режимах малих навантажень доцільно переходити на чотиритактний цикл, що можливе завдяки спеціальній системі газорозподілу.

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основні висновки, що наведені в роботі гуртуються на виконаних порівняльних розрахунках робочого циклу двигуна при використанні стандартних циклів та циклу з продовженим розширенням, а також на детальних розрахунках навантажувальних характеристик запропонованого двигуна. Для розрахунків використовувався програмний сервіс Blitz-PRO, ескізне проектування основних елементів двигуна здійснювалось з використанням засобів тривимірного моделювання.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

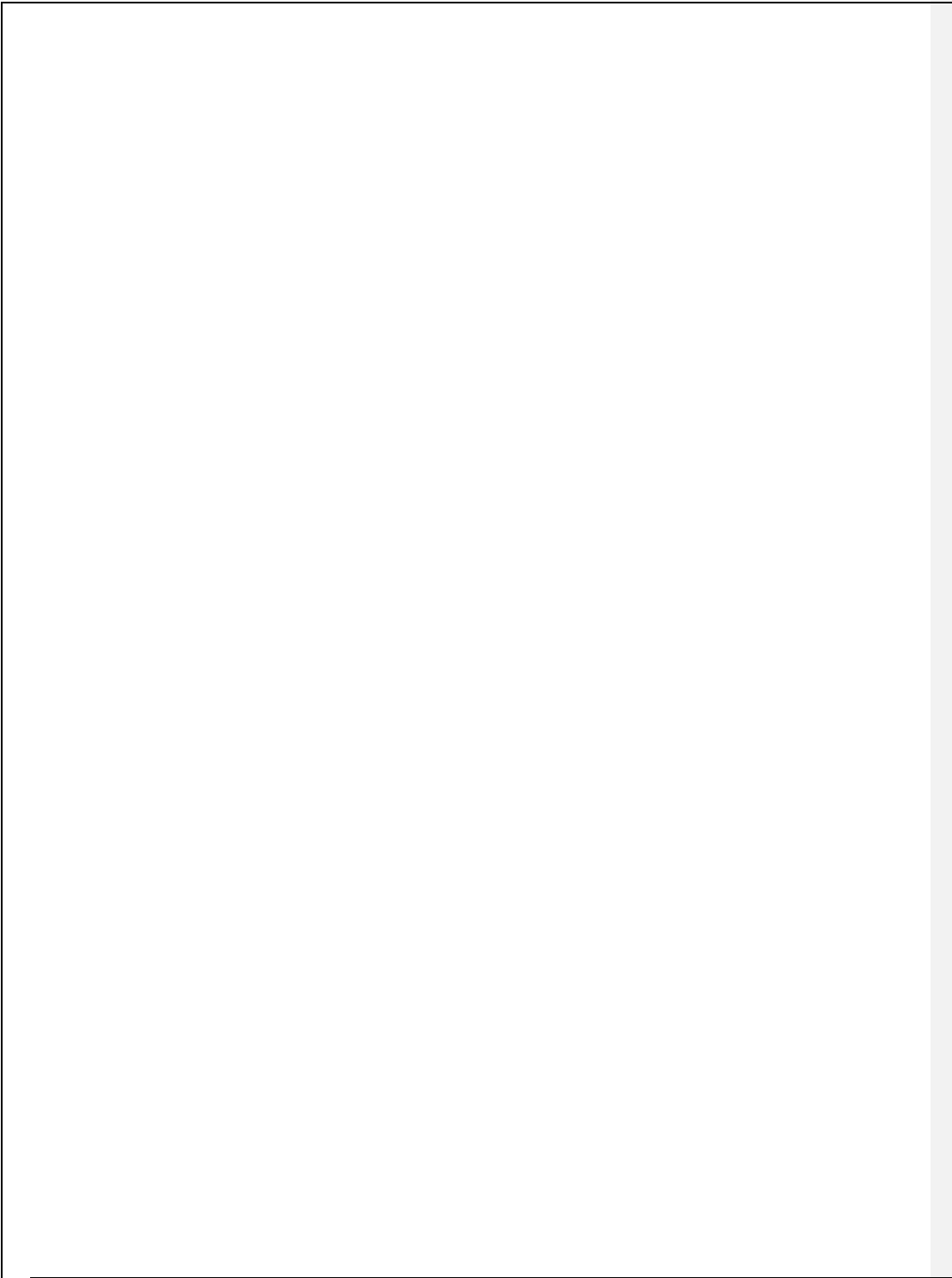
Зміст

Завдання.....	3
Вступ	5
1. Огляд запропонованих двигунів, що реалізують цикл з продовженим розширенням.....	6
1.1 Класична концепція	9
1.2 Схема Отто-Аткінсона	11
1.3 Схема Аткінсона-Міллера	14
1.4 Висновки	16
1.5 Двигун Дяченко	17
1.6 Двигун Ricardo	20
2. Вибір основних параметрів та агрегатів для запропонованого двигуна.....	22
2.1. Опис конструкції двигуна-прототипу (VW 1.9 TDI).....	23
2.2. Визначення необхідних конструктивних втручань для реалізації запропонованого циклу.....	24
2.3. Визначення оптимального типу агрегату наддуву.....	27
3. Порівняльне математичне моделювання робочого циклу базового та запропонованого двигуна на номінальному режимі роботи.....	30
3.1. Порівняння ідеальних термодинамічних циклів.....	31
3.2. Визначення конструктивних параметрів двигуна, що реалізує запропонований цикл.....	35
3.3. Порівняння розрахунків робочих циклів номінального режиму в Blitz-PRO	37
4. Розрахунок навантажувальних характеристик базового та запропонованого двигуна.....	59
4.1. Методика розрахунку навантажувальних характеристик	60
4.2. Результати розрахунків та аналіз результатів.....	61
5. Дослідження системи верхньоклапанного газообміну при реалізації двотактного циклу.....	68
5.1. Результати досліджень Ricardo	69
5.2. 3D модель головки та її перетини.....	74

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Дослідження доцільності реалізації системи зміни тактності двигуна в процесі його роботи.....	81
6.1. Відомості про електрогідравлічні механізми регулювання системи газообміну	82
6.2. Принципові схеми механізму зміни фаз газорозподілу	87
6.3. Дослідження моменту перемикавання тактності	93
Висновок	100
Список використаної літератури	102

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					МР.8.142.6221м.		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Основні відомості про схеми подовженого роз- ширення		
Виконав	Чалий Д.П.						
Керівник	Мінчев Д.С.						
					Літ.		
					Аркуш		
					8		
					НУК		

1. Основні відомості про схеми подовженого розширення

Одним з перспективних напрямів поліпшення основних показників автомобільних бензинових двигунів, особливо економічних і екологічних, є оптимізація робочого процесу за рахунок застосування циклу з продовженим розширенням робочого тіла.

Вперше такий цикл був реалізований в диференціальному газовому двигуні Аткинсона в 1884 році. Двигун Аткинсона не отримав значного поширення через складну кінематичну схему силового механізму і знижених енергетичних показників у порівнянні зі звичайним двигуном схожих розмірів, які працюють за класичним циклом Отто (з підведенням тепла при постійному обсязі) - за рахунок затримки закриття впускного клапана, наддуву і проміжного охолодження стисненого повітря. Він використовував пізнє закриття впускного клапана для зменшення ефективного ступеня стиснення (роблячи її помітно менше геометричної ступені стиснення), щоб усунути підвищену схильність двигуна до детонації при наддуванні. При цьому для досягнення високої паливної економічності використовувалася висока ступень розширення, оскільки термічний ККД двигуна визначається, взагалі кажучи, не ступенем стиснення, а ступенем розширення робочого тіла, яка в звичайному двигуні, як правило, дорівнює ступеню стиснення.

1.1 Класична концепція

Класичний підхід здійснення циклу з продовженим розширенням у поршневому двигуні полягає в застосуванні спеціального механізму перетворення руху між колінчастим валом і поршнем, який дозволяє мати більш тривалі такти розширення і випуску в порівнянні з тактами впускання і стиснення. Вперше така схема була реалізована Дж. Аткинсоном.

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

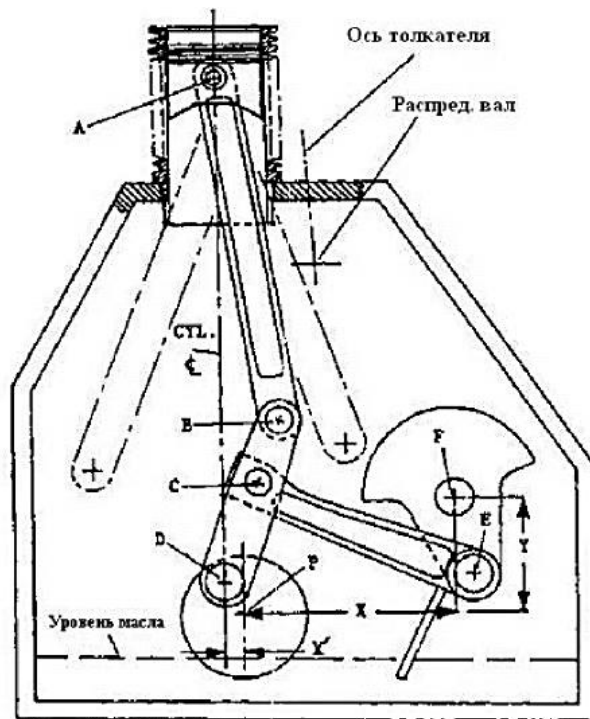


Рис.1 Ескіз дослідного двигуна університету Калгарі

Модифікована схема Аткинсона застосована університетом м. Калгарі (Канада) на експериментальному одноциліндровому двигуні, побудованому на базі двигуна Honda GX160K1 робочим об'ємом 163 см^3 , $D \times S = 68 \times 45 \text{ мм}$, зі ступенем стиснення 8,5 і повітряним охолодженням. У експериментальному двигуні використаний ряд компонентів серійного двигуна, в тому числі поршні, розподільчий вал, штовхачі, клапани, головка циліндрів. Розподільчий вал приводиться від колінчастого вала ланцюгом з передавальним відношенням 1:1, так як двигун з продовженим розширенням здійснює чотиритактний цикл за один оборот колінчастого вала. Нижня частина серійного двигуна змінена для адаптації важільного механізму перетворення руху. На відміну від класичного двигуна Аткинсона відношення ступеня розширення до ступеня стиснення можна змінювати поворотом ексцентрика D на 40 градусів. Це забезпечує зміну ступеня продовженого розширення σ від 1,0 до 1,9, а ефективної ступеня стиснення - від 6,85 до 13,02. Діаграма, наведена на малюнку 3, дає уявлення про закон руху поршня при різному ступеня продовженого розширення σ .

					Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	10

MP.8.142.6221м.09

Потенціал цієї концепції був вивчений в більшій мірі теоретично, ніж експериментально. Розрахунковий аналіз показав, що в порівнянні зі звичайним двигуном експериментальний забезпечує зниження витрати палива на 21-24% на малих навантаженнях і до 10% на середніх навантаженнях. Ефект досягнутий завдяки усуненню дросельних втрат на часткових навантаженнях, зниження (на 10%) втрат на тертя і підвищення термічного ККД. Енергетичні показники двигуна не оцінювалися. Передбачене розрахунками зниження втрат на тертя і зниження витрати палива (на холостому ходу) підтверджено стендовими випробуваннями двигуна.

З іншого боку, прийнята кінематична схема механізму перетворення руху збільшила на 30-64% інерційне навантаження на поршень, а також ускладнила балансування механізму перетворення в порівнянні зі звичайним кривошипно-шатунним механізмом.

В цілому, реалізація класичної концепції в сучасному двигуні залишається проблематичною через підвищену інерційність механізму регулювання ступеня стиску/розширення і проблем його виробничої сумісності зі звичайними двигунами.

1.2 Схема Отто-Аткінсона

Інша концепція двигуна з продовженим розширенням, умовно названа схемою Отто-Аткінсона, досліджувалася теоретично і експериментально компанією «Форд». Двигун працює за звичайним циклом Отто на повному навантаженні для забезпечення високих енергетичних показників і по циклу Аткінсона на часткових навантаженнях для зменшення витрати палива. При роботі по циклу Аткінсона ступінь розширення більше, ніж ступінь стиснення. В експериментальному двигуні це досягнуто за рахунок збільшення геометричної ступені стиску/розширення і застосування пізнього закриття впускного клапана.

Основна ідея цієї схеми - поліпшити паливну економічність двигуна на часткових навантаженнях не тільки за рахунок усунення втрат термічного ККД, пов'язаних в звичайному двигуні із застосуванням неоптимального сту-

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

пеня стиснення/розширення, але і за рахунок усунення насосних втрат, пов'язаних з дроселюванням впуску.

Як відомо, збільшення ступеня розширення (шляхом збільшення ступеня стиснення) дозволяє підвищити термічний ККД, однак ступінь стиснення звичайного бензинового двигуна доводиться обмежувати, щоб виключити детонацію при роботі з повністю відкритим дроселем. В експериментальному двигуні «Форд» з продовженим розширенням, створеному на базі бензинового двигуна з робочим об'ємом 1,6 л, ступінь стиснення/розширення регулювалася поршнем з рухомим днищем в діапазоні від 9,3 до 16,0 в залежності від навантаження.

У двигуні були застосовані також розподільні вали з рухомими кулачками, щоб контролювати навантаження без дроселювання. Затримка закриття впускного кулачка і відкриття випускного кулачка дозволяли зменшити насосні втрати і збільшити рівень внутрішньої рециркуляції (і відповідно індикаторний ККД) завдяки розбавленню стехіометричної суміші. Максимальне зміщення впускного кулачка досягало 80 град, повороту колінчастого вала (п.к.в.). Математичне моделювання експериментального двигуна дозволило вибрати оптимальну стратегію регулювання ступеня стиску і фазування кулачків і показало потенційну можливість зменшення питомої ефективної витрати палива до 16% в діапазоні середніх ефективних тисків від 2,0 до 5,5 бар.

Стендові випробування експериментального двигуна в діапазоні 1500-2500 об/хв⁻¹, працюючого з тими ж законами регулювання ступеня стиснення і фаз газорозподілу, підтвердили прогнозоване розрахунками поліпшення паливної економічності, а також показали можливість значного зменшення викидів NO_x і CO . В той же час, відзначено зростання викидів CH на малих навантаженнях на 55-58% через збільшення щільних обсягів камери згоряння і підвищення максимального тиску циклу.

Випробування показали також недостатньо швидке для запобігання детонації спрацювання поршня з регульованим ступенем стиснення. Повне переміщення його рухомої частини під тиском масла (для зниження ступеня стиснення) здійснювалося за 0,92 с і збільшувалося до 1,0 с при зменшенні тем-

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ператури моторного масла від 50 до 39 град. С. Цей час є критичним для забезпечення надійної роботи двигуна в складі автомобіля. За даними воно не повинно перевищувати 100 мс.

Аналогічна концепція досліджувалася методами математичного моделювання і експериментально на 1-циліндровому двигуні Індійським технологічним інститутом. Регулювання ефективного ступеня стиснення експериментального двигуна при зміні фази закриття впускного клапана забезпечувалося заміною поршнів. Регулювання фаз впускання здійснювалося вручну, шляхом зміни кутового положення кулачків. Конструкція дозволяла змінювати фазу ЗВпК на 100 град, п.к.в від 35 до 135 град, п.к.в. після ВМТ. Пізніше закриття впускного клапана було небажано, так як через зменшення ступеня стиснення погіршувався процес згоряння.

Дослідження в основному підтвердили основні висновки, отримані у розглянутій вище роботі компанії «Форд». Розрахунками показана і експериментально підтверджена можливість поліпшення паливної економічності двигуна до 14% (у варіанті з $\epsilon_p = 17,5$ і $\epsilon_c = 8,0$) і до 22% (у варіанті з $\epsilon_p = 17,5$ і $\epsilon_c = 7,0$) за рахунок реалізації циклу з подовженим розширенням робочого тіла.

Експериментально було встановлено, що ефективність циклу залежить від ступеня продовженого розширення $\sigma = \epsilon_p/\epsilon_c$, причому максимум ефективного ккд досягався при $\sigma = 1,5$. Подальше збільшення ступеня продовженого розширення вело до помітного зниження ефективного ккд через зростання відносних втрат на тертя.

Випробування експериментального двигуна підтвердили також зменшення на 43% насосних втрат внаслідок пізнього закриття впускного клапана і, на відміну від дослідження «Форд», показали зниження викидів СН на 35% при збільшенні ступеня подовженого розширення. Ймовірною причиною зниження викидів називається збільшення тривалості окислення незгорілих вуглеводнів в циліндрі.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Схема Аткинсона-Міллера

Необхідність регулювання геометричного ступеня стиснення/розширення за допомогою спеціального механізму робить практичну реалізацію класичної концепції подовженого розширення, або схеми Отто-Аткинсона, в серійному двигуні проблематичною через відсутність в даний час прийнятного (по швидкодії, надійності і іншим факторам) механізму регулювання ступеня стиснення. Більш реальною для застосування в серійному виробництві двигунів є так звана схема Міллера або Аткинсона-Міллера, що не вимагає регулювання геометричного ступеня стиснення/розширення.

Прикладом успішної реалізації цієї концепції в серійному виробництві є двигун внутрішнього згоряння 1NZ-FXE, що входить до складу гібридної енергетичної установки автомобіля «Toyota Prius». Двигун має робочий об'єм 1,5 л і розвиває потужність 42,7 кВт при 4000 об/хв⁻¹. Бездетонаційну роботу двигуна з геометричним ступенем стиснення/розширення 13,5 забезпечують пізніше закриття впускного клапана і компактна камера згоряння з нахиленим витіснювачем. Регулювання фази ЗВпК здійснюється мехатронною системою регулювання приводу впускних клапанів VVT-i. Система регулювання дозволяє знижувати на великих навантаженнях ефективну ступінь стиснення до 9,0 для запобігання детонації, а на часткових навантаженнях - зменшувати насосні втрати для додаткового поліпшення витрати палива.

У концепції Аткинсона-Міллера цикл з продовженим розширенням забезпечують поєднання пізнього закриття впускного клапана з високим ступенем розширення. На відміну від концепції Отто-Аткинсона геометрична ступінь стиснення в схемі Аткинсона-Міллера не регулюється, що не дозволяє підтримувати оптимальну величину ефективного ступеня стиснення при регулюванні фази ЗВпК. Це істотно спрощує конструкцію двигуна ціною деякого обмеження потенціал циклу внаслідок погіршення процесу згоряння на режимах з низьким ефективним ступенем стиснення.

Для усунення цього недоліку бажано передбачити заходи, спрямовані на поліпшення процесу згоряння. Один з можливих варіантів вирішення проблеми запропонований компанією «AVL».

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для поліпшення процесу згоряння і зниження витрати палива в чотирьохклапанному двигуні AVL CBR застосовано:

- регулювання руху заряду в циліндрі за допомогою вихрових заслінок, встановлених між впускною трубою і головкою циліндрів;
- впускні канали асиметричної конструкції - тангенціальний і нейтральний.

Дроселювання нейтрального каналу на часткових навантаженнях за допомогою вихрової заслінки дозволяє створювати в циліндрі інтенсивний осьовий вихор, високий рівень турбулентності в кінці такту стиснення, дуже швидке згоряння і, в кінцевому рахунку, зниження витрати палива і шкідливих викидів. На повному навантаженні індивідуальні вихрові заслінки відкриваються. Це призводить до формування радіально-осьового вихору помірної інтенсивності, сприятливого для запобігання детонаційного згоряння.

Комбінація циклу Міллера і системи швидкого згоряння AVL CBR забезпечує додаткове поліпшення паливної економічності і зниження шкідливих викидів.

На часткових навантаженнях впускний кулачок максимально зміщують на хід стиснення і частина заряду витісняється у вхідну трубу, зменшуючи наповнення циліндра, тому двигун може працювати з меншим дроселюванням. На підвищених навантаженнях впускний кулачок зміщують в протилежну сторону для збільшення коефіцієнта наповнення.

Випускний кулачок також зміщується. На часткових навантаженнях він зміщується паралельно з впускним кулачком. Тому ВГ засмоктуються в циліндр, забезпечуючи внутрішню рециркуляцію. Так як ВГ не закидались у вхідну трубу, вони не порушують рівномірності розподілу суміші по циліндрах і не перегрівають вхідну трубу.

Особливістю системи є стратегія вприскування. Коли двигун працює по циклу Міллера, бажано, щоб зворотний викид повітря не приводив до викиду палива у вхідну трубу. Відключення впускного каналу вихровою заслінкою створює осьовий вихор, який дозволяє формувати розшарування заряду в напрямку осі циліндра при вприскуванні палива на відкритий впускний клапан.

					MP.8.142.6221m.09	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

В цьому випадку відносно бідна суміш без крапель розташовується у верхній частині циліндра, а багатша суміш - ближче до поршня, попри русі поршня вгору через відкритий ще впускний клапан тільки бідна суміш без крапель палива виштовхується у вхідну трубу.

1.4 Висновки

Аналіз різних концепцій двигуна з подовженим розширенням робочого тіла, дозволяє зробити наступні висновки:

1. Найбільшим потенціалом поліпшення економічних і екологічних показників володіє концепція двигуна з подовженим розширенням робочого тіла Отто-Аткінсона, яка передбачає застосування термодинамічно оптимального геометричного ступеня розширення (на рівні 13-15 одиниць), регулювання ефективного ступеня стиску і усунення дросельних втрат на впуску. Реалізація її вимагає застосування механотронних систем регулювання геометричного ступеня стиснення/розширення і клапанного приводу.

Здійснення концепції дозволяє на часткових навантаженнях поліпшити паливну економічність і викиди парникового газу СВГ на 15-22%, значно скоротити шкідливі викиди з ВГ в порівнянні з сучасними двигунами при збереженні енергетичних показників.

Основною проблемою є відсутність ефективної технології регулювання геометричного ступеня стиснення/розширення. Недостатньо швидка, ніж необхідно, швидкість спрацьовування існуючих механізмів регулювання, проблеми виробничої сумісності зі звичайним двигуном стримують практичне застосування концепції Отто-Аткінсона в серійних двигунах.

2. Істотний, хоча і дещо менший, потенціал поліпшення економічних і екологічних показників надає концепція Аткінсона-Міллера, в якій подовжене розширення досягається завдяки поєднанню пізнього закриття впускного клапана і високого геометричного ступеня стиснення/розширення. На відміну від концепції Отто-Аткінсона геометрична ступінь стиснення не регулюється, що не дозволяє оптимізувати ефекти-

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вну ступінь стиснення при регулюванні фази закриття впускного клапану.

Реалізація концепції дозволяє на часткових навантаженнях поліпшити паливну економічність і викиди СВГ на 8-15%, значно скоротити викиди CO , CH і NO_x з ВГ в порівнянні з сучасним бензиновим двигуном ціною зниження енергетичних показників на 10-25%.

3. Найбільш прийнятною для реалізації в серійних двигунах (в коротко-строковому і середньостроковому плані) є схема Аткинсона-Міллера. Її можна адаптувати в існуючі двигуни за допомогою освоєних технологій регулювання клапанного приводу і конструктивних заходів, спрямованих на поліпшення процесу згоряння. Застосування цієї концепції найбільш доцільно в двигунах гібридних енергетичних установок.

1.5 Двигун Дяченко

При проектуванні двигуна Дяченко ставилася задача підвищення індикаторного коефіцієнта корисної дії циклу двигуна внутрішнього згоряння.

Поставлена задача вирішується в такий спосіб. У запропонованому способі роботи двигуна внутрішнього згоряння, що містить головку циліндра з впускними і випускними клапанами, надпоршневу порожнину, утворену поршнем, циліндром і головкою циліндра, в надпоршневій порожнині здійснюють процеси газообміну, стиску, розширення причому відповідно до винаходу процеси газообміну здійснюють шляхом відкриття впускних і випускних клапанів при досягненні на такті розширення об'єму надпоршневої порожнини 90-100 відсотків від її максимального значення, а їхнє закриття здійснюють на такті стиску при об'ємі надпоршневої порожнини 40-60 відсотків від її максимального значення, при цьому впускні і випускні клапани відкривають і закривають одночасно.

На рис.1 показано загальний вид двотактного поршневого двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, безпосереднім вприскуванням, розшаруванням паливо-повітряної суміші і клапанним механізмом газорозподілу, у якому здійснюють пропонований спосіб.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

На рис.2 показана індикаторна діаграма тиску газів у надпошневій порожнини цього двигуна.

Двигун у якому здійснюють пропонований спосіб роботи, містить циліндр 1, поршень 2, головку 3 циліндра 1 з витискувачем 4 і розміщеними в ній впускними 5, 6 і випускними 7, 8 клапанами з приводом, наприклад, від кулачкового вала, що утворюють надпоршневую порожнину 9, камеру згоряння 10 в головці 3 циліндра 1, у верхній частині якої встановлена свіча запалювання 11, форсунку 12, встановлену, наприклад у стінці циліндра 1, нагнітач повітря (на рис.1 не показано).

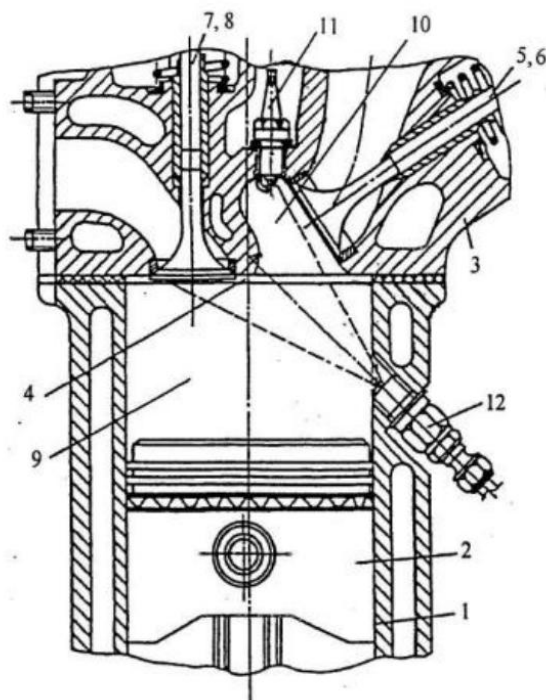


Рис. 1. Схема запропанованого двигуна з подовженим розширенням

					MP.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

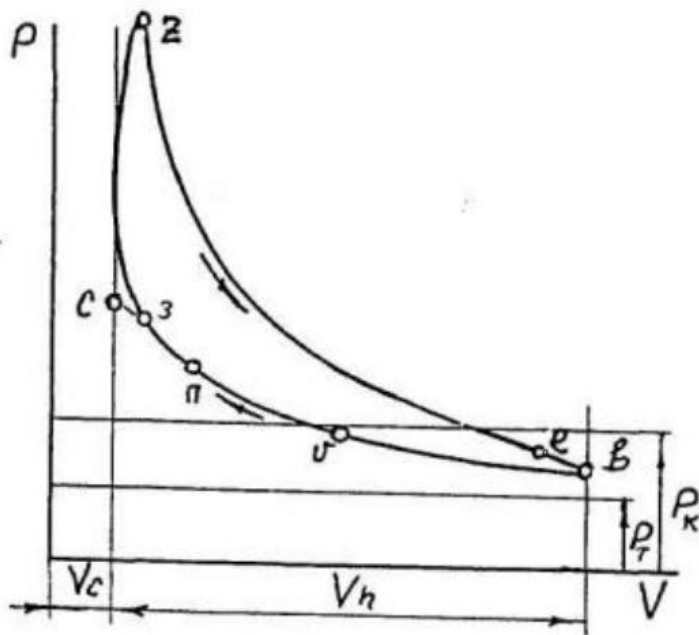


Рис. 2. Індикаторна діаграма

Спосіб роботи двотактного поршневого двигуна здійснюють у такий спосіб. На такті стиску в напрямку камери згоряння за допомогою форсунки 12 і паливного насоса (на рис.1 не показано) здійснюють впорскування палива (точка п на лінії стиску, що відповідає початкові впорскування палива - рис.2) на поверхню стінок витискувача 4 і стінок камери згоряння 10 (рис.1). Пари палива, що утворюються над поверхнями стінок витискувача 4 і камери згоряння 10, наприкінці такту стиску потоком повітря з-під витискувача 4 переміщують до верхньої частини камери згоряння 10, забезпечуючи розшарування паливо-повітряної суміші, і запалюють свічею запалювання 11 (точка z - рис.2). Продукти згоряння палива розширюють у надпоршневій порожнині 9 до моменту початку одночасного відкриття випускних і впускних клапанів (точка є на лінії розширення, коли об'єм надпоршневої порожнини складає 90-100 відсотків від максимального її значення, - рис.2). Тиск продуктів згоряння в надпоршневій порожнині 9 до цього моменту стає менше, ніж тиск повітря p_k перед впускними клапанами 5, 6 і повітря через впускні клапани 5 і 6 надходить у надпоршневую порожнину 9, відтискуючи продукти згоряння до випускних клапанів 7

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

і 8, тиск газів рт за якими близький до атмосферного. Закривають клапани на такті стиску при об'ємі надпоршневої порожнини 40 - 60 відсотків від її максимального значення (точка v на рис.2). Тому що впускні клапани 5 і 6 відкривають і закривають одночасно з випускними 7 і 8, збільшується за рахунок цього тривалість продувки, коли впускні і випускні клапани відкриті при підвищених перепадах тиску на впуску p_k і на випуску p_t , що забезпечує ефективне очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння і її заповнення повітрям при збільшенні ступеня розширення продуктів згоряння в 1,5-2,5 рази по відношенню до ступеня стиску повітря.

1.6 Концепт двигуна Ricardo

Ця концепція бензинових двигунів використовує нові технології згоряння, прискорення, управління та спрацьовування клапанів для автоматичного та безперебійного перемикання між дво- та чотиритактними режимами роботи з метою досягнення значних показників ефективності та економії пального за рахунок значного зменшення розміру.[2]

Концепція двигуна 2/4 SIGHT використовує систему згоряння бензину з прямим вприскуванням, в якій конструкція впускного та випускного каналів, в поєднанні з відповідними змінами подачі наддувного повітря, вприскування палива, запалювання та синхронізації клапанів, дозволяють працювати як у двотактному, так і в чотиритактному режимі. Удосконалена система управління в поєднанні з гнучким спрацьовуванням клапанів дозволяє водію контролювати умови роботи двигуна та координувати роботу системи наддуву, клапанів та обладнання для вприскування палива на рівні кожного циліндра окремо. Це забезпечує плавні переходи між дво- та чотиритактними режимами роботи без переривання крутного моменту як в умовах перехідного, так і постійного крутного моменту.

Прототип дослідницького двигуна базується на 2,1-літровому V6, який у 6-циліндровій конфігурації 2/4SIGHT призначений для забезпечення рівня продуктивності та керованості, рівня 3-4-літрових бензинових двигунів V8.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Результати виконаних розрахунків вказують на те, що прискорення автомобіля, включаючи запуск з відпочинку, можна підтримувати за допомогою 2,0-літрового бензинового двигуна V6 2/4SIGHT, який замінює базову лінійку потужністю 3,5 літра. Це забезпечить економію пального на 27% та зменшить викиди CO_2 в базовій лінії з 260 г/км до 190 г/км.

Примечание [AS1]:

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					МР.8.142.6221м.09		
					Вибір основних параметрів та агрегатів для двигуна		
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						22	
					НУК		

2. Вибір основних параметрів та агрегатів для запропонованого двигуна

2.1 Опис конструкції двигуна прототипу (VW 1.9 TDI)

4-циліндрові дизельні двигуни 1.9 TDI німецька компанія вперше показала в 1996 році, а масове виробництво почалося лише через кілька років і тривало аж до 2010 року. Виділяють два покоління таких моторів: EA180 та EA188, які відрізняє паливна система. У даному проекті за основу було обрано двигун другого покоління з насос-форсунками.

Дизелі з насос-форсунками з'явилися в 1996 році, але почали використовуватись на два роки пізніше. Від попередників серії EA 180 нові двигуни відрізнялися не лише системою упорскування, а й відсутністю проміжного валу. Іншими відмінностями тут служили: вертикально розташований паливний фільтр, привід вакуумного насоса від розподільного валу, вбудований в блок ДВЗ насос системи охолодження.



Рис. 2.1 Двигун VW BXE фото.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Призначений для невеликих та середньорозмірних автомобілів концерну, 1.9 TDI оснащується різними системами упорскування: безпосереднім або насос-форсунками.

Версії 1.9 TDI були створені на базі попередника 1.9 EA180 і є їх розвитком. Тут такий же чавунний блок циліндрів з масляними форсунками, колінчастий вал, поршні нової форми діаметром 79.5 мм та ходом 95.5 мм і оптимізовані під них шатуни.

Головку допрацювали, вона 8-ми клапанна, з одним розподільним валом. Розмір впускних клапанів 36 мм, випускних 31.5 мм, діаметр стрижня клапана 7 мм. Замість розподільчого ТНВД тут встановлені насос-форсунки (нім. Pumpe-Düse, через що цю серію іноді називають PD).

Як і в минулому поколінні, тут розподільний вал обертається за допомогою зубчастого ремня ГРМ з гідронатяжником, але він ширший на 5 мм. Заміна ремня потрібна після кожних 90 тис. км. За старою традицією концерну VW на алюмінієвій головці блоку були гідрокомпенсатори. Також на потужних модифікаціях вже стояли сучасні турбіни зі змінною геометрією.

Застосовано інший впуск та інтеркулер. Тут застосовувалося кілька видів турбін Garrett: GT1749V для слабких версій, GT1749VA для 130-сильних двигунів та GT1749VB для двигунів на 150 кінських сил.

Керує двигуном ЕБУ Bosch EDC 15P.

Залежно від версії, потужність 1.9 TDI може становити 90, 110, 115, 130 та 150 к.с.

Вперше встановили 1.9 TDI на Ауді-80 у 1991 році. Це був не перший TDI на ринку, але саме з ним пов'язана світова популярність дизельних агрегатів концерну VAG.

90-сильна модифікація АНУ з класичним ТНВД та турбіною з перепускним клапаном стала еталонною у своєму класі: розгін до 100 км/год менш ніж за 15 с та паливна витрата на рівні 5,5 л на 100 км шляху. А ще - безпроблемний холодний пуск у версіях із системою прямого упорскування та надійність самої конструкції.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Через нетривалий час після випуску 90-сильної версії АНУ виробник поставив на конвеєр 110-сильний 1.9 TDI під індексом AFN.

Конструктивно він такий же, як АНУ, але в ньому вперше застосували турбіну зі змінною геометрією, що дозволило підвищити крутний момент і потужність. Цей 1,9-літровий турбодизель VAG став найпоширенішим у лінійці.

У 1998 році з'являється третє покоління мотора - 1.9 TDI PD зі зміненою системою впорскування, де форсунки та ТНВД об'єднані в єдиний вузол - насос-форсунку, що дозволило покращити продуктивність і ще більше знизити витрату палива (при зростаючих витратах на експлуатацію агрегату). Цей агрегат отримав внутрішній індекс АНН.

Конструктивно це старий добрий АНУ з турбіною від AFN. В результаті вийшов агрегат з більш високим моментом, що крутить, при тій же потужності.

А потім наприкінці 1999 року виробник змінив позначення двигунів, і AFN став AVG. Щоправда, випуск його продовжився лише рік.

Тому що 2000 року VAG налагодив пілотний випуск версій 1.9 TDI з насос-форсунками замість традиційних ТНВД. Така модернізація дозволила створювати екстремально високий тиск усередині паливної магістралі, що призводить до швидкого ефективного впорскування та підвищує потужність та крутний момент двигуна.

Великою мірою бездоганну репутацію двигуни 1.9 TDI заробили ще на початку 90-х років. Порівняно з конкурентами, 90-сильний німецький дизель із безпосереднім упорскуванням захоплював відмінними характеристиками при низькій витраті палива. При цьому він був невибагливий до сервісу і мав великий запас міцності. За це він одразу ж сподобався тюнерам.

Єдині вагомні недоліки: шумна робота та вібрації - сильніші, ніж у двигунах з непрямым упорскуванням. Версії, близькі до 90-сильного «оригіналу» з розподільним насосом, відносно дешевими і простими форсунками, звичайною турбіною (без геометрії, що змінюється) і без дорогого двомасового маховика збереглися у виробництві до 2009 року. Але останніми роками вони використовувалися лише в небагатьох дешевих моделях.

					MP.8.142.6221m.09	Лист
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За весь час було створено понад десяток варіацій дизельного двигуна. Вони отримали різні кодові позначення. Причому модифікацій турбодизеля більше, ніж варіантів форсування (потужності). І хоча всі зразки мають однаковий робочий об'єм та загальну назву 1.9 TDI, вони можуть суттєво відрізнятися один від одного: починаючи з системи живлення, конструкції турбокомпресора та закінчуючи сплавом, з якого виготовлений блок та головка.

Підсумовуючи приведену вище інформацію можна сказати, що 1.9 TDI - один із найкращих двигунів в історії автомобілебудування: економічний, конструктивно не «перевантажений», ремонтпридатний. У потужних версіях ще й динамічний. Завдяки сукупності цих якостей даний двигун був обраний як прототип у магістерській роботі.

2.2 Визначення необхідних конструктивних втручань для реалізації запропонованого циклу

Для реалізації запропонованого циклу роботи і можливості зміни тактності у конструкцію двигуна VW 1.9 TDI AJM необхідно внести деякі зміни.

Згідно до поставлених умов, здійснене ескізне проектування дизельного двигуна з подовженим розширенням і можливістю змінювати тактність потужністю $N_e = 50 \text{ кВт}$, $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$, що застосовується в якості автомобільного.

В якості двигуна-прототипу був використаний дизельний двигун Volkswagen 1.9TDI AJM (4ЧН 79.5/95.5). Було змінено діаметр поршня, який складає $D_{cyl} = 72 \text{ мм}$ та хід поршня $S_{pist} = 90 \text{ мм}$. Для цього використовується новий поршень і гільза для зміни діаметру циліндру. Двигун прототип має 2 клапани на циліндр, які було замінено на 4х-клапанну модель за допомогою нової головки циліндрів. Діаметр впускного клапана $D_{int.v.} = 24 \text{ мм}$, випускного $D_{exh.v.} = 22,5 \text{ мм}$. Геометрична степінь стиснення складає $\epsilon' = 23,25$ (геометрична степінь стиснення базового двигуна $\epsilon' = 19,5$).

Двигун, що проектується, є рядним чотирициліндровим шістнадцятиклапанним дизельним двигуном працюючим за двотактною схемою з можливістю змінювати її на чотиритактну при часткових навантаженнях. Робочий процес двигуна на двотактному режимі організований з подовженим розши-

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						26
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

рення з використанням наступних фаз газорозподілу: відкриття впускних клапанів - 5° після ВМТ, закриття впускних клапанів - 85° після НМТ; відкриття випускних клапанів - 35° до НМТ, закриття випускних клапанів - 90° після НМТ. Для чотиритактного режиму фази газорозподілу такі: відкриття впускних клапанів - 10° до ВМТ, закриття впускних клапанів - 45° після НМТ; відкриття випускних клапанів - 60° до НМТ, закриття випускних клапанів - 25° після НМТ

При переході на двотактний режим роботи також необхідно враховувати підвищення температури роботи у циліндрі і забезпечити покращене охолодження. Також помітно зростає крутний момент.

При подальших розрахунках і експериментах може знадобитися випускний колектор трохи більшого діаметру для кращого відведення відпрацьованих газів.

2.3 Визначення оптимального типу агрегату наддуву.

Для забезпечення двотактного робочого процесу двигун має бути оснащений механічним компресором для отримання задовільного коефіцієнту продукції.

Для зручності розрахунків у виборі механічного компресору відштовхувались від бази доступних моделей запропонованих у комплексі Blitz-PRO.

Краще всього задовольняв вимогам компресор Eaton M45, характеристика якого приведена нижче.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

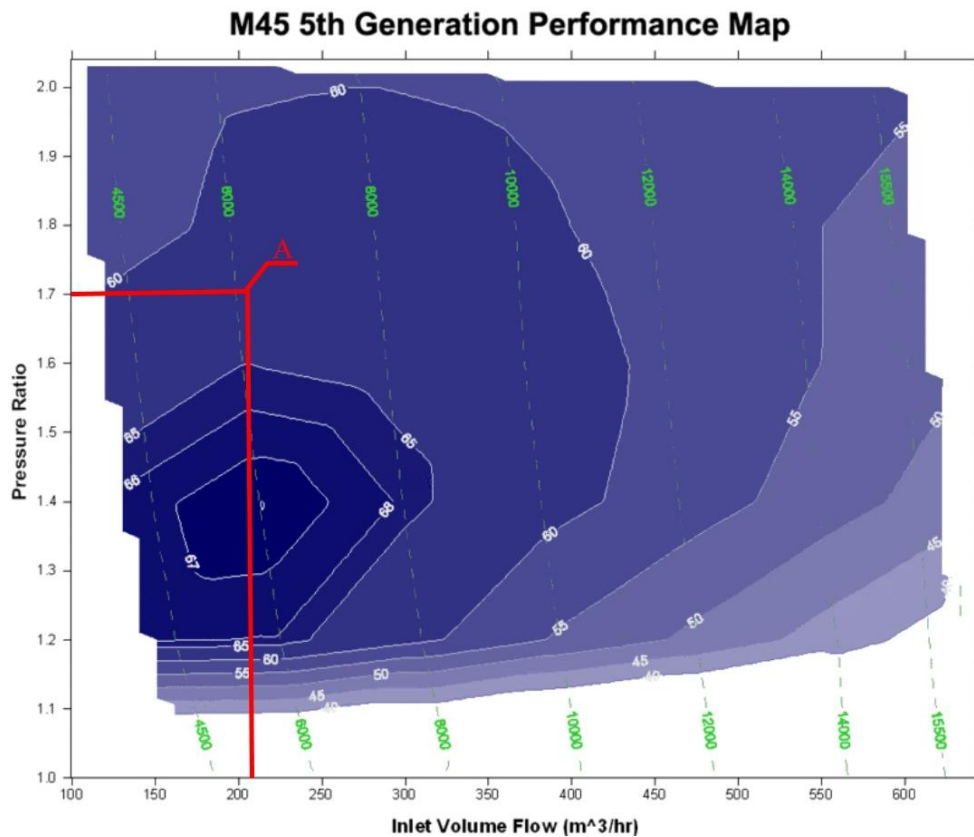


Рис. 3.1 Характеристика компресора Eaton M45

Компресор Eaton M45 - покликано забезпечити додаткову потужність, покращити продуктивність двигуна, при цьому маючи оптимальні габаритні розміри, для встановлення на двигун без додаткових зусиль. Створене та застосовуване інженерами Eaton нововведення – використання чотирилопатевих роторів – дозволяють вирішувати це складне завдання. Eaton M45 забезпечує досягнення високих швидкостей через підвищення теплового ККД у різних робочих діапазонах. Швидкий відгук компресора Eaton максимально швидко дозволить досягти високого крутного моменту, оптимізує продуктивність двигуна.

Eaton M45 відноситься до компресорів з лінійки (Twin Vortices Series). Серія TVS являє собою нагнітач типу Roots, який забезпечує додаткову потужність та кращу економію палива у більш компактній установці, не створюючи при цьому незручності для керування транспортним засобом.

					MP.8.142.6221M.09	Лист
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



Рис. 2.2 Компресор Eaton M45

Запатентована конструкція нагнітача характеризується чотирилопатеви-ми роторами, що забезпечують високу витрату повітря вхідними та вихідними каналами. Ці технічні нововведення значною мірою підвищують тепловий ККД, забезпечують більш високу об'ємну продуктивність і дозволяють досягти більш високих робочих швидкостей. Можливість досягнення коефіцієнта тис-ку наддуву 2,5 та високого теплового коефіцієнта корисної дії (до 75%) у ши-рокому робочому діапазоні дозволяє використовувати двигуни меншого роз-міру, зручні для компонування, які забезпечують більш високу потужність.

Покращені характеристики шуму, вібрації та жорсткості (NVH) скоро-чують загальні системні витрати за рахунок усунення необхідності додаткової роботи, спрямованої на зниження шуму.

Миттєва реакція наддуву і можливість досягнення високого крутного моменту, оптимізують перемикання передач, досягаючи кращої економії пали-ва і продуктивності.

Обраний двигун і агрегат наддуву задовольняють потреби для викорис-тання у якості прототипу завдяки широкій доступності і можливості знайти достатню кількість інформації і матеріалів для заданих цілей.

					MP.8.142.6221M.09	Лист
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					МР.8.142.6221м.			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Порівняння базового та запропонованого термо-динамічних циклів	Літ.	Аркуш	Аркушів
Виконав	Чалий Д.П.						30	
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК		

3. Порівняльне математичне моделювання робочого циклу базового та запропонованого двигуна на номінальному режимі роботи

Метою даного розділу є попереднє порівняння і подальше дослідження можливості виконання бажаних модифікацій двигуна і доцільність цих дій. В першу чергу виконуються порівняння ідеальних циклів з метою оцінити ефективність запропонованого робочого циклу. Якщо попереднє порівняння дає помітну різницю у результатах, то подальші дослідження розгортаються з більшою точністю і кількістю змінних для обширного оцінювання доцільності роботи.

3.1. Порівняння ідеальних термодинамічних циклів.

Для визначення теоретично можливого збільшення індикаторного к.к.д. двигуна при застосуванні подовженого розширення виконаємо порівняння ідеальних циклів Аткинсона та Сабате-Тринклера при максимальному тиску згоряння і тиску кінця стиснення, що відповідають двигуну-прототипу.

Попередні порівняння виконувались у програмі MathCAD і мали за мету порівняти стандартний робочий цикл з подовженим. Для цього було змінено геометричні характеристики діаметру поршня і його ходу для симулювання подовженого ходу. Порівняння виконуються для однакової кількості теплоти, що підводиться до робочого тіла та при однаковій дійсній степені стиснення.

Розрізняється лише степінь попереднього стиснення, яка в циклі Сабате-Тринклера дорівнює $p' = 1.0$, а у циклі Аткинсона $p' = 1.48$.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вихідні данні

1. Питома ефективна витрата пального, г/(кВт*г)	$b_b := 200$
2. Ефективна потужність реального двигуна, кВт	$P_b := 50$
3. Частота обертання колінчастого валу, об/хв	$n_{crank} := 3000$
4. Хід поршня, мм	$S_{pist} := 90$
5. Діаметр циліндру, мм	$D_{cyl} := 72$
6. Кількість циліндрів	$i_{cyl} := 4$
7. Дійсна степінь стиснення	$\epsilon := 16$
8. Показник адіабати робочого тіла	$k := 1.36$
9. Коефіцієнт тактності	$\chi := 1$
10. Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_1 := 42700$
11. Максимальний тиск згоряння палива, МПа	$p_z := 16$
12. Тиск робочого тіла в точці а, МПа	$p_a := 0.2$
13. Температура робочого тіла в точці а, К	$T_a := 320$
14. Температура, при якій починається розрахунок ентропії, К	$T_0 := 273$
15. Тиск, при якому починається розрахунок ентропії, кПа	$p_0 := 0.1013$

Рис 3.1 Вихідні данні для розрахунку ідеальних циклів

Результати розрахунків наведені нижче у вигляді порівняльних діаграм p-V, T-V, T-S для зручності сприйняття і оцінки.

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

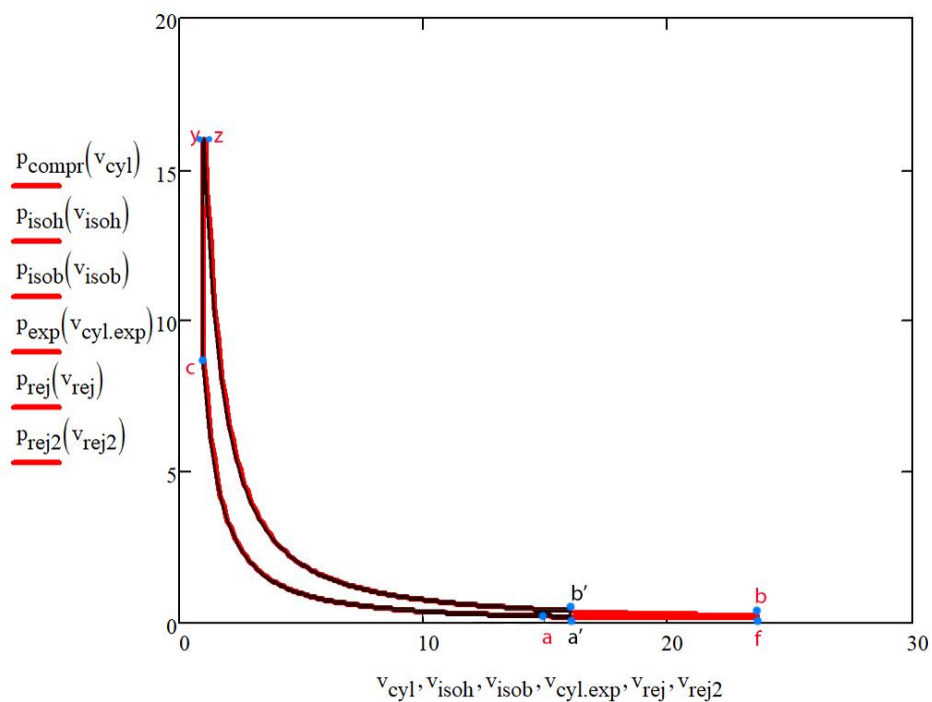


Рис. 3.2 p-V діаграма

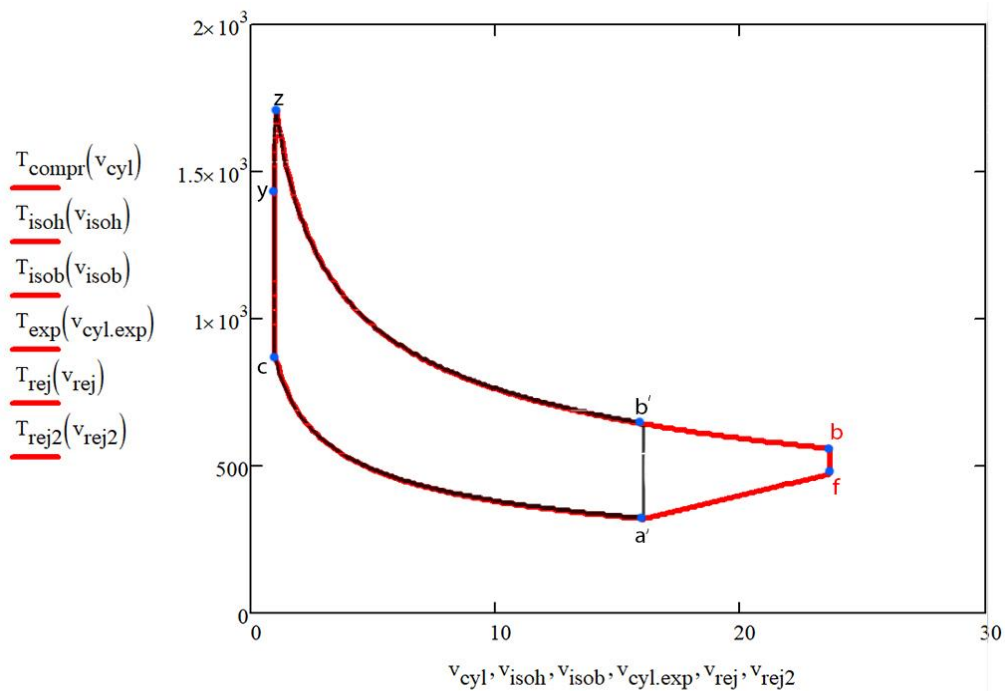


Рис. 3.3 T-V діаграма

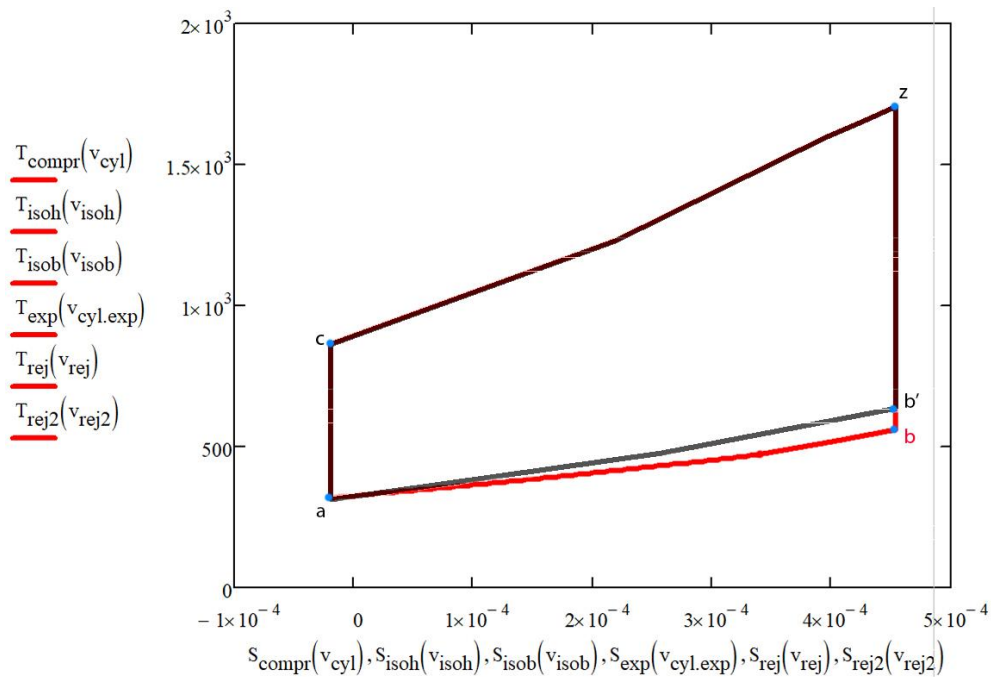


Рис. 3.4 T-S діаграма

На показаних рисунках чорні діаграми показують цикл Сабате-Тринклера, червоні – цикл Аткинсона; точки з позначкою ['] відносяться до циклу Сабате-Тринклера.

На кожному графіку присутнє помітне збільшення робочої області. На P-V діаграмі (рис. 2.1) завдяки подовженому розширенню з'являється додаткова область на процесі газообміну, завдяки більш повній продувці. На T-V діаграмі помітно найбільший зріст площі, яка показує виконану у процесі роботи. Цей показник досягається шляхом збільшення ступеня розширення продуктів згоряння в надпоршневій порожнині, внаслідок зміни фаз відкриття і закриття впускних і випускних клапанів. На T-S діаграмі різниця утворена, в основному, завдяки більшій максимальній температурі згоряння.

Згідно до розрахунків, використання циклу Аткинсона при даних умовах порівняння дозволяє підвищити к.к.д. циклу з 63.1 до 66.4 %, тобто відносне збільшення к.к.д. становило 1.05, що дозволяє сподіватися на відповідне збільшення ефективності реального двигуна.

3.2 Визначення конструктивних параметрів двигуна, що реалізує запропонований цикл

Для реалізації запропонованого циклу роботи і можливості зміни тактності у конструкцію двигуна VW 1.9 TDI AJM були внесені деякі зміни.

Двигун прототип як основу має чавунний блок, кований колінчастий вал з ходом 95.5 мм та поршнями діаметром 79.5 мм, що дає можливість отримати 1.9 літра об'єму, ремінний привід ГРМ, алюмінієву одновальну 8-клапанну головку з форкамерами, оснащену гідрокомпенсаторами. Двигун оснащувався наддувом фірми Garrett у вигляді всіх різновидів турбіни GT1749V, і компанії КKK: наприклад K03 чи BV39A. Особливістю модифікації AJM була зовсім інша паливна система з насос-форсунками. Також оновлений силовий агрегат позбавився застарілого проміжного валу: вакуумний насос тут обертається розподільним валом, а маслонасос окремим ланцюгом від колінвалу.

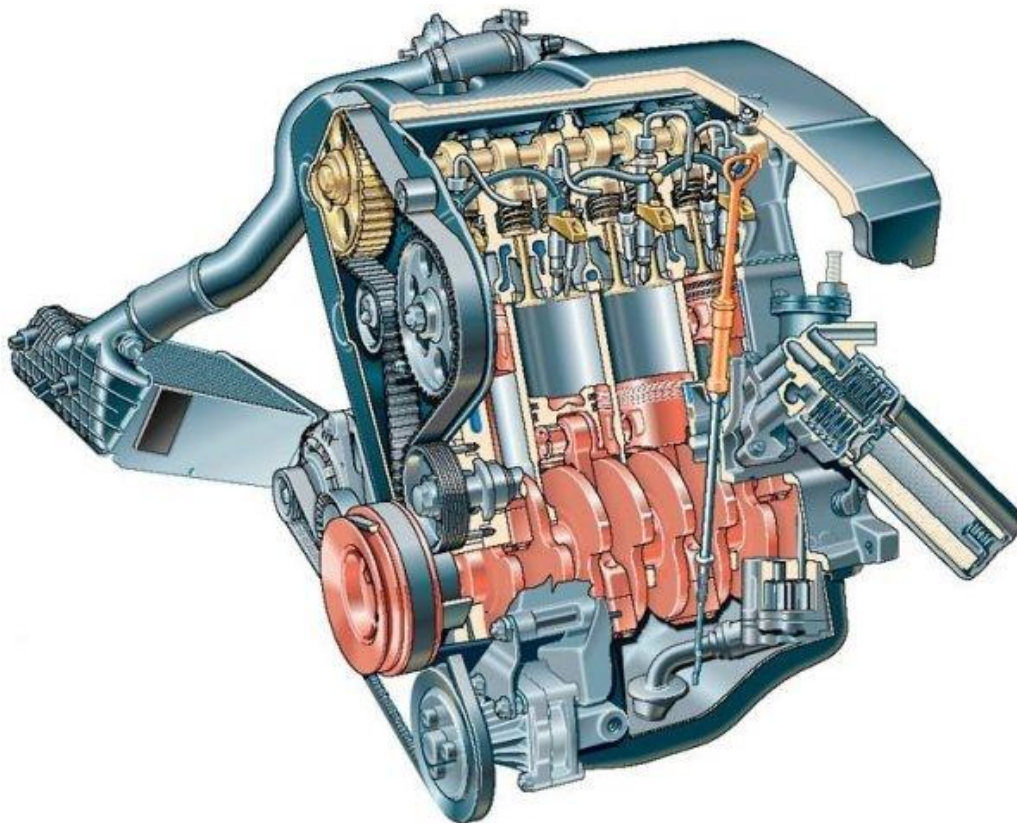


Рис. 3.5 Двигун VW 1.9 TDI

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Діаметр впускних клапанів був 36 мм, випускних 31 мм, а діаметр ніжки клапана 8 мм.

Згідно до поставлених умов необхідно було змодельовати нову голівку блока циліндрів для реалізації 16-клапанної версії двигуна і розташування у голівці електромагнітного механізму зміни тактності запропонованого компанії Ricardo.

Також до особливостей конструкції можна віднести той факт, що газообмін у змодельованій голівці повинен відбуватися з вертикальним впускним каналом. У зв'язку з цим такі компоненти двигуна як повітряний ресивер і впускний колектор мають дещо інше положення.

Було змінено хід поршня, який складає $S_{pist} = 90$ мм і діаметр циліндра який складає $D_{cyl} = 72$ мм за допомогою гільзи. Двигун має 4х-клапанну модель за допомогою нової головки циліндрів. Діаметр впускного клапана $D_{int.v.} = 24$ мм, випускного $D_{exh.v.} = 22,5$ мм. Геометрична степінь стиснення складає $\epsilon' = 23,25$ (геометрична степінь стиснення базового двигуна $\epsilon' = 19,5$). Степінь підвищення тиску, забезпечена компресором Eaton M45 дорівнює $P_k = 2.05$.

Двигун, що проектується, є рядним чотирициліндровим шістнадцятиклапанним дизельним двигуном працюючим за двотактною схемою з можливістю змінювати її на чотиритактну при часткових навантаженнях. Робочий процес двигуна на двотактному режимі організований з подовженим розширення з використанням наступних фаз газорозподілу: відкриття впускних клапанів - 5° після ВМТ, закриття впускних клапанів - 85° після НМТ; відкриття випускних клапанів - 35° до НМТ, закриття випускних клапанів - 90° після НМТ. Для чотиритактного режиму фази газорозподілу такі: відкриття впускних клапанів - 10° до ВМТ, закриття впускних клапанів - 45° після НМТ; відкриття випускних клапанів - 60° до НМТ, закриття випускних клапанів - 25° після НМТ

При переході на двотактний режим роботи також необхідно враховувати підвищення температури роботи у циліндрі і забезпечити покращене охолодження. Також помітно зростає крутний момент.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Інші конструктивні параметри двигуна дорівнюють стандартним параметрам двигуна VW 1.9 TDI AJM.

3.3 Розрахунок номінального робочого циклу у комплексі Blitz-PRO

Blitz-PRO пропонує виконання синтезу робочого процесу ДВЗ різних типів та конфігурацій. Проте для будь-якого типу ДВЗ загальний принцип лишається однаковим: двигун поділяється на низку відкритих термодинамічних систем (OTS), що взаємодіють одна з одною шляхом теплового та масового обміну.

Рис. 3.3.1 ілюструє поділ загальної термодинамічної системи “Двигун” на низку взаємодіючих відкритих термодинамічних систем на прикладі двигуна з регульованим двоступінчастим наддувом. Зрозуміло, що такий поділ на системи відрізняється для двигунів різного типу (двотактні, чотиритактні), різною конфігурацією системи наддуву, тощо.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

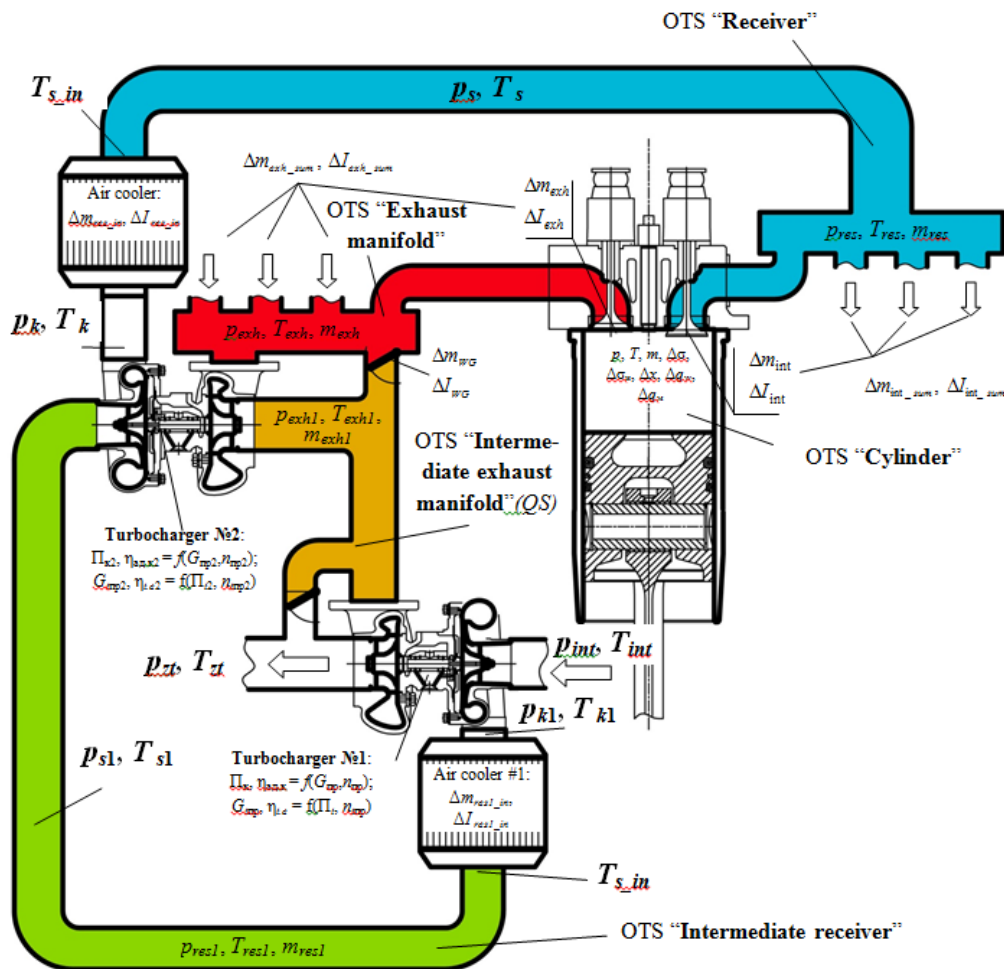


Рис. 3.3.1. Приклад розділення двигуна на взаємодіючі відкриті термодинамічні системи для випадку ДВЗ з системою регульованого двоступінчастого наддуву.

Для відкритих термодинамічних систем застосовується універсальна система рівнянь. Ці рівняння базуються на першому законі термодинаміки при уявленні однаковості параметрів робочого тіла в будь-якій точці системи (0D уявлення), законі стану робочого тіла та масового балансу. Розглянемо відкрити термодинамічну систему на прикладі циліндра двигуна (Рис. 3.3.2). Напишемо перший закон термодинаміки у вигляді:

$$\left(\frac{dI_{fuel}}{d\phi} + \sum_1^n \frac{dI_j}{d\phi} \right) + \frac{\delta Q_{comb}}{d\phi} + \sum_1^n \frac{\delta Q_{wall,i}}{d\phi} = c_{vm} T \left(\sum_1^n \frac{dm_j}{d\phi} + \frac{dm_{fuel}}{d\phi} \right) + c_v m \frac{dT}{d\phi} + m T \frac{d(c_v)_T}{d\phi} + p \frac{dV}{d\phi},$$

де $dI_{fuel}/d\phi$, $dI_j/d\phi$ – ентальпія в переході внаслідок випаровування палива та масового обміну, $\delta Q_{comb}/d\phi$ – швидкість виділення теплоти внаслідок вигорян-

ня палива, $\delta Q_{wall,i}/d\varphi$ – швидкість відведення теплоти внаслідок теплообміну зі стінками циліндру, $dm_{fuel}/d\varphi$, $dm_j/d\varphi$ – миттєва витрата палива та робочого тіла, n_1 – кількість взаємодіючих систем, що приймають участь в масовому обміні, n_2 – кількість теплообмінних поверхонь, p , T , V , m – тиск, температура, об'єм та маса суміші газів в OTS, c_v , c_{vm} – дійсна та середня ізохорна масова теплоємність робочого тіла.

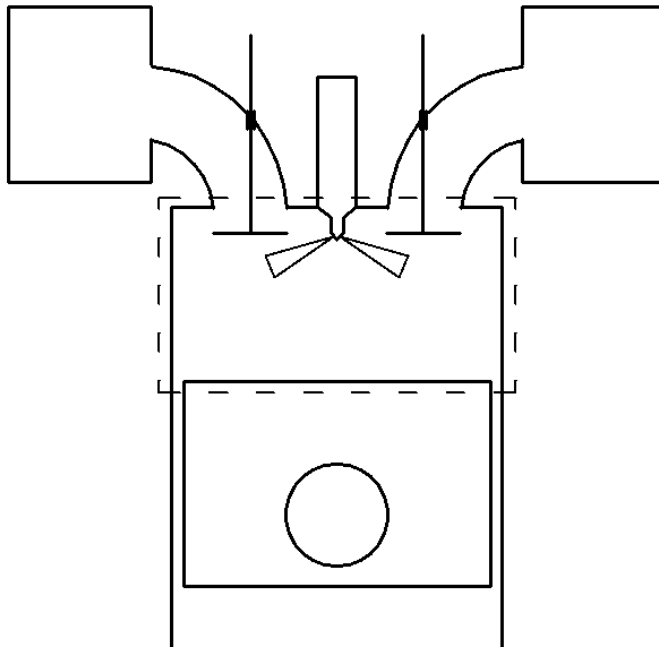


Рис. 3.3.2. Приклад відкритої термодинамічної системи.

Перший закон термодинаміки доповнюється законом масового балансу та рівнянням стану реального газу:

$$dm = \sum_1^{n_1} dm_j + dm_{fuel} ;$$

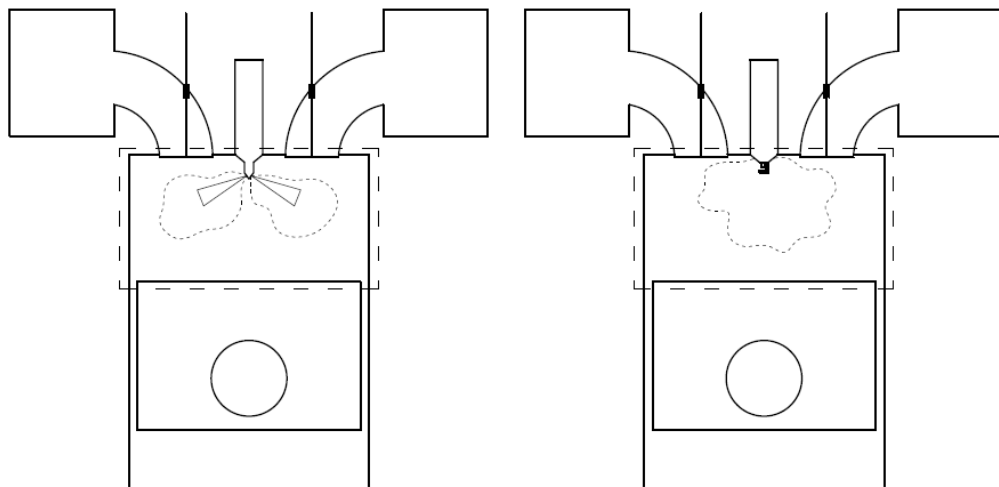
$$pV = Z \frac{m}{\mu} RT ,$$

де Z коефіцієнт стиснення, що розраховується за рівнянням Бертло:

$$Z = 1 + \frac{9}{128} \frac{\pi}{\theta} \left(1 - \frac{6}{\theta^2} \right) ,$$

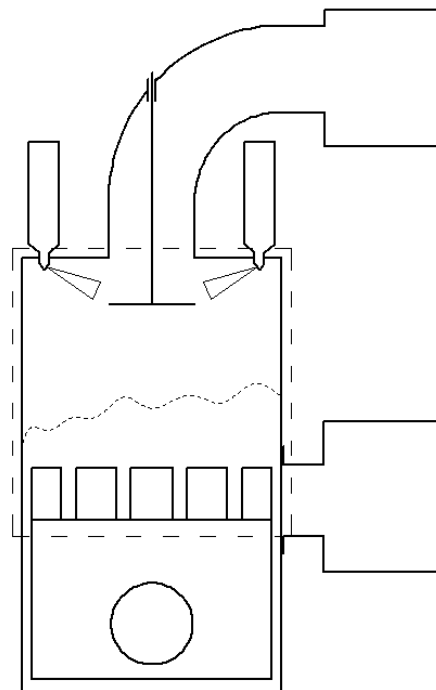
де $\pi = p/p_{crit}$ – відношення тиску до критичного, $\theta = T/T_{crit}$ – відношення температури до критичної (Таблиця 3.3.1).

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

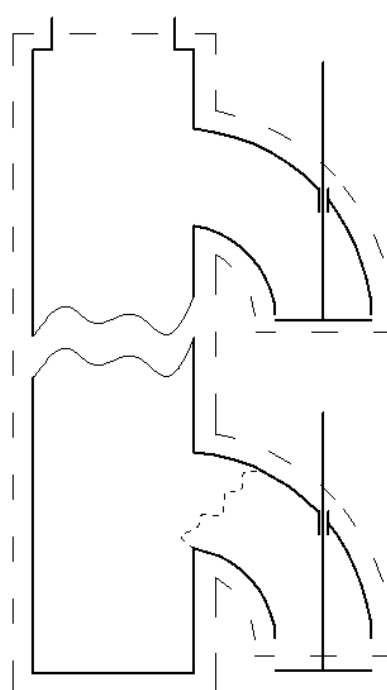


a)

b)



c)



d)

Рис. 1.2.3. Застосування двозонної моделі для процесу згоряння в двигуні з запаленням від стиску (a) та двигуні з іскровим запаленням (b), продувки в двотактних двигунів (c) та забросі продуктів згоряння у впускний ресивер (d).

I – зона продуктів згоряння, II – зона свіжого заряду

						Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	MP.8.142.6221м.09	

Таблиця 3.3.1

Параметри газів в критичній точці, що використовуються в рівнянні Берто

Gas	p_{crit} , МПа	T_{crit} , К
N ₂	3.39	126.05
O ₂	5.04	154.35
H ₂	1.3	33.25
CO	3.5	134.15
CO ₂	7.35	304.15
H ₂ O	22.13	647.35
CH ₄	4.626	190.77
C ₃ H ₈	4.32	370
CH ₃ OH	8.103	512.65
C ₂ H ₅ OH	6.3	514.15
Air	3.77	132.45
Petrol	1.633	570.3
Diesel oil	1.63	733

Теплоємність газової суміші розраховується за законом Дальтона, в той час як теплоємності кожного компонента задаються поліноміальними рівняннями (кДж/(кмоль·К)):

Повітря: $c_{vm} = 5,52411 \cdot 10^{-19} T^6 - 5,726799 \cdot 10^{-15} T^5 + 2,375597 \cdot 10^{-11} T^4 - 4,951694 \cdot 10^{-8} T^3 + 5,1761 \cdot 10^{-5} T^2 - 1,9099 \cdot 10^{-2} T + 23,005$, $R^2=0,99999$;

CO₂: $c_{vm} = -3,5902 \cdot 10^{-19} T^6 + 4,11717 \cdot 10^{-15} T^5 - 1,9643 \cdot 10^{-11} T^4 + 5,14242 \cdot 10^{-8} T^3 - 8,2174 \cdot 10^{-5} T^2 + 8,2126 \cdot 10^{-2} T + 10,333$, $R^2=1,0$;

CO: $c_{vm} = 6,66905 \cdot 10^{-19} T^6 - 6,87834 \cdot 10^{-15} T^5 + 2,838962 \cdot 10^{-11} T^4 - 5,892362 \cdot 10^{-8} T^3 + 6,15177 \cdot 10^{-5} T^2 - 2,36488 \cdot 10^{-2} T + 23,739$, $R^2=0,99998$;

H₂: $c_{vm} = -9,269363 \cdot 10^{-19} T^6 + 8,875943 \cdot 10^{-15} T^5 - 3,321498 \cdot 10^{-11} T^4 + 6,043425 \cdot 10^{-8} T^3 - 5,368376 \cdot 10^{-5} T^2 + 2,34933 \cdot 10^{-2} T + 16,878$, $R^2=0,99981$;

N₂: $c_{vm} = 4,062159 \cdot 10^{-19} T^6 - 4,487468 \cdot 10^{-15} T^5 + 1,993208 \cdot 10^{-11} T^4 - 4,470124 \cdot 10^{-8} T^3 + 5,053716 \cdot 10^{-5} T^2 - 2,08783 \cdot 10^{-2} T + 23,56$, $R^2=0,99999$;

H₂O: $c_{vm} = -4,897476 \cdot 10^{-20} T^6 + 3,447949 \cdot 10^{-17} T^5 + 2,656956 \cdot 10^{-12} T^4 - 1,366663 \cdot 10^{-8} T^3 + 2,443866 \cdot 10^{-5} T^2 - 5,50647 \cdot 10^{-3} T + 25,104$, $R^2=0,99999$;

					МР.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

$\underline{Q}_2: c_{vm} = 1,211498 \cdot 10^{-18} T^6 - 1,142445 \cdot 10^{-14} T^5 + 4,197528 \cdot 10^{-11} T^4 - 7,461907 \cdot 10^{-8} T^3 + 6,280219 \cdot 10^{-5} T^2 - 1,49757 \cdot 10^{-2} T + 21,623, R^2=0,99984,$
де R^2 – коефіцієнт кореляції.

Базовим рішенням для всіх відкритих термодинамічних систем є однозонна модель, яка полягає в представленні всього об'єму системи заповненим гомогенною сумішшю газів. Проте в декількох випадків однозонна модель не дозволяє отримати задовільної точності, що зумовлює необхідність використання двозонних моделей, а саме (Рис. 3.3.3):

1. Під час процесу згоряння використання двозонної моделі дозволяє визначити окремо температуру в зоні свіжого заряду та продуктів згоряння, що забезпечує можливість коректного розрахунку утворення окислів азоту NO_x та оксиду карбону CO (а, b на Рис. 3.3.3).

2. Під час процесу продувки в двотактних двигунах для коректного розрахунку процесів газообміну s (с на Рис. 3.3.3).

3. Для урахування зворотного току продуктів згоряння з циліндру до впускного ресиверу на деяких ділянках процесу газообміну (d на Рис. 3.3.3).

При використанні двозонної моделі термодинамічна система умовно поділяється на дві взаємодіючі термодинамічні системи, розділені умовною рухомою границею. Загальний принцип розрахунку полягає в уявленні про однаковість тиску в кожній зоні, в той час як склад робочого тіла та його температура в кожній зоні різні. Базовим рівнянням є рівняння першого закону термодинаміки:

$$\left\{ \begin{aligned} & \left(\frac{dI_{fuel}}{d\varphi} + \sum_1^{n_1} \frac{dI_j^I}{d\varphi} + \frac{dI_{I-II}}{d\varphi} \right) + \frac{\delta Q_{comb}}{d\varphi} + \sum_1^{n_2} \frac{\delta Q_{wall,i}^I}{d\varphi} + \frac{\delta Q_{I-II}}{d\varphi} = \\ & = c_{pm}^I T^I \left(\sum_1^{n_1} \frac{dm_j^I}{d\varphi} + \frac{dm_{fuel}}{d\varphi} \right) + c_p^I m^I \frac{dT^I}{d\varphi} + m^I T^I \frac{d(c_v)_T^I}{d\varphi} + V^I \frac{dp}{d\varphi}; \\ & \left(\sum_1^{n_3} \frac{dI_j^{II}}{d\varphi} - \frac{dI_{I-II}}{d\varphi} \right) + \sum_1^{n_4} \frac{\delta Q_{wall,i}^{II}}{d\varphi} - \frac{\delta Q_{I-II}}{d\varphi} = \\ & = c_{pm}^{II} T^{II} \sum_1^{n_3} \frac{dm_j^{II}}{d\varphi} + c_p^{II} m^{II} \frac{dT^{II}}{d\varphi} + m^{II} T^{II} \frac{d(c_v)_T^{II}}{d\varphi} + V^{II} \frac{dp}{d\varphi}, \end{aligned} \right.$$

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де індекс “І” відноситься до зони продуктів згоряння, а індекс “ІІ” – до зони свіжого заряду, $\delta Q_{I-II}/d\varphi$ – теплообмін крізь роздільну поверхню між зонами, $dI_{I-II}/d\varphi$ – ентальпія в переході від одної зони до іншої.

Наведені рівняння використовуються сумісно з системою рівнянь для однозонної моделі, яка наведена вище і дозволяє визначити тиск в системі на наступному часовому шарі.

Масовий обмін між взаємодіючими термодинамічними системами розраховується з використанням традиційного квазістатичного методу в поєднанні з методикою професора Орліна для урахування нестационарних ефектів.

Рівняння квазі-стаціонарного підходу для визначення швидкості в мінімальному перетині w_{static} в каналі, що поєднує систему з вищим тиском “1” на нижчим тиском “2” наступні:

$$w_{static} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k_1}{k_1-1} R_{\mu} T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right]}, & \text{if } \frac{p_1}{p_2} < \left(\frac{2}{k_1+1} \right)^{\left(\frac{k_1}{1-k_1} \right)}; \\ \sqrt{\frac{2k_1}{k_1+1} R_{\mu} T_1^*}, & \text{if } \frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{2}{k_1+1} \right)^{\left(\frac{k_1}{1-k_1} \right)}, \end{cases}$$

де k_1 – показник адіабати, “*” – відноситься до параметрів гальмування.

Для урахування нестационарних явищ використовується рівняння збереження імпульсу для одновимірного потоку:

$$w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial t} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}$$

Це рівняння перетворене згідно з методикою Орліна [1] та дозволяє визначити прискорення газового потоку:

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{w_{static} \cdot |w_{static}| - w \cdot |w|}{2L},$$

де L – “активна” довжина патрубку.

Активна довжина каналу задається користувачем для впускних та випускних каналів циліндра, проте для багатьох інших випадків (проточні частини турбіни, компресора, охолоджувача повітря, тощо) визначається автоматично (як правило відносно до еквівалентного діаметра каналу).

Миттєва витрата розраховується наступним чином:

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\frac{dm}{dt} = \mu A_w \frac{p_2}{R_\mu T_1^*} \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{1-k_1}{k_1}},$$

де μA – мінімальний ефективний перетин каналу, μ – коефіцієнт витрати.

Розрахунки процесу тепловіддачі базуються на рівнянні Ньютона для квазістаціонарного уявлення про характер теплообміну, згідно з яким температура гарячої та охолоджуваної поверхні стінки приймається постійною за робочий цикл і рівною середньому значенню за цикл.

Виділення теплоти при згоряння палива розраховується з використанням рівнянь Вібе для двигунів з іскровим запаленням та за рівняннями Вібе або Разлейцева для двигунів з запаленням від стиску. Процес згоряння в двопаливних двигунах розраховується з використанням комбінованої моделі: згоряння запального палива розраховується за методикою Разлейцева, в той час як згоряння основного палива – за рівняннями Вібе.

Розрахунок перехідних процесів базується на послідовному (цикл за циклом) розрахунку робочого процесу двигуна. Динаміка двигуна та турбокомпресора описується наступними рівняннями:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{60}{J_{rot}} \frac{P_e - P_{load}}{\left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n},$$

$$\frac{dn_{TC}}{dt} = \frac{60}{J_{TC}} \frac{P_{turb} - P_{compr}}{\left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n_{TC}},$$

де n , n_{TC} – частота обертання колінчастого валу та ротору турбокомпресора, P_e , P_{load} , P_{turb} , P_{compr} – ефективна потужність двигуна, потужність навантаження, потужність турбіни та потужність компресора відповідно, J_{rot} , J_{TC} – приведений момент інерції двигуна, користувача енергії, віднесений до частоти обертання колінчастого валу та момент інерції ротора турбокомпресора.

Карти впорскування палива та особливості розрахунку процесу згоряння задаються Користувачем шляхом завантаження спеціальним чином підготовлених *.csv файлів.

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для розрахунків у комплексі Biltz-PRO було задано велику кількість параметрів, описуючих роботу двигуна. Шляхом спроб з підбору і перерахунків були визначені оптимальні параметри для роботи запропонованого двигуна. Ці параметри для двотактного режиму зі зміненими фазами газорозподілу приведені нижче.

Таблиця 3.1

Визначення базових вихідних даних

ENGINE MARK:	4L 90/72		
IGNITION TYPE:	Compression-ignition		
CYCLE TYPE:	Two-stroke		
SOLVE TYPE:	Brake power		

Parameter	Data	Units	Caption
P_b	50	kW	Brake power
n_{crank}	3000	rpm	Crankshaft speed
Π_k	1.7	-	1 stage pressure increase ratio
$\varphi_{start.inj}$	2.5	deg.	First-stage injection timing
φ_{inj}	20	deg.	First-stage injection duration
$\Psi_{r.burned}$	10	%	Relative volume of burned gases

Crank	Opposite pistons	Conrod free	Other	Mechanism of main motion
-------	------------------	-------------	-------	--------------------------

Parameter	Data	Units	Caption
D_{cyl}	72	mm	Cylinder bore
S_{pist}	90	mm	Piston stroke
i_{cyl}	4	-	Number of cylinders
ϵ	23.25	-	Geometrical compression ratio
μF_{leak}		mm ²	Piston&Rings equivalent leakage area
λ_{crank}	0.333	-	Crank ratio ratio between crank radius and connection rod length
k_{pist}	0.054	-	Relative eccentricity of the crank ratio between piston pin eccentricity and crank radius
m_{osc}		kg	Total oscillating mass check the value of the oscillating mass, referred to the piston surface [low-speed: 2500...6000, medium-speed: 1000...3000, high-speed: 200...700], kg/m ² : NaN
m_{rot}		kg	Total rotational mass check the value of the rotational mass, referred to the piston surface [low-speed: 7000...12000, medium-speed: 1500...2500, high-speed: 300...1200], kg/m ² : NaN

Продовж. таблиці 3.1

Parameter	Data	Units	Caption
a_{fr}	70	kPa	Friction factor for static friction 60...90 for diesel engines
b_{fr}	4	kPa/MPa	Friction factor for cylinder pressure load 4...6 for diesel engines
c_{fr}	40	kPa/rpm	Friction factor for engine speed 35...55 for diesel engines
INCYLINDER HEAT TRANSFER			
A	128	-	Multiplier 60...100 - for low-speed diesels, 90...130 - for medium-speed diesels, 100...150 - for high-speed diesels, 120...220 - for spark-ignition engines
C_1	6.18	-	Factor for gas-exchange processes $6.18 + c_r / c_m$
C'_1	2.28	-	Factor for indicated processes $2.28 + c_r / c_m$
C_2	3.44	-	Factor for combustion process 3.44 for direct fuel injection, 6.22 for indirect fuel injection
Heat distribution			
$a_{fr,w}$	0.75	-	Share of friction heat transferred to the cooling water (air)
$a_{fr,oil}$	0.25	-	Share of friction heat transferred to the oil
HEAT TRANSFER INTO CYLINDER WALLS			
δ_{lin}	5	mm	Cylinder liner wall average thickness
δ_{pist}	6	mm	Cylinder piston wall average thickness
δ_{head}	9	mm	Cylinder head wall average thickness
λ_{lin}	35	W/(m ² K)	Cylinder liner wall heat conductivity coefficient =140...170 for aluminium; =30...55 for steel and cast iron
λ_{pist}	150	W/(m ² K)	Piston wall heat conductivity coefficient =140...170 for aluminium; =30...55 for steel and cast iron
λ_{head}	150	W/(m ² K)	Cylinder head wall heat conductivity coefficient =140...170 for aluminium; =30...55 for steel and cast iron
R_{lin}	0.3	m ² K/kW	Cylinder liner deposits coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$
R_{pist}	0.3	m ² K/kW	Piston deposits or soot coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$
R_{head}	0.3	m ² K/kW	Cylinder head deposits coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$
α_{lin}	4	kW/(m ² K)	Heat transfer coefficient from cylinder liner wall to the cooling metter
☐ Piston with oil cooling			
α_{pist}	0.8	kW/(m ² K)	Heat transfer coefficient from piston wall to the cooling metter
α_{head}	4	kW/(m ² K)	Heat transfer coefficient from head wall to the cooling metter
$T_{w,lin}$	343	K	Temperature of the cooling metter at the cylinder liner inlet
$T_{w,pist}$	363	K	Temperature of cooling metter at the piston inlet
$T_{w,head}$	346	K	Temperature of cooling metter at the cylinder head inlet
INTAKE MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Intake manifold heating from exhaust			
a_{int}	0.01	-	Coefficient 0...0.1
b_{int}	5	K	Heating from engine 5...50
C_{int}	1	-	Correction factor 0.2...1.2
EXHAUST MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Exhaust manifold with water cooling			
$\delta_{exh,wall}$	4	mm	Exhaust manifold wall thickness
δ_{ins}	1	mm	Insulation thickness
λ_{exh}	35	W/(m ² K)	Heat conductivity for exhaust manifold walls =140...170 for aluminium; =30...55 for steel and cast iron
λ_{ins}	5	W/(m ² K)	Insulation heat conductivity coefficient =0.015...0.035 for asbestic insulation
C_{ext}	0.35	-	Correction factor for heat transfer coefficient from gases to manifolds wall =0.2...1.2
$R_{wall,exh}$	4	m ² K/kW	Exhaust manifold deposits and soot coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$
$\alpha_{w,exh}$	0.05	kW/(m ² K)	Heat transfer coefficient from exhaust manifold external wall to the cooling metter
$T_{w,exh}$	313	K	Temperature of the cooling metter for exhaust manifold

						Лист
						46
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	MP.8.142.6221м.09	

Продовж. таблиці 3.1

Valves		Ports		INTAKE	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{int.v.}$	24	mm	Diameter of the valve head		
$d_{int.s}$	20	mm	Inner seat diameter		
$d_{int.v.f}$	20	mm	Inner seat face diameter		
$d_{int.v.sp}$	4.5	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{int.v.}$	2	mm	Number of valves		
$b_{int.v}$	2.5	mm	Seat face length		
$h_{int.v}$	6	mm	Valve maximum lift		
			predicted reasonable valve lift, mm: 5.824		
$\alpha_{int.v.s}$	45	deg	Valve seat angle		
$\mu_{int.v}$	0.714	-	Minimal value of the discharge coefficient		
			Recommended value: 0.714		
Calculate		Load		INTAKE VALVE TIMING	
Φ_{IVO}	-5	deg	Intake valve opening before crank BDC		
			20...40 deg.		
Φ_{IVC}	85	deg	Intake valve closing after crank BDC		
			20...60 deg.		
$\Phi_{i.o.t}$	30	deg	Duration of the intake valve opening		
			60...110 deg.		
$\Phi_{i.c.t}$	30	deg	Duration of the intake valve closing		
			60...110 deg.		
Valves		Ports		EXHAUST	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{exh.v.}$	22.5	mm	Diameter of the valve head		
$d_{exh.s}$	19	mm	Inner seat diameter		
$d_{exh.v.f}$	19	mm	Inner seat face diameter		
$d_{exh.v.sp.}$	4	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{exh.v.}$	2	mm	Number of valves		
$b_{exh.v}$	2	mm	Seat face length		
$h_{exh.v}$	6	mm	Valve maximum lift		
			predicted reasonable valve lift, mm: 5.520		
$\alpha_{exh.v.s}$	45	deg	Valve seat angle		
$\mu_{exh.v}$	0.626	-	Minimal value of the discharge coefficient		
			Recommended value: 0.626		
Calculate		Load		EXHAUST VALVE TIMING	
Φ_{EVO}	35	deg	Exhaust valve opening before crank BDC		
			45...90 deg.		
Φ_{EVC}	90	deg	Exhaust valve closing after crank BDC		
			20...60 deg.		
$\Phi_{e.o.t}$	40	deg	Duration of the exhaust valve opening		
			60...110 deg.		
$\Phi_{e.c.t}$	40	deg	Duration of the exhaust valve closing		
			60...110 deg.		

					MP.8.142.6221M.09	Лист
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

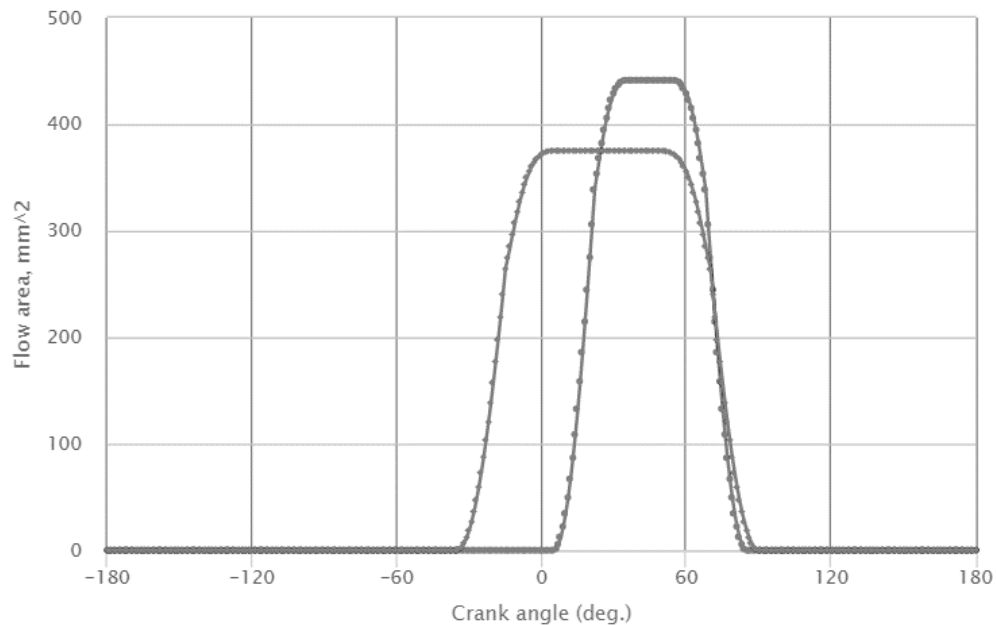
Продовж. таблиці 3.1

Intake area diagram

Intake area
Exhaust area

Intake&Exhauste gas exchange areas

note: 0 c.a.d. is bottom-dead center



Single Double Triple

FUEL INJECTION TIMING

Parameter	Data	Units	Caption
☐ Use control maps to set fuel injection dynamically (see "General settings" @ Transient datasheet)			
$\Phi_{start, inj}$	2.5	deg	First-stage injection timing (CAD before crank TDC)
Φ_{inj}	20	deg	Duration of the first-stage (single) injection

Diesel oil

FUEL PROPERTIES

Parameter	Data	Units	Caption
Q_l	42800	kJ/kg	Net calorific value of fuel
E_a	21500	kJ/kmol	Activation energy of the fuel 21500...25000
ON		-	Octane number 0...120
CN	50	-	Cetane number 0...100

Mass composition of the fuel

g_C	0.873	-	The carbon mass share in the fuel
g_H	0.127	-	The hydrogen mass share in the fuel
g_O		-	The oxygen mass share in the fuel
g_S		-	The sulfur mass share in the fuel

					Лист
					48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	

MP.8.142.6221M.09

Продовж. таблиці 3.1

Physical parameters of the fuel

ρ_{fuel}	836	kg/m ³	Fuel density at the temperature of 20 °C, then is corrected by: $\rho_{fuel, inj} = \rho_{fuel} \cdot 0.7 (t_{fuel} - 20)$
μ_{fuel}	0.001	Pa*s	Dynamic viscosity of the fuel at the temperature of injection
σ_{fuel}	0.02	N/m	The surface tension of fuel at the temperature of injection
$\mu_{mass, fuel}$	230	kg/kmol	The molar mass of fuel
t_{fuel}	55	°C	Fuel temperature at injector nozzle

Calculate

Load

FUEL INJECTION DIAGRAM

Parameter	Data	Units	Caption
a_{inj}	4	-	Constants for equations of two approximation curves, sum of which gives diagrams of relative fuel injection $\sigma = \sigma(\varphi)$, and relative fuel injection speed $d\sigma/d\tau = d\sigma/d\tau(\varphi)$: $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_1 + \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_2$ $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left[a \cdot \left(\overline{\varphi}^{m_1-1} - b \overline{\varphi}^{m_2-1} \right) \right]_0^{\overline{\varphi} = \Phi_{inj,1}} + c \cdot \left(\overline{\varphi}^{m_3-1} - \overline{\varphi}^{m_4-1} \right)$
b_{inj}	1.125	-	
$m_{inj,1}$	1.5	-	
$m_{inj,2}$	1.665	-	
$m_{inj,3}$	6	-	
$m_{inj,4}$	1.5	-	
$\Phi_{inj,1}$	0.48	-	Relative angle of the intersection of the first parabolic curve and abscissa axis

Injector nozzle parameters

$l_{inj, holes}$	5	-	Number of injector holes check the estimated average injection pressure, MPa: 33.9
$d_{inj, holes}$	0.154	mm	Diameter of injector holes check the estimated average Sauter diameter of fuel droplets, mcm: 9.6

FUEL EVAPORATION SETTINGS

Parameter	Data	Units	Caption
E_C	1.7	-	Coefficient in formula for average droplet diameter
$A_{z,i}$	12	-	The time constant of evaporation of large droplets of the injected fuel 6...12
m_Y	0.6	-	The exponent number for the evaporation speed multiplier Y (including the effect of vortex motion of the air at the end of compression) $Y = (n / 1000)^{m_Y}$ ($m = 0.67 \dots 1$) 1.93
D_f	3	-	Coefficient in formula for the fuel spray length 3 (according to Lyshevskiy)
L_{wall}	0.045	m	The distance of the free flight of the fuel spray Determined by the design of the combustion chamber
A_{st}	0.0055	-	Coefficient in the cone angle of the fuel spray Effects on the time of interaction the flame/fuel sprays with combustion chamber walls
X_O	0.8	-	The reduction of the fuel evaporation rate due to interaction of sprays with combustion chamber walls 0.5...0.7

Ignition delay settings according to modified Tolstov

B_0	0.0000038	-	$\tau_i = B_0 (1 - k_s n) \sqrt{\frac{P_{rel}^{n_{rel, start}}}{T_{rel}^{n_{rel, start}}} e^{\frac{k_s}{T_{rel}^{n_{rel, start}}}}} \cdot \frac{70}{25 + CN}$
k_n	0.00016	-	

Razhejzhev

Wiebe

FACTORS FOR HEAT RELEASE EQUATIONS

EQUATIONS

Parameter	Data	Units	Caption
a_0	10000	-	Factors for combustion model set-up: $a_0 = (4000 \dots 50000)$ $\left(A_0 = a_0 (n \cdot H)^{m_{comb}} \right)$ $a_1 = (0.01 \dots 0.08)$ $\left(A_1 = a_1 (n \cdot H)^{m_{comb}} \right)$ $a_2 = (5 \dots 15)$ $\left(A_2 = a_2 (n \cdot H)^{m_{comb}} \right)$ $b_0 = (0.02 \dots 0.2)$ $m_{comb} = 0.5$
a_1	0.04	-	
a_2	4	-	
b_0	0.05	-	
m_{comb}	0.5	-	
H	1.6	-	Swirl number 1...10
$\Delta\varphi_k$		deg	Extra period to use the equations for combustion at the injection period in general = 0, at the idle and low loads = 0...10 deg
ΔT_k	0.5	ms	Extra time to use the equations for combustion at the injection period 0.2...0.5 ms for direct injection, 0.3...0.8 for indirect injection
$\Phi_{z,0}$	0.45	-	Relative crank angle from combustion start to air usage function minimum 0.3...0.55
$\xi_{a, c0}$	0.6	-	Minimum value for air usage function 0.3...0.6 for direct injection, 0.5...0.9 for indirect injection
$\Delta_{U,F}$	0.01	-	Unburned fuel fraction

Лист

MP.8.142.6221M.09

49

Зм. Лист № документа Підпис Дата

Продовж. таблиці 3.1

TOXIC EMISSIONS PREDICTION				
Parameter	Data	Units	Caption	
Nitrogen oxides formation prediction [NO]				
α_{loc}	0.85	-	Initial value of the local air excess ratio for burned gases zone <i>0.8 ... 0.92 (progressively rises to 1.0 at the end of combustion)</i>	
A_{1p}	13.6	$\times 10^{-13}$	Coefficients for NO formation reaction rate constants:	
B_{1p}	315700	-	$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{p}{RT_{burned}} \frac{2K_{1p}[N_2][O]}{1 + \frac{K_{1r}[NO]}{K_{2p}[O_2]}} \left(1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right)^2 \right);$	
A_{1r}	3.12	$\times 10^{-13}$		
B_{1r}	1670	-		
A_{2p}	1.33	$\times 10^{-10}$		
B_{2p}	29600	-	$K_{1p} = A_{1p} \cdot \exp^{\frac{B_{1p}}{RT}}; K_{1r} = A_{1r} \cdot \exp^{\frac{B_{1r}}{RT}}; K_{2p} = A_{2p} \cdot \exp^{\frac{B_{2p}}{RT}}$	
Soot formation prediction [C]				
B_{1soot}	0.004	-	Coefficients for soot formation prediction.	
$B_{2soot} \delta_d$	0.0017	-	δ_d - fuel droplet part, wich forms the soot core.	
$B_{3soot} \delta_d$	0.0028	-		
B_{3soot}	3.1	$\times 10^6$		
B_{4soot}	0.75	-	Coefficient to correct the soot concentration velocity due to cylinder volume increment	
n_{disp}	3	-	Distribution constants for injection uniformity <i>2 ... 4</i>	
Parameter	Data	Units	Caption	
t_0	20	°C	Ambient temperature	
p_0	101.325	kPa	Ambient pressure	
φ_{air}	30	%	Humidity of intake air	
PRESSURE LOSSES AND FLOW AREAS AT INTAKE AND EXHAUST				
☒ Use equations to find pressure losses (see "General settings" @ Transient datasheet)				
$\Delta p_{int.f}$	0.25	kPa	Pressure loss at intake system <i>intake air filter</i>	
Δp_t	1.25	kPa	Pressure losses at exhaust system <i>muffler, pipes, etc</i>	
μF_s	0.001443	m ²	Flow area at the intake manifold enter	
μF_t	0.0012	m ²	Flow area at the exhaust manifold exit	
MANIFOLDS PARAMETERS				
$V_{exh.m}/V_s$	1	-	Relative volume of "steady" part of exhaust manifold <i>referred to the displacement volume of the cylinder Vd, litres</i> 0.366	
$i_{cyl.1exh}$	4	-	Number of cylinders merged by one exhaust manifold	
$d_{exh.eqv}$	35	mm	Equivalent diameter of exhaust manifold	
$V_{int.m}/V_s$	2	-	Relative volume of "steady" part of intake receiver <i>referred to the displacement volume of the cylinder</i>	
$i_{cyl.1int}$	4	-	Number of cylinders merged by one intake receiver	
$d_{int.eqv}$	45	mm	Equivalent diameter of intake manifold	

Продовж. таблиці 3.1

☒ Consider the unsteady phenomena by simplified Orlin approach

$L_{int,p}$	100	mm	Length of the intake pipe
$d_{int,p}$	35	mm	Diameter of the intake pipe
$L_{exh,p}$	50	mm	Length of the exhaust pipe
$d_{exh,p}$	30	mm	Diameter of the exhaust pipe
$L_{compr,dyn}$	60	mm	"Dynamic" length of the compressor's outlet pipe

☒ Consider the friction into manifolds

$R_{a,int}$	0.1	mm	Intake receiver inner wall roughness
$R_{a,exh}$	0.1	mm	Exhaust manifold inner wall roughness

☒ Natural aspirated
 ☒ Single
 ☐ Register
 ☐ Two-stage
 SUPERCHARGING TYPE

☒ Driven supercharger
 ☒ Turbocharger
 First charger

Parameter	Data	Units	Caption
Π_k	1.7	-	Pressure increase ratio for fresh charge
Δp_{CAC}	2	kPa	Pressure losses at air cooler
$T_{w1,CAC}$	293	K	Coolant temperature at air cooler inlet
η_{CAC}	0.8	-	Efficiency of air cooler
$\eta_{ad,c}$	0.75	-	Adiabatic efficiency of the compressor
$i_{compr,g}$	4.95	-	Compressor drive gear ratio
$\eta_{m,compr}$	0.95	-	Mechanical efficiency of compressor gear

☒ Use characteristics map for supercharger performance

Eaton M45 TMAP selection, load and adjustment

TMAP file Выберите файл Файл не выбран Show maps

Upload Now

μ_{G_k}	0.68	-	Multiplier for compressor referred mass flow data
μ_{Π_k}	1.3	-	Multiplier for compressor pressure increase ratio data
μ_{Π_k}	1	-	Multiplier for compressor adiabatic efficiency data
μ_{Π_k}	1.75	-	Multiplier for compressor referred speed data
$\mu_{G_{surge}}$	1	-	Multiplier to offset the surge line by the mass flow

В результаті розрахунків було отримано характеристики і параметри роботи на номінальному режимі для двотактного циклу зі зміненими фазами і традиційними.

Таблиця 3.2

Результати розрахунків номінального режиму роботи

	Фази Дяченко	Традиційні фази
Ефективна потужність реального двигуна, кВт	50,0039	50,0019
Частота обертання колінчастого валу, об/хв	3000	3000
Коефіцієнт залишку повітря при згорянні	1,4389	2,0493
Кількість витраченого палива за цикл, г	0,0178	0,0207
Сила тертя, кВт	16,8230	16,9033
Крутий момент, Н*м	159,1673	159,1611
Середній ефективний тиск, кПа	682,3017	682,2748
Середній тиск механічних втрат, кПа	229,5487	230,6453
ККД двигуна, %	32,5599	28,2193
Механічний ККД, %	68,5204	65,8484

					МР.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		51

Продовження Табл. 3.1

Питома витрата пального, г/(кВт*год)	258,3300	298,0657
Приблизна індикаторна потужність, кВт	71,9270	75,9349
Дійсна індикаторна потужність, кВт	71,9270	75,9349
Приблизний індикаторний ефективний тиск, кПа	981,4413	1036,1296
Дійсний індикаторний ефективний тиск, кПа	981,4413	1036,1296
Індикаторний ККД, %	47,5084	42,8550
Індикаторна витрата пального, г/(кВт*год)	177,7451	196,2715
Об'ємний ККД, %	55,1526	97,1941
Коефіцієнт залишкових газів	2,6554	2,6487
Коефіцієнт продувки	0,9982	1,2421
Радіус шатуна, мм	44,9918	44,9918
Максимальний тиск у циліндрі p_z , кПа	9887,1707	10161,3336
Максимальна температура T_z , °C	1903,1361	1561,5849
Максимальна темп. у камері згоряння $T_{z,b}$, °C	2792,3478	2760,5781
Максимальна темп. у зоні свіжого заряду $T_{z,f}$, °C	850,4132	807,6489
Тиск у кінці стиснення p_c , кПа	6911,8431	7332,5252
Температура у кінці стиснення T_c , °C	1023,9844	993,4112
Тиск у кінці процесу розширення p_b , кПа	350,9160	838,6851
Температура у кінці розширення T_b , °C	1126,3604	1179,3130
Тиск на впуску p_{in} , кПа	101,075	101,075
Підігрів заряду від стінок циліндру, t_0 , °C	20	20
Тиск на виході з компресору p_k , кПа	171,8275	161,72
Температура на виході з компресору t_k , °C	82,5260	74,9040
Тиск повітря у ресивері двигуна p_s , кПа	168,5065	154,3191
Температура повітря у ресивері t_s , °C	40,5890	39,4127
Середній тиск газів у колекторі p_t , кПа	111,5020	132,8122
Температура газів у колекторі t_t , °C	645,3212	484,4978
Втрати тиску на впускн. Отв. внаслідок тертя, кПа	0,1512	0,5649
Втрати тиску на выпускн. отв. внаслідок тертя, кПа	3,3166	7,7312
Тиск на виході з турбіни p_{zt} , кПа	102,5750	102,5750
Температура на виході з турбіни t_{zt} , °C	426,85	426,85
Початок згоряння, п.к.в.	182,2	181,8
Тривалість горіння, п.к.в.	95,1796	59,6165
Максимальне значення підвищення тиску, кПа/п.к.в.	791,0188	737,8662
Тривалість вприску, п.к.в.	20	20
Початок вприску, п.к.в.	177,5	177
Середній розмір крапель, мкм	11,5440	10,3965
Затримка займання, п.к.в.	4,6351	4,7785
Середній тиск вприску, кПа	40,1202	52,2197

					Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	52

MP.8.142.6221м.09

Продовження Табл. 3.1

Момент досягнення краплями камери згоряння, п.к.в.	200,5691	197,2384
Відносна частка палива, що вводиться під час затримки запалювання, %	6,0685	7,5298
Концентрація CO в циліндрі при відкритті вихлопу [CO], %*10 ⁻⁶	97,9219	73,8067
Концентрація CO у колекторі [CO] _{exh} , %*10 ⁻⁶	98,0974	59,4233
Концентрація NO в циліндрі при відкритті вихлопу [NO] _{exh} , %*10 ⁻⁶	460,2227	341,0218
Концентрація NO у колекторі, ppm [NO], %*10 ⁻⁶	461,0476	274,5636
Питома кількість NO _x у відпрацьованих газах g _{NO} , г/(кВт*год)	2,6764	3,2095
Концентрація сажі в циліндрі при відкриванні вихлопу [C], г/м ³	0,0383	0,0586
Концентрація сажі в циліндрі при відкритті вихлопу віднесена до нормальних умов [C] _n , г/м ³	0,0147	0,0115
Концентрація сажі в циліндрі у вихлопі віднесена до нормальних умов [C] _n , bosch units	0,5401	0,4298
Концентрація сажі в циліндрі при відкритті вихлопу віднесена до нормальних умов [C] _n , HSU (%)	6,0158	4,7765
Витрата газів через впускний клапан, G _{int} , кг/с	0,0754	0,1519
Витрата газів через випускний клапан, G _{exh} , кг/с	0,0757	0,1523
Витрата газів через турбіну, G _t , кг/с	0,0757	0,1518
Середня температура стінки головки циліндра, °C	395,0244	353,0785
Середня температура стінки поршня (сторона згоряння), °C	632,1473	546,3461
Середня температура стінки поршня (сторона охолодження), °C	516,1844	448,7306
Середня температура стінки циліндру, °C	155,1215	144,7538
Середня температура стінки ресиверу, °C	49,1458	47,8932
Середня температура стінки випускного колектору, °C	605,0761	469,1873
Приведена температура у циліндрі, °C	1064,4321	868,4143
Приведена температура у випускному колекторі, °C	648,4952	479,2813
Коефіцієнт тепловіддачі у циліндрі, кВт/(м ² *K)	0,7890	0,8914

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						53
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Продовження Табл. 3.1

Коефіцієнт тепловіддачі у випускному колекторі, кВт/(м ² *К)	0,5354	1,7493
Швидкість компресора, об/хв	3000	3000
Зменшена швидкість турбіни, об/К ^{0.5}	98,9894	108,9902
Дійсний коефіцієнт стиснення	14,0492	14,0946
Потужність компресора, кВт	5,1001	9,0289
Адіабатний ККД компресору, %	75	75
Коефіцієнт підвищення тиску турбокомпресору	1,0530	1,2041
Зменшений потік турбін другої ступені, кг/с*К ^{0.5} /кПа	0,0206	0,0315
Ефективність турбіни, %	60	60
Швидкість нагнітача, об/хв	3000	3000
Ступінь збільшення тиску нагнітача	1,7	1,6
Площа еквівалентного потоку турбіни, мм ²	100	100
Еквівалентна площа розходу, мм ²	1400	1400
Мультиплікатор відносного масового потоку турбіни	1	1
Тепло виділене при спаленні палива Q_{fuel} , кВт	150,5597	175,8979
Тепло приведенне до стінок циліндра та відведене водою, кВт	19,7277	15,9018
Тепло від тертя відведене водою, кВт	12,6172	12,6775
Загальна кількість тепла відведеного водою Q_w , кВт	32,3449	28,5793
Тепло відведене від стінок циліндру маслом, кВт	6,5586	5,5738
Тепло від тертя відведене маслом, кВт	4,2057	4,2258
Загальна кількість тепла відведеного маслом, Q_{oil} , кВт	10,7643	9,7997
Тепло відведене у охолоджувачі повітря наддуву Q_{cac} , кВт	3,8093	6,7437
Тепло вихлопних газів, Q_{eg} , кВт	54,4095	80,5196
Охолодження випускних колекторів, Q_{exh} , кВт	0,9750	0,7178
Охолодження ресивера, Q_{res} , кВт	-0,1900	-0,1797
Сумарна теплота, Q_{sum} , кВт	147,3967	167,5126

Для порівняння традиційного і запропонованого циклу також наведені індикаторні діаграми і діаграми газообміну.

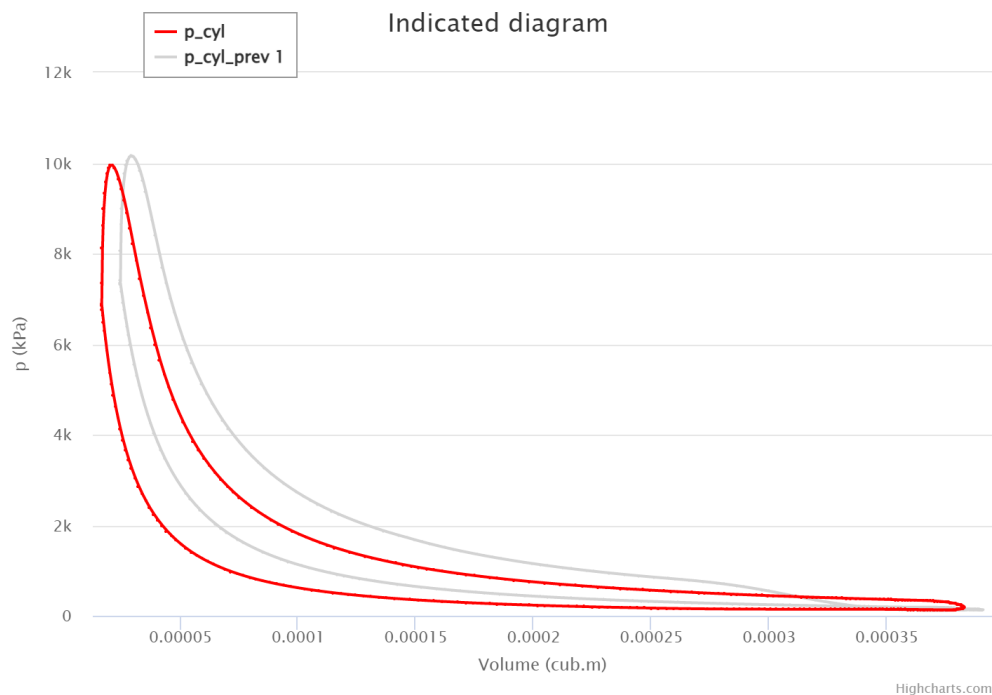


Рис. 3.1 Індикаторна діаграма номінального режиму отримана у Blitz-PRO
Сірим кольором позначена діаграма номінального режиму з традиційними фазами, а червоним зі зміненими фазами.

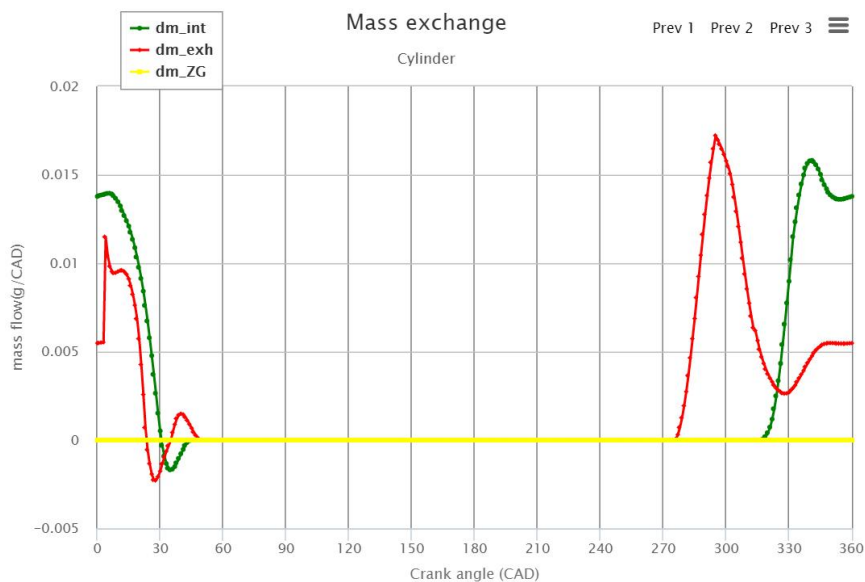


Рис. 3.2 Діаграма масової витрати повітря через впускні і випускні клапани номінального режиму отримана у Blitz-PRO для традиційних фаз.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						55
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

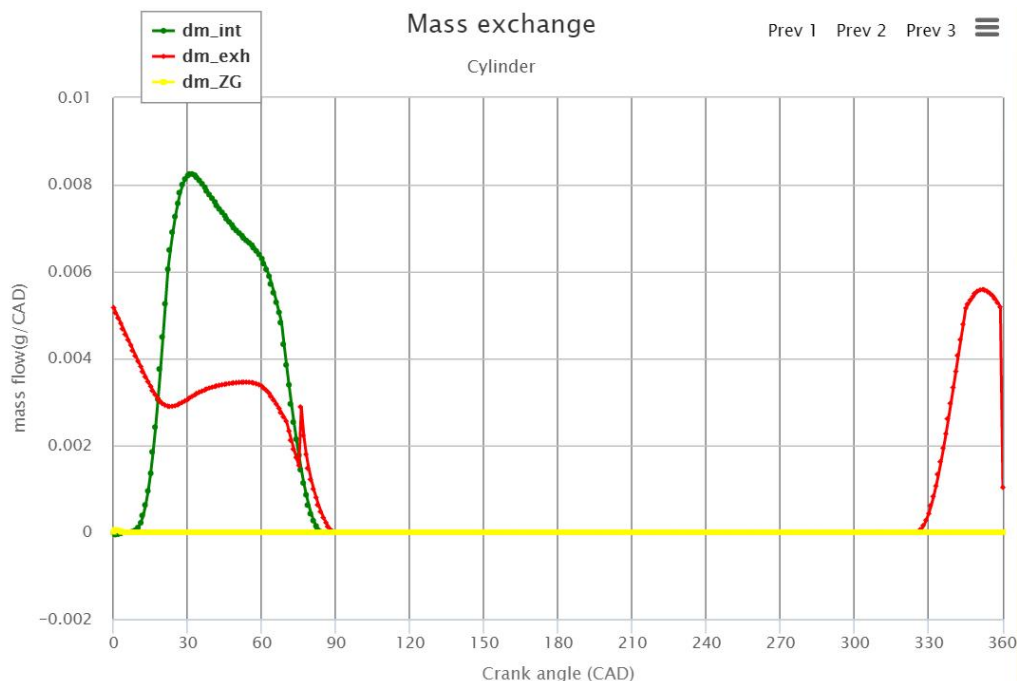


Рис. 3.3 Діаграма масової витрати повітря через впускні і випускні клапани номінального режиму отримана у Blitz-PRO для змінених фаз.

Зеленим кольором позначена витрата повітря через впускні клапани, червоним кольором для випускних.

Як видно, при відносно низькому значенні коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 1,44$, вдалося досягти значення індикаторного к.к.д. на рівні 47.5 %. В той же час, механічний к.к.д. двигуна становить лише 68,5 %, що пов'язане як з відносно низьким рівнем форсування за середнім індикаторним тиском (682 кПа), так і з відносно високим рівнем газодинамічних втрат при здійсненні процесів газообміну.

Окрім приведених вище результатів досліджень і розрахунків, також проводились дослідження щодо можливості використання дво- та трициліндрових варіантів двигуна, необхідності і ефективності турбокомпресора, дослідження впливу фаз газорозподілу.

В першу чергу при проектуванні двигуна виконувались розрахунки для визначення типу двигуна. Так як потужність двигуна оговорена в умовах і

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

складає 50 кВт, були проведені спроби створити необхідні умови для досягнення бажаної потужності спочатку на двоциліндровому, а потім на трициліндровому двигуні. Варіант з двоциліндровим двигуном було відхилено майже відразу через неможливість в доступному вигляді створити достатньо потужний двигун. Трициліндровий варіант показав кращі результати і мав достатні показники на часткових режимах неповної потужності, але в режимах близьких до максимальних достатньої кількості потужності в стабільній роботі не вдалось досягти. Зрештою було прийнято рішення виконувати подальше проектування на чотирициліндровому типі двигуна. Таким чином отримано базу, з можливістю гнучких змін, деяким запасом по потужності і зручним двигуном-прототипом VW 1.9 TDI.

Спроба розрахувати двигун з використанням турбокомпресора показала помітний зміну деяких параметрів таких як: коефіцієнт залишкових газів 1,474 —> 1,228, витрата пального 255,675 —> 220,689 г/(кВт*год), механічний ККД 68,5 —> 81,5 %, максимальний тиск в циліндрі 9887 —> 15434 кПа, але разом з цим значно зросли температури у циліндрі і на виході з нього до значень, непридатних для стабільності тривалої роботи на даному двигуні. Для запобігання підвищених температур необхідно було б проводити модифікацію системи охолодження, через що було вирішено відмовитися від ідеї з турбокомпресором на користь механічного компресора.

У процесі дослідження оптимальних фаз газорозподілу з основних варіантів були обрані такі:

1) Фінальний варіант, що використовується у проектному варіанті двигуна. Відкриття випускних клапанів перед НМТ – 35°, закриття випускних клапану після НМТ – 90°, відкриття впускних клапанів після НМТ – 5°, закриття впускних клапанів після НМТ – 85°. Був обраний через найбільший ККД двигуна, який складає 32,91 %;

2) Відкриття випускних клапанів перед НМТ – 45° відкриття впускних клапанів перед НМТ – 5°. Має ККД 32,1 %;

3) Відкриття випускних клапанів перед НМТ – 60°, відкриття впускних клапанів перед НМТ – 15°. Має ККД 31,9 %.

					MP.8.142.6221m.09	Лист
						57
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таким чином після проведених досліджень можливостей різних типів компоновок і розрахунків їх працездатності було крок за кроком обрано сукупність найбільш вигідних у плані працездатності, простоти використання і ефективності компонентів.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4. Розрахунки навантажувальних характеристик двигуна

4.1 Методика розрахунку навантажувальних характеристик

Характеристиками прийнято називати графічне відображення залежності одного, а частіше декілька показників роботи двигуна від величини параметра, прийнятого аргументом дослідження. До типових характеристик зазвичай відносяться швидкісні та навантажувальні. Знімаються також регуляторні характеристики, характеристики холостого ходу та ін.

Характеристики, що показують, як змінюються основні параметри машини при заданому постійному числі оборотів n залежно від зміни зовнішнього навантаження N_e , називають навантажувальними. Тут як незалежна змінна приймається ефективна потужність N_e , а число оборотів береться деяким фіксованим (у даному випадку $n = 3000$ об/хв).

Навантажувальна характеристика дизеля знімається за допомогою зміни кількості палива, що подається в циліндри, при збереженні незмінної частоти обертання валу. Зміна кількості палива, що подається виконується переміщенням рейки паливного насоса, а сталість оборотів забезпечується зміною моменту опору навантажувального пристрою.

Розрахунки навантажувальних характеристик двигуна виконуються за допомогою комплексу Blitz-PRO. Для цієї задачі у властивостях розрахунку робочого процесу двигуна обирається розрахунок через циклову дозу пального.

SOLVE TYPE:		Fuel mass per cycle	
Parameter	Data	Units	Caption
q_{fuel}	0.00621	g	Fuel mass per cycle
n_{crank}	3000	rpm	Crankshaft speed
Π_k	1.6	-	1 stage pressure increase ratio
$\Phi_{start.inj}$	3	deg.	First-stage injection timing
Φ_{inj}	10.2	deg.	First-stage injection duration
$\Psi_{r.burned}$	10	%	Relative volume of burned gases

Рис. 4.1. Вибір параметрів розрахунку

					Лист 60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	

MP.8.142.6221м.09

Наступним кроком буде звернутись до отриманих результатів розрахунків номінального циклу роботи двигуна, для якого треба розрахувати навантажувальну характеристику. У процесі підбору параметрів і створення правильно працюючої моделі двигуна у комплексі Blitz-PRO знаходиться параметр тривалості вприску палива і циклова доза палива, що отримується у результаті розрахунків. Ці параметри необхідні для налаштування паливоподачі у бажаних режимах.

Маючи данні про паливоподачу на номінальному режимі можна використати формулу для розрахунку паливоподачі на будь якому бажаному режимі. Ця формула має такий вигляд:

$$\varphi_{inj} = \frac{q_f}{q_{f\,nom.}} * (\varphi_{inj\,nom.} - 2 * \Delta\varphi) + 2 * \Delta\varphi ,$$

де φ_{inj} – тривалість вприску палива, q_f – циклова доза палива, $q_{f\,nom.}$ – циклова доза палива на номінальному режимі, $\varphi_{inj\,nom.}$ – тривалість вприску палива на номінальному режимі, $\Delta\varphi$ – крок зміни.

Це дозволяє проводити чисельне моделювання різних режимів роботи машини з визначенням її основних вихідних властивостей.

4.2 Результати розрахунку та аналіз.

Нижче приведені результати розрахунків навантажувальних характеристик запропонованого двигуна і двигуна прототипу при роботі в двотактному режимі.

На всіх діаграмах даного розділу:

-  Фази Дяченко
-  Традиційні фази

					MP.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

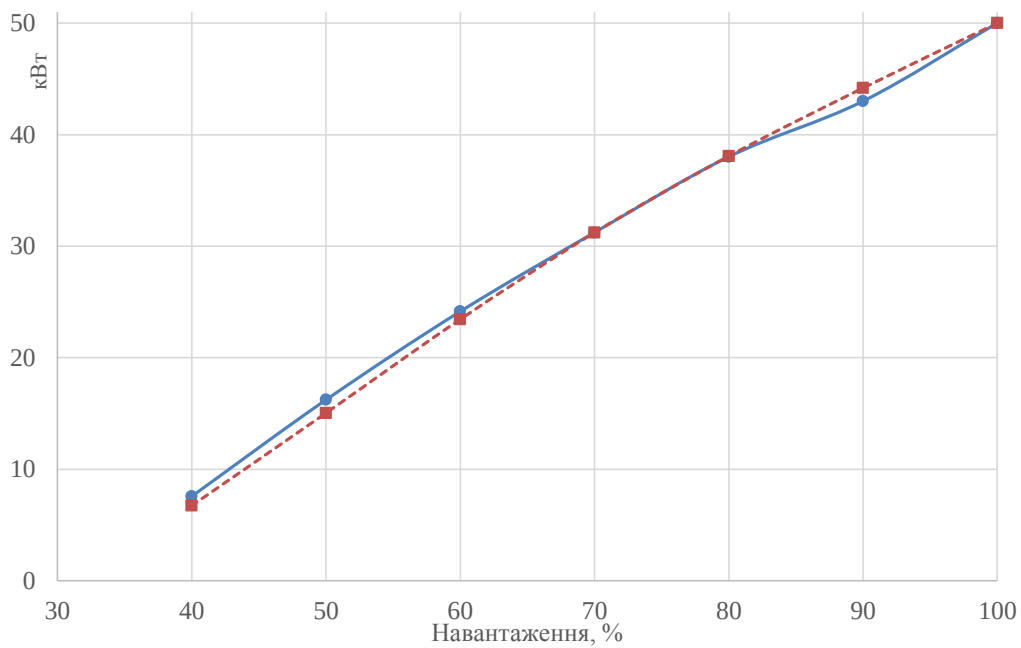


Рис 5.1 Потужність

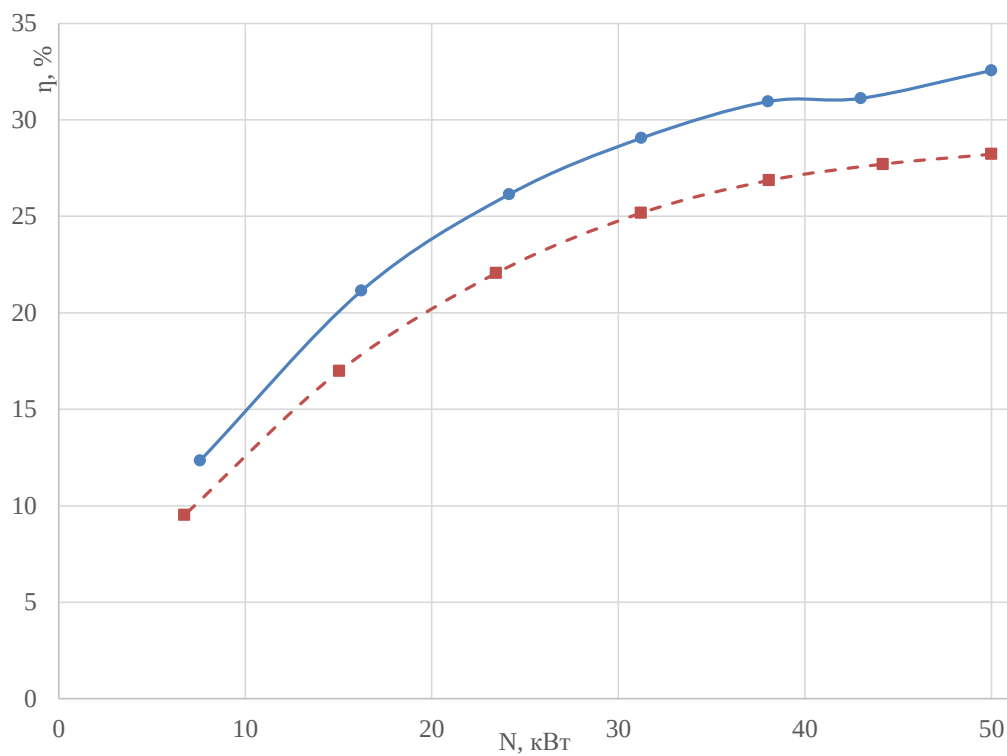


Рис 5.2 Ефективний ККД двигуна

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

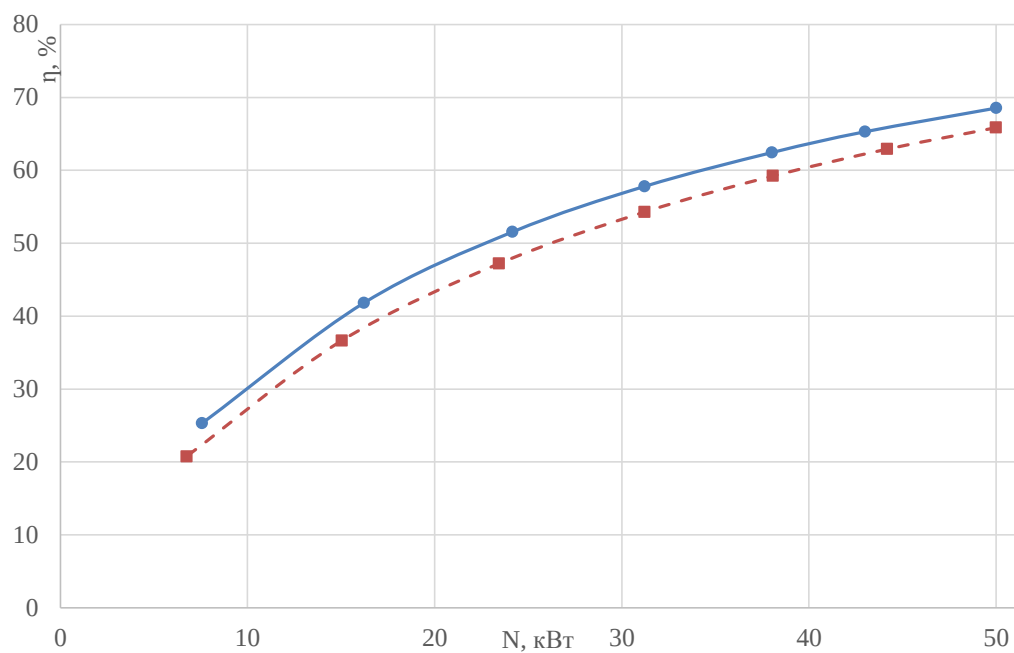


Рис 5.3 Механічний ККД

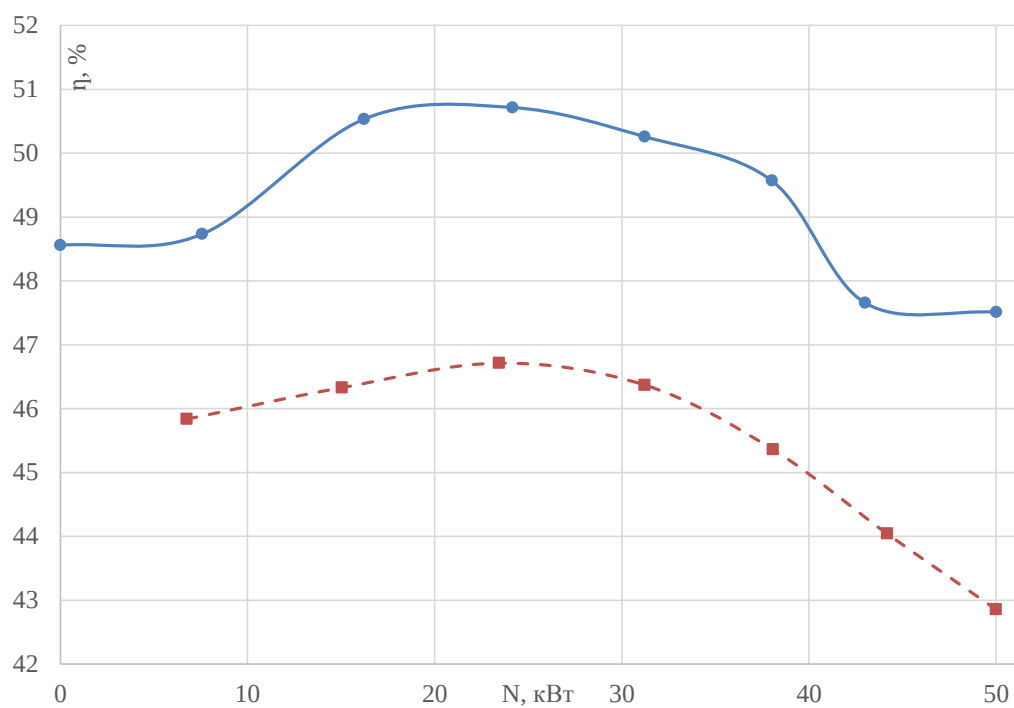


Рис 5.4 Індикаторний ККД

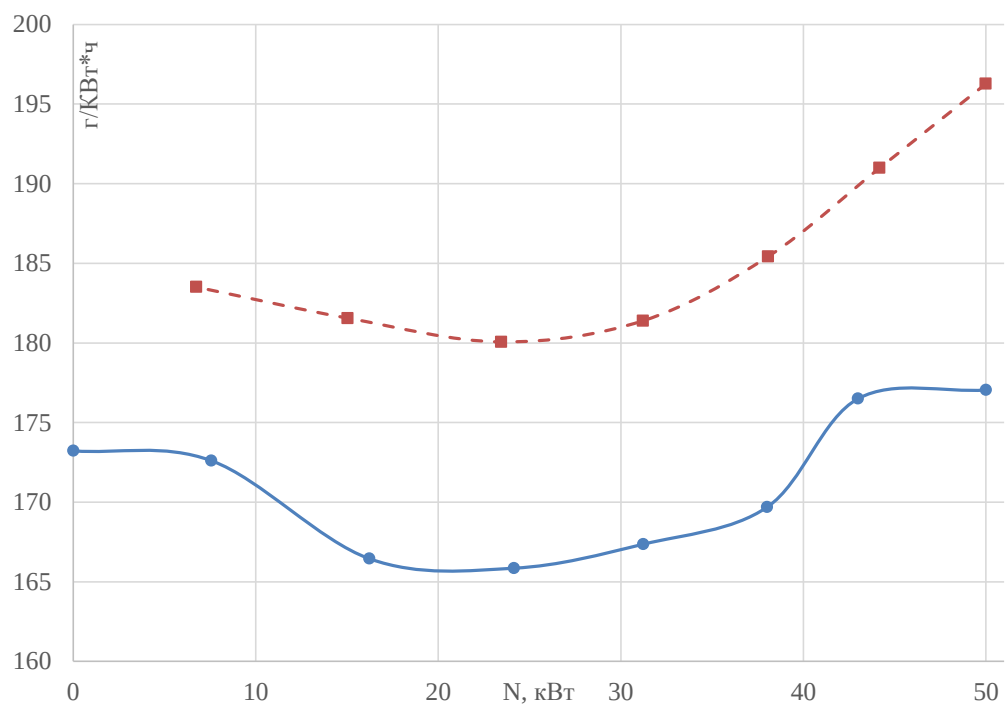


Рис 5.5 Індикаторна витрата пального

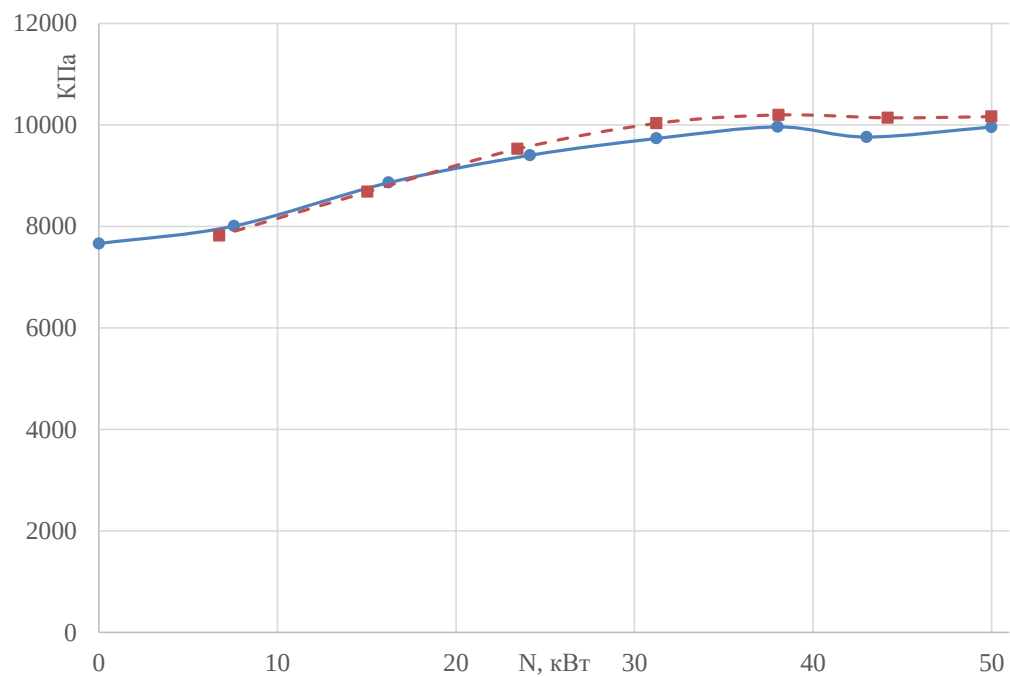


Рис 5.6 Максимальний тиск у циліндрі

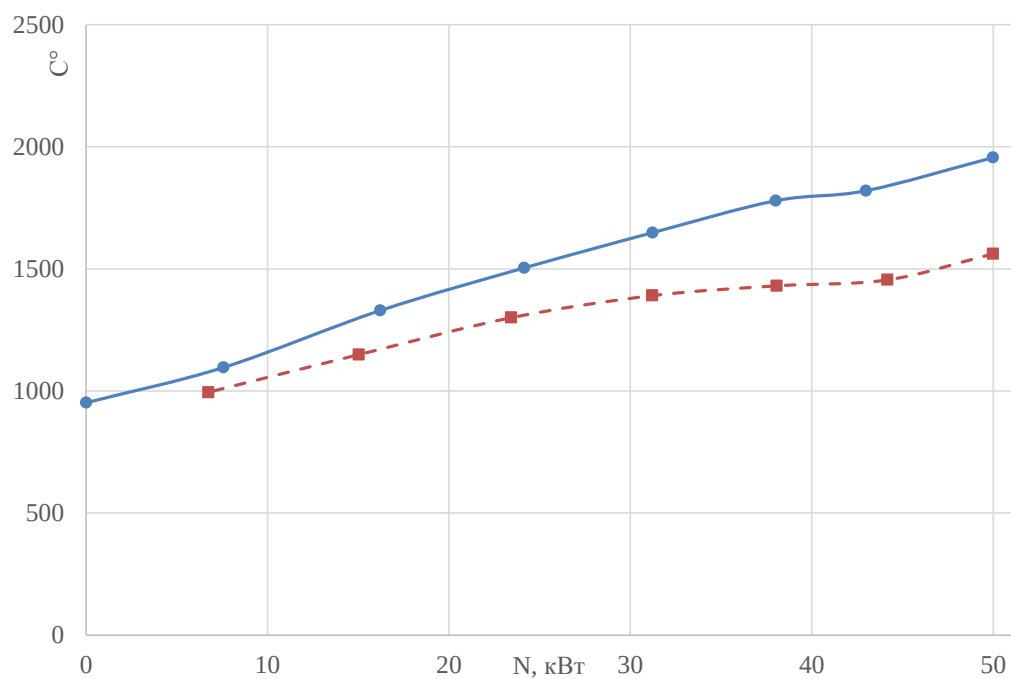


Рис 5.7 Максимальна температура в циліндрі

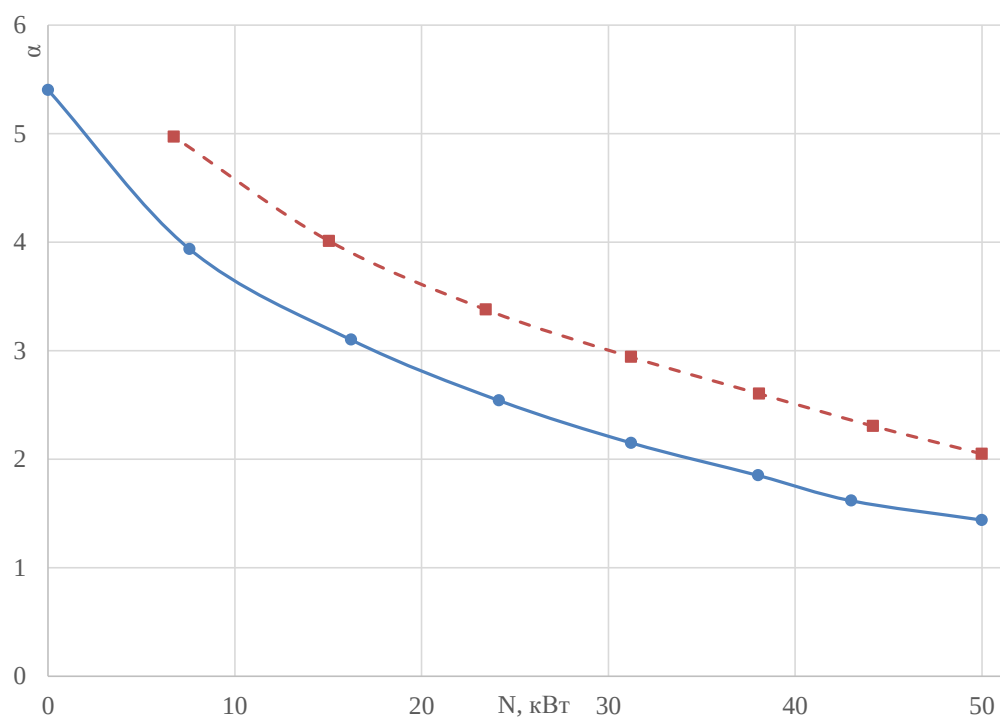


Рис 5.8 Коефіцієнт залишку повітря

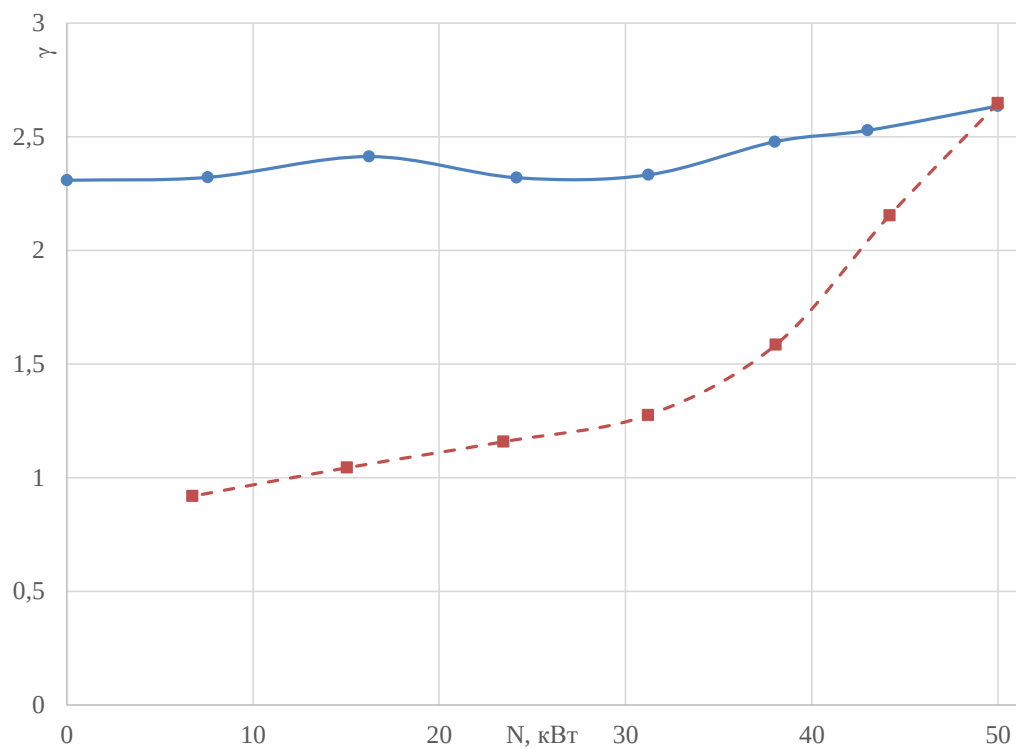


Рис 5.9 Коэффициент избыточных газов

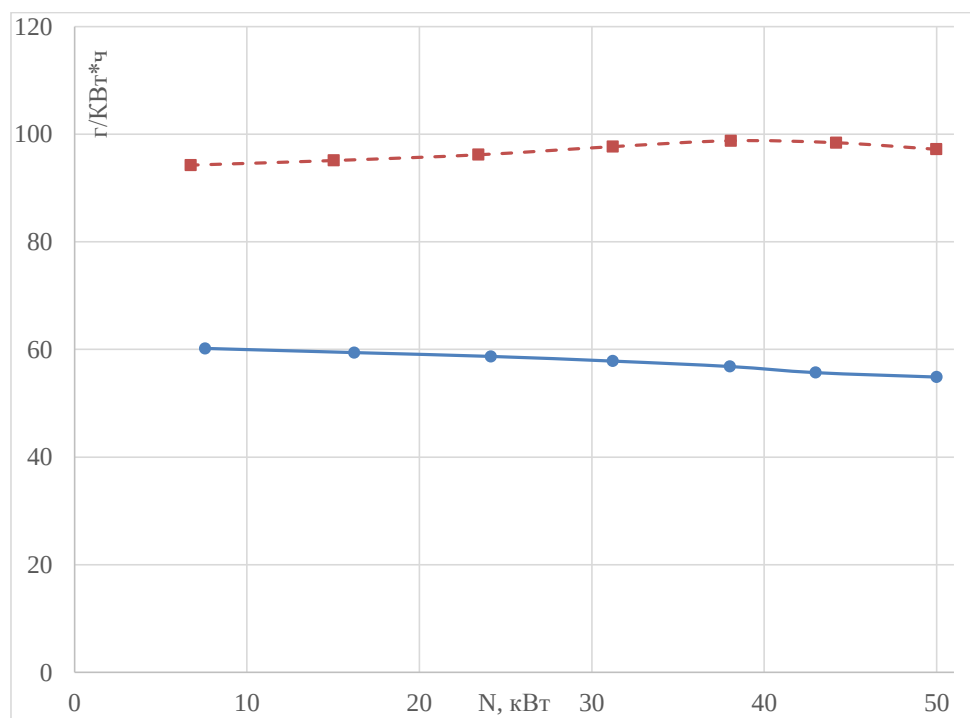


Рис 5.10 Коэффициент наполнения

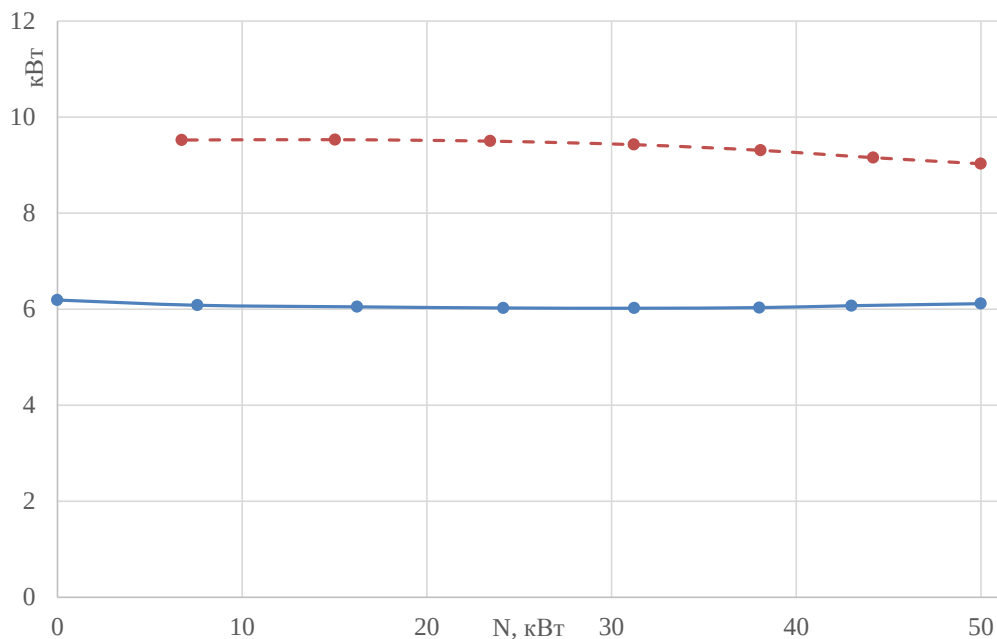


Рис 5.11 Потужність компресора

Аналізуючи отримані результати можна помітити, що на двотактному режимі роботи модель двигуна зі зміненими фазами газорозподілу показує помітну різницю зі стандартним варіантом.

При однаковій потужності і навантаженні двигун що проектується має більший ефективний ККД двигуна, механічний ККД і індикаторний ККД. Також помітне значне зниження індикаторної витрати пального.

З негативних аспектів у даному порівнянні можна виділити помітний зріст температури у циліндрі при роботі на змінених фазах газорозподілу. Також значне збільшення коефіцієнту залишкових газів, що означає недостачу свіжого заряду повітря. Для рішення цієї проблеми може знадобитись збільшення потужності компресора або його заміна.

					МР.8.142.6221м.			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження системи верхньоклапанного газо- обміну	Літ.	Аркуш	Аркушів
Виконав	Чалий Д.П.						68	
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК		

5. Дослідження системи верхньоклапанного газообміну при реалізації двотактного циклу

5.1 Дослідження компанії Ricardo

Мета полягає в тому, щоб продемонструвати концепцію двигуна, який може забезпечити найкращі в своєму класі поліпшення до 30 відсотків у витраті палива та викидах CO₂ разом із продуктивністю. Двигун 2/4SIGHT поєднує в собі інноваційну систему згоряння, передову повністю змінну гідравлічну систему клапанів і новітні технології керування, які дозволяють автоматично перемикатися між двотактним і чотиритактним режимом. Університет Брайтон був обраний для проведення важливого багатоциліндрового, усталеного тестування першого концептуального демонстраційного двигуна разом з аналізом системи згоряння та охолодження.

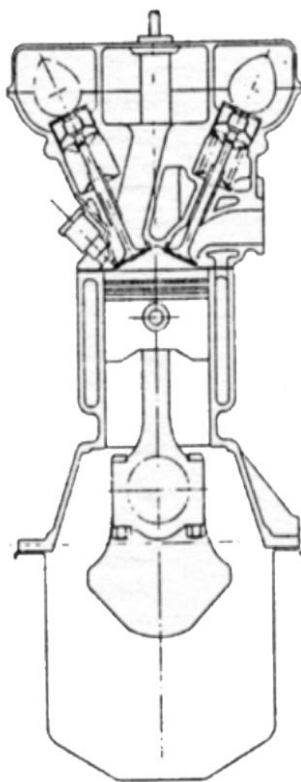


Рис. 5.1 Прототипний ескіз двигуна Ricardo

Традиційно, проблемою роботи чотиритактного двигуна так само, як і двотактного, було те, як витягнути вихлоп. Це частково вирішується в циклі

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

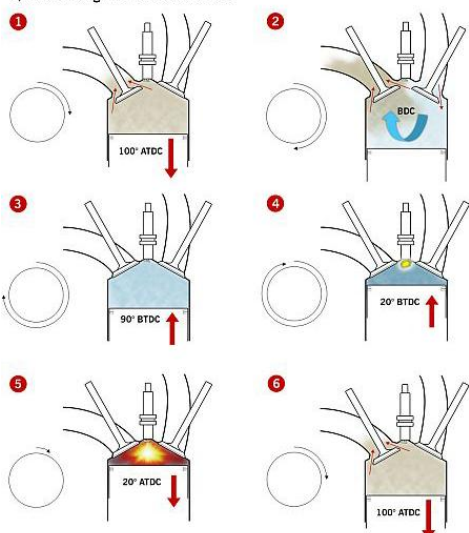
Міллера, коли впускні клапани відкриваються після такту випуску, а деяка форма стиснення виштовхує вихлоп, що залишився, свіжим повітрям. У двотактному двигуні клапан розроблений так, щоб скористатися перевагами ходу двигуна вгору і вниз для проштовхування вихлопних газів і свіжого повітря через камеру згоряння. Це за своєю суттю брудна, але надзвичайно потужна система, тому що хід двигуна відбувається вдвічі частіше, ніж чотиритактний двигун.



THE 2/4SIGHT ENGINE CONCEPT

The 2/4SIGHT engine concept is based on an innovative design of combustion system combined with advanced valve train and control technologies, enabling automatic switching between two- and four- stroke operation

2/4SIGHT engine in 2-stroke mode



2/4SIGHT engine in 4-stroke mode

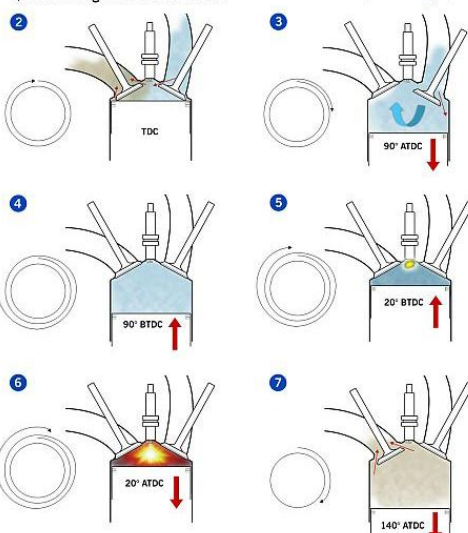


Рис. 5.2 Принцип роботи на 2х і 4х тактному режимі

Рікардо каже, що в ньому використовуються електромагнітні клапани, які можуть працювати повністю незалежно один від одного і поршня на основі програмного забезпечення, що запускає силову електроніку. Прямий уприск і турбонагнітач Honeywell поєднують два різних цикли разом. Система має вигляд звичайного двигуна, за вирахуванням отвору збоку гільзи циліндра, необхідного для нормального двотактного двигуна. Він запускається як звичайний двигун, але за вимогою може подвоїти частоту згоряння в циліндрах і викори-

					Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	70

MP.8.142.6221м.09

стовувати стратегію, подібну до циклу Міллера, для відведення газів з камери згоряння.

Рікардо та консорціум автомобільних партнерів оголосили завершення передової програми дослідження прототипу на основі надзвичайно інноваційної концепції двигуна 2/4SIGHT. Цей бензиновий двигун має нестандартні процеси згоряння, наддуву, контроль і приведення в дію клапана технології, що забезпечують автоматичне та плавне перемикання між дво- та чотиритактним режим, з метою забезпечення значного покращення продуктивності та економії палива завдяки помітному зменшенню розмірів.

Двигун має конструкцію впускних і випускних портів, у поєднанні з відповідними змінами подачі повітря, уприскування палива, запалювання та газорозподілу, що дозволяють працювати як у двотактному, так і в чотиритактні режими. Розширена система управління двигуном в поєднанні з гнучким приводом клапана задовольняє усім вимогами водія та координує роботу системи наддуву, клапанів та обладнання для впорскування палива на рівні кожного окремого циліндра. Це забезпечує плавні переходи між двома і чотирма тактами роботи без переривання крутного моменту в перехідних і постійного крутних навантаженнях.

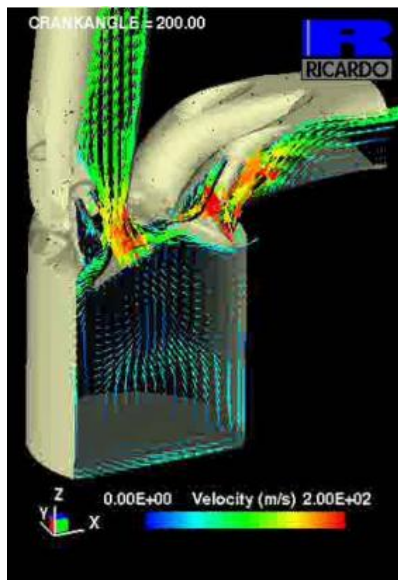


Рис. 5.3. Продувка впускних і випускних каналів

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Дослідницький прототип двигуна базується на одному циліндрі двигуна V6 об'ємом 2,1 л, який у варіанті роботи на всіх 6 циліндрах конфігурації 2/4SIGHT має продуктивність та керованість рівня двигуна V8 3-4 л. Для того, щоб команда проекту могла повністю контролювати процес роботи була використана система електрогідравлічного клапана (EHV). Концепція системи газообміну 2/4SIGHT заснована на двоступінчатому наддуванні та проміжному охолодженні за допомогою нагнітача Rotrex і турбокомпресора Honeywell. Для простоти в початковій конфігурації прототипу тестового стенду використовували зовнішнє джерело стисненого повітря. Система управління двигуном — це система швидкого прототипування DENSO, що працює з DENSO компонентами безпосереднього впорскування бензину та запалювання. Прототип двигуна був побудований в технічному центрі Рікардо Шорхема і встановлений для тестування в лабораторіях сера Гаррі Рікардо в Брайтонському університеті.

Тестування прототипу двигуна 2/4SIGHT дозволило розробити і перевірити оптимізований процес згоряння для двотактного і чотиритактного режимів. Гнучка передова система управління розроблена спільно DENSO та Ricardo - дозволяє швидко змінювати конфігурацію роботи, що в поєднанні з гнучкістю клапанного механізму EHV дозволила команді проекту розробити та оптимізувати нову стратегію керування для двигуна 2/4SIGHT, включаючи управління дво-чотиритактним перемиканням.

Основні результати тестів розробки включають:

1. Плавне та надійне перемикання між дво- та чотиритактними режимами як в умовах постійного крутного моменту, так і в перехідних режимах.
2. Стратегії контролю для забезпечення економічно ефективного механічного обладнання клапанного механізму.
3. Продемонстрований надзвичайно високий питомий крутний момент двотактних двигунів – 150 Н*м при 1000 об/хв і 230 Н*м при 2500 об/хв, що відкриває перспективу дуже сильного зменшення розмірів двигуна за допомогою 2/4SIGHT концепції двигуна.

					MP.8.142.6221m.09	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Після завершення програми випробувань Ricardo здійснив симуляцію циклів руху транспортного засобу та моделювання характеристик прискорення на основі стабільної витрати палива та повного навантаження двигуна 2/4SIGHT. Дослідження проводили за допомогою силової установки Ricardo в програмному пакеті MSC "EASY5™", що дозволяє детально моделювати двигуни, трансмісії, роботу шин, аеродинаміку, тощо. Базовим транспортним засобом для дослідження був легковий автомобіль масою 1800 кг, що продається на європейському ринку з атмосферним бензиновим двигуном V6 об'ємом 3,5 л і 5-ступінчастою звичайною автоматичною трансмісією з гідротрансформатором. Щоб перевірити дійсність моделі та вхідні дані, результати базового споживання палива автомобіля були порівняні з опублікованими даними, які були відтворені моделлю з прийнятною точністю 1%.

Результати моделювання показують, що характеристики прискорення автомобіля, включаючи запуск із спокою, можна підтримувати за допомогою 2,0-літрового V6 двигуна концепції 2/4SIGHT, що замінює 3,5-літрову базову силову установку. Це забезпечить економію палива на 27% і зменшить викиди CO₂ з 260 г/км до 190 г/км

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.2. 3D модель голівки та її перетини

Згідно до поставленого завдання була заміненa стандартна голівка циліндрів двигуна VW 1.9 TDI на голівку циліндрів, яка спроектована з необхідними змінами для роботи з шістнадцятиклапанним механізмом газообміну і реалізації зміни тактності між 2х та 4х тактами.

В даному випадку була розроблена ескізна 3D модель з метою показати можливий вигляд каналів газообміну для голівки циліндрів з верхньоклапанним типом з відповідним профілювання впускних та випускних каналів таким чином, щоб забезпечити верхньоклапаний газообмін при організації двотактного циклу. Для цього впускні патрубки забезпечують майже вертикальний вхід повітря в циліндр, так що має досягатися достатня ефективність продувки циліндру від залишкових газів

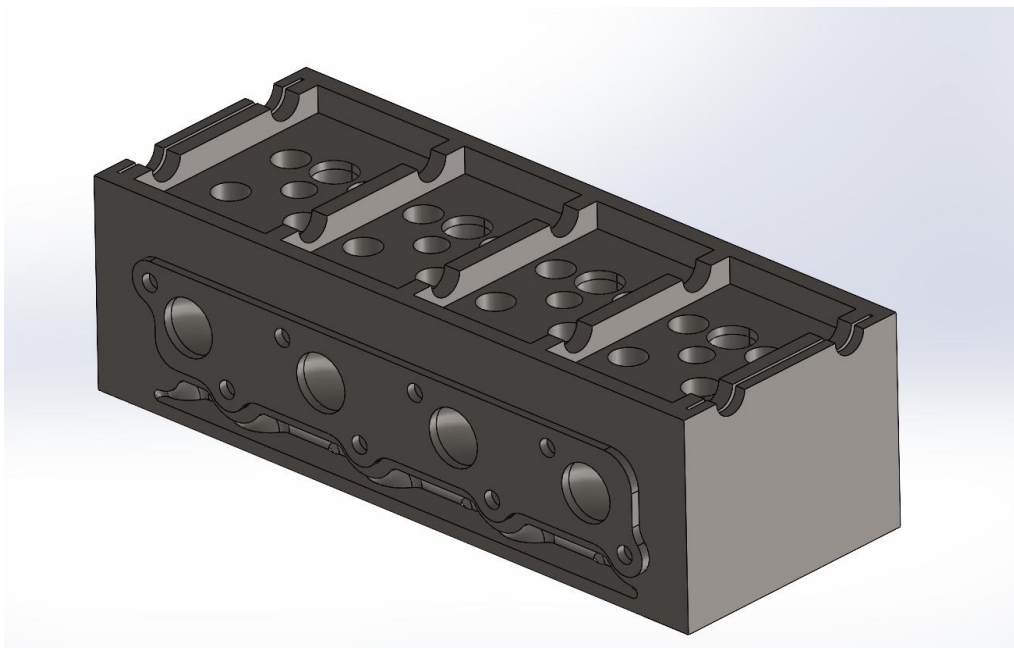


Рис. 5.2.1 Загальний вигляд

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

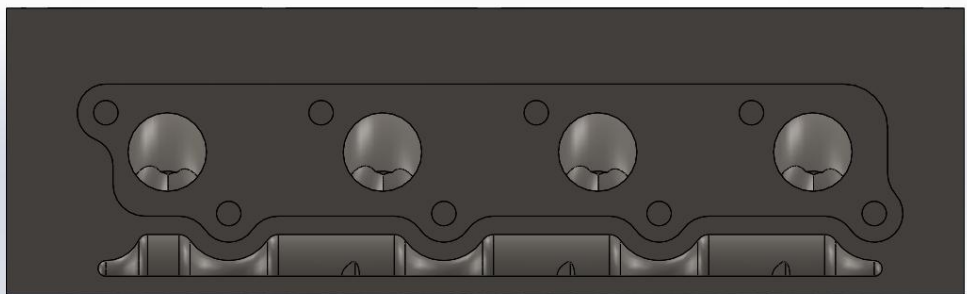


Рис. 5.2.2 Випускні канали

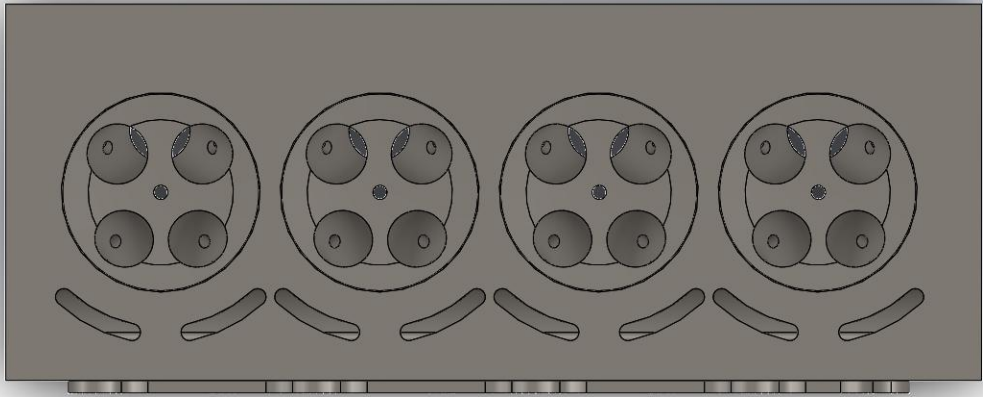


Рис. 5.2.3 Вигляд зі сторони циліндру

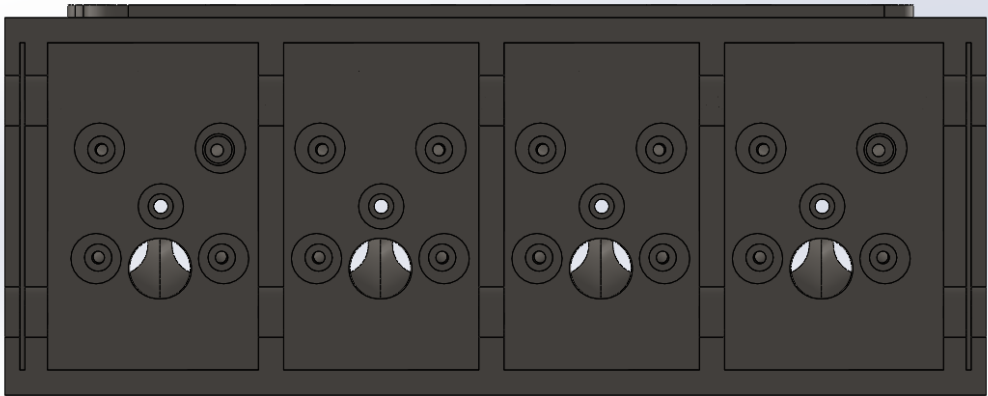


Рис. 5.2.4 Вигляд згори

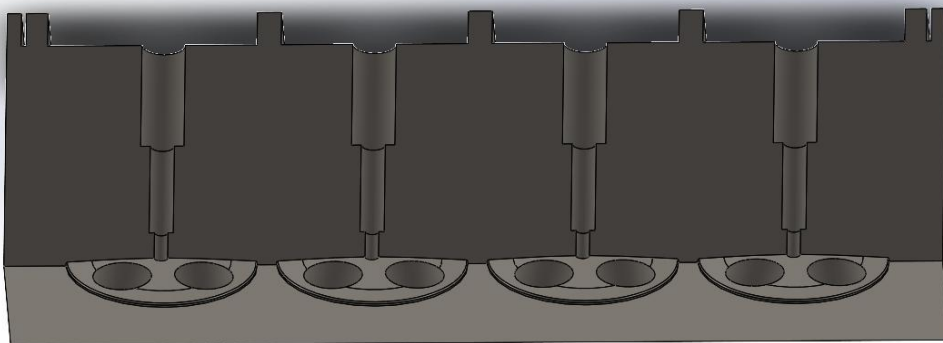


Рис. 5.2.5 Продольний розріз з місцем під насос-форсунку

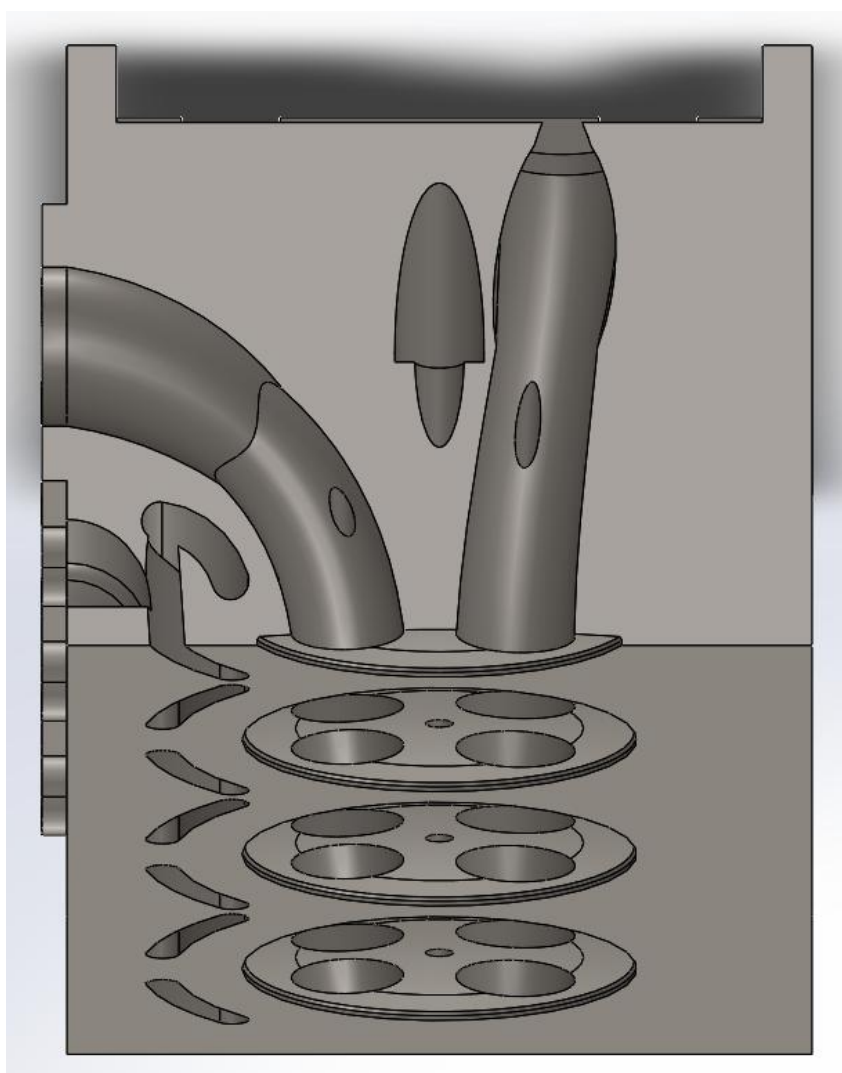


Рис. 5.2.6 Поперечний розріз з випускним і впускним каналами

					MP.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

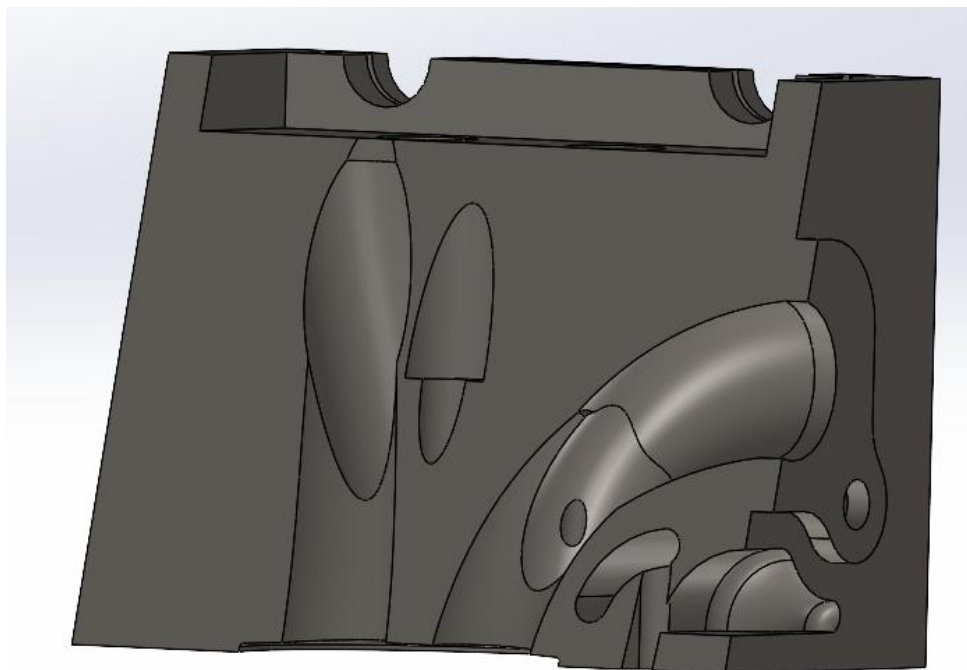


Рис. 5.2.7 Поперечний розріз з випускним і впускним каналами

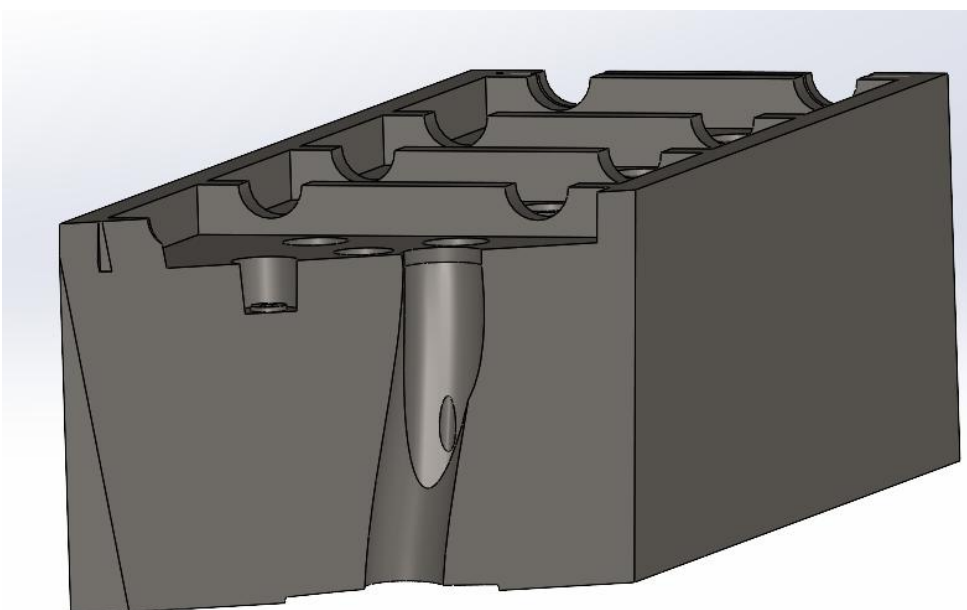


Рис. 5.2.8 Вигляд впускного каналу

					МП.8.142.6221м.09	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

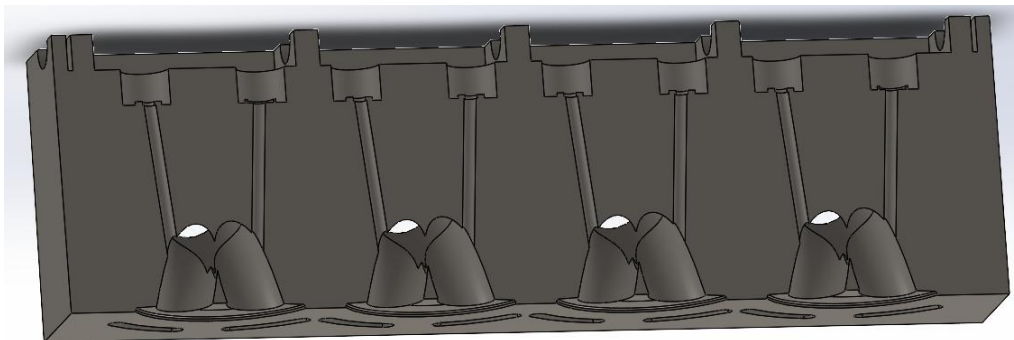


Рис. 5.2.9 Вигляд випускних каналів з місцем під клапани

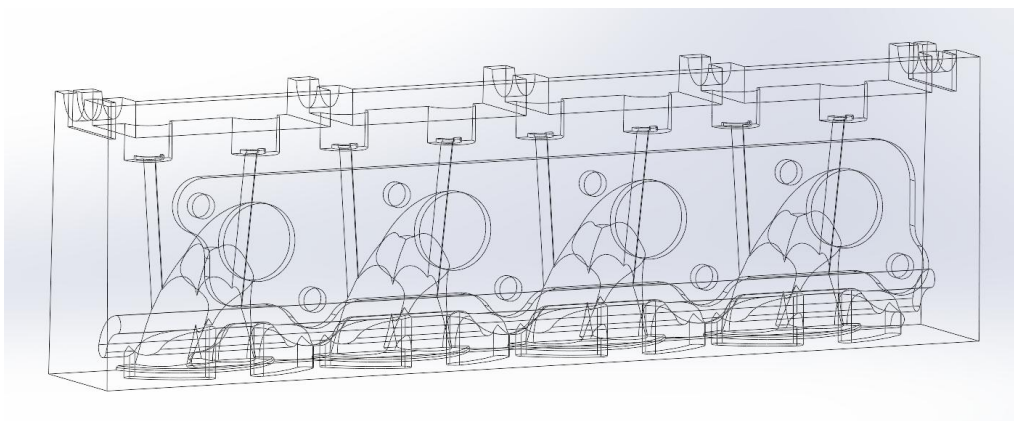


Рис. 5.2.10 Вигляд випускних каналів з місцем під клапани

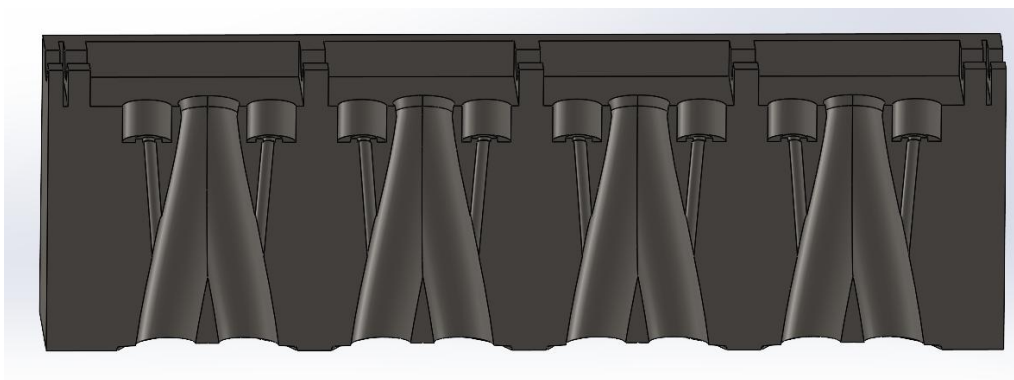


Рис. 5.2.11 Вигляд випускних каналів з місцем під клапани

					MP.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

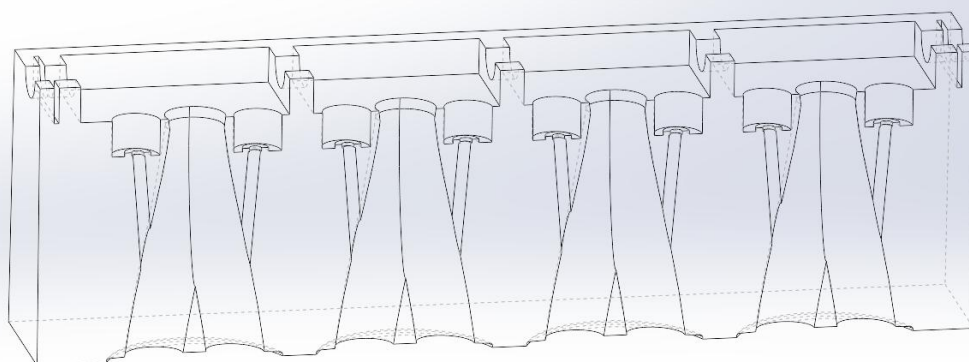


Рис. 5.2.12 Вигляд впускних каналів з місцем під клапани

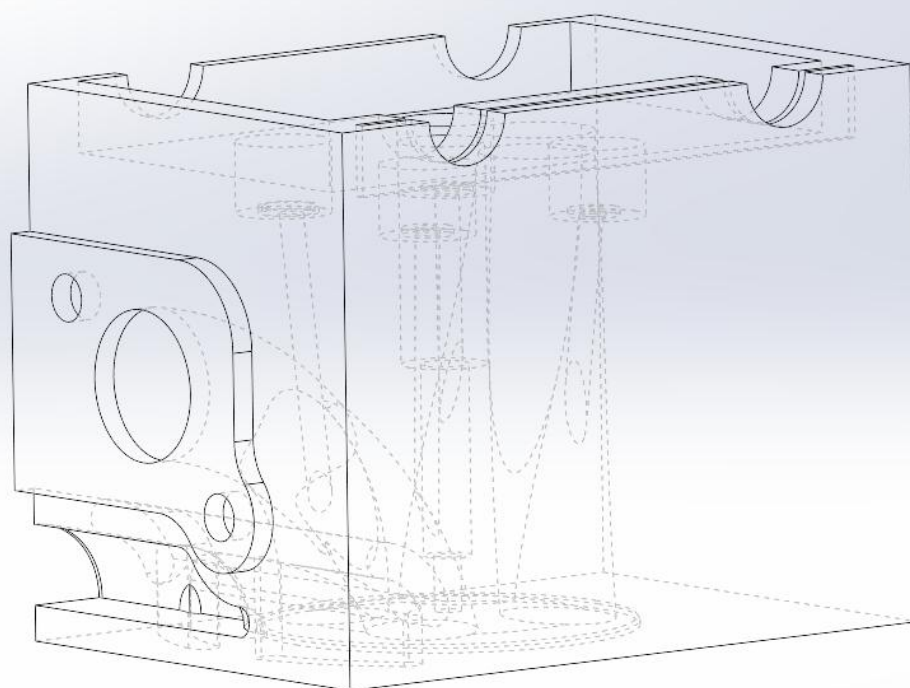


Рис. 5.2.13 Загальний вигляд впускних і випускних каналів

					Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	79

MP.8.142.6221M.09

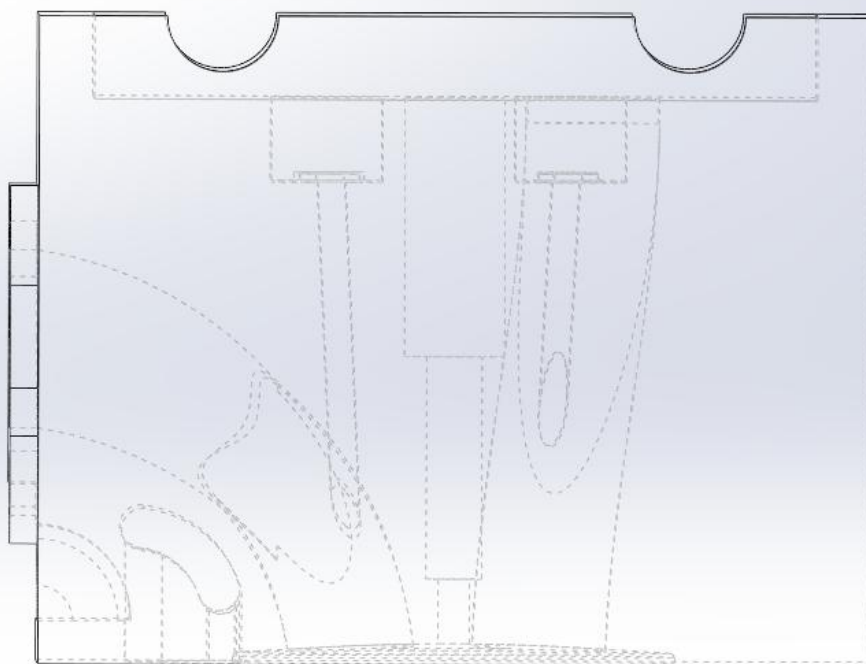


Рис. 5.2.14 Загальний вигляд впускних і випускних каналів

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Доцільність реалізації системи зміни тактності двигуна в процесі його роботи

6.1 Відомості про електрогідравлічні механізми регулювання системи газообміну

Для звичайних умов водіння типовий транспортний засіб приводиться в дію двигуном, розмір якого не перевищує максимальний для даного транспортного засобу. Наприклад, легковий автомобіль, що проїжджає повз інший транспортний засіб на пагорбі, може протягом короткого періоду використовувати максимальну потужність двигуна. Практично в будь-який інший час, від низькошвидкісної їзди по місту до їзди по шосе, потреба в потужності становить частку від усієї доступної. Тому двигуни великого розміру з великим робочим об'ємом сконструйовані так, щоб задовольнити лише випадкові потреби в потужності.

Ситуація з великими робочими транспортними засобами є ще більш драматичною. Вантажні тягачі-причепи, вантажівки для доставки та інші транспортні засоби розроблені з двигунами для повного навантаження. Під час подорожі порожнім, потреба в потужності істотно зменшується. Аналогічно, суднові двигуни часто повинні перемикатися з високої швидкості або потужності на низьку швидкість, коли двигун працює на холостому ходу протягом тривалого періоду часу. Невикористаний робочий об'єм або надлишковий робочий об'єм призводить до надмірного розміру, великих двигунів з великою кількістю циліндрів, які мають вагу та складність, що призводить до непотрібного споживання палива та надмірного забруднення.

Існуючі двигуни внутрішнього згоряння зазвичай обмежені в роботі двотактними або чотиритактними циклами. Двигуни мають фіксовану систему розподілу палива, оптимізовану для обмеженого діапазону роботи. З фіксованим коефіцієнтом стиснення та обмеженими засобами оптимізації продуктивності для всіх діапазонів потужності, крутного моменту та швидкості двигуна споживання палива зазвичай характеризується конкретною кривою споживання палива з однією точкою мінімальної витрати палива.

					MP.8.142.6221m.09	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Хоча певні вдосконалення конструкції двигуна вирішили ці проблеми, наприклад, використання турбокомпресора для високопродуктивної роботи, задоволення потреби в потужності відбувається за рахунок оптимізованого споживання палива.

Існуючі двигуни внутрішнього згоряння використовували перемикаючі кулачкові повторювачі для приводу в дію клапанів з кількох профілів кулачків, щоб забезпечити варіації руху клапанів між одним профілем кулачка до іншого. У звичайній системі, де коромисла або кулачковий пристрій працюють лише з одним профілем кулачка, звичайною практикою є використання гідравлічного регулятора клапана, який знаходиться під тиском мастила і утримується в заповненому положенні за допомогою внутрішнього зворотного клапана. Ці гідравлічні регулятори клапанів були розміщені в блоці, в голові або в самій коромислі або кулачковій точці і дуже універсальні у своєму застосуванні. Однак він недостатній у клапанних механізмах, де кілька профілів кулачків приводять у дію клапани за допомогою коромисел або кулачкових тяг, які певним чином перемикаються з одного профілю на інший.

Бажано виготовити механізм перемикання для перемикання двигуна з двотактного на чотиритактний, при якому паливна ефективність, ефективність викидів і потужність максимізуються.

В даному проєкті використано напрацювання фірми Ricardo в області дослідження можливості створити двигун, працюючий на 2-х та 4-х тактному режимі в залежності від навантаження. Для цього використовуються електрогідравлічні механізми для контролю клапанів і фаз газорозподілу. Частково про це доповідалось у попередньому розділі 5.

В цілому, таке пристосування не є новим винаходом і вже досліджувалось іншими інженерами з метою використання у серійних автомобілях. Застосування електромагнітного приводу клапанів вимагає великих витрат електроенергії на їх відкриття, тому виробники двигунів пропонують відкривати клапани з допомогою гідравліки, а керувати гідравлікою з допомогою електроенергії. На відміну від інших типів відкриття клапанів застосування електрогідравлічного приводу клапанів дозволяє відмовитися не тільки від розподільно-

					MP.8.142.6221m.09	Лист
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

го валу та дросельної заслінки, а й від клапанних пружин. При застосуванні цього типу клапанів, разом з простим відкриттям-закриттям клапанів і ходом клапана можна змінювати фази газорозподілу та їх роботу незалежно для кожного циліндра, знижуючи цим витрату палива та викид токсичних речовин у відпрацьованих газах та підвищити потужність двигуна.

Загальна схема електрогідравлічного приводу клапанів показана на рисунку 6.1:

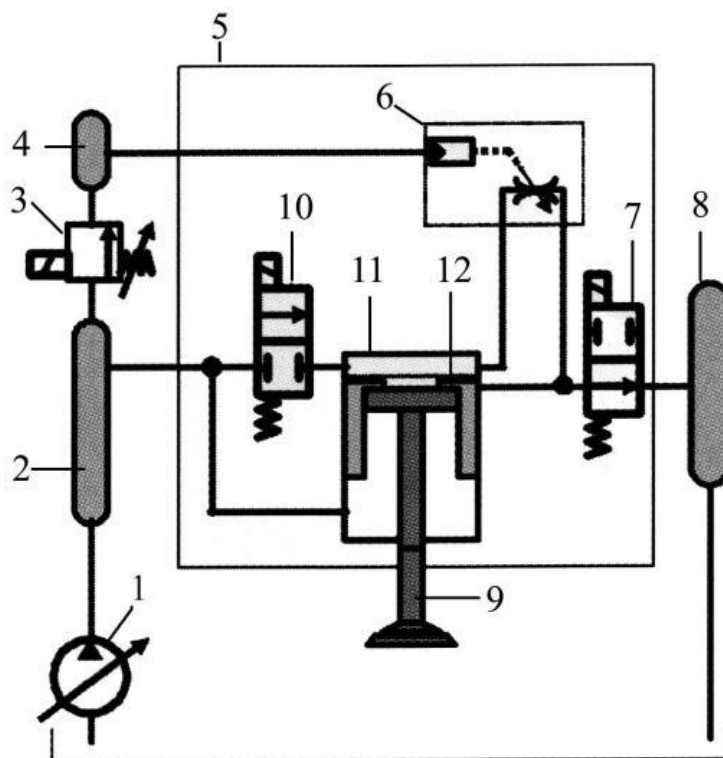


Рис. 6.1 Схема електрогідравлічного приводу клапанів:

Де: 1 – насос високого тиску; 2 – лінія високого тиску (50...200 кгс/см²); 3 – клапан регулювання високого тиску; 4 – лінія керуючого тиску (5...20 кгс/см²); 5 – блок електрогідравлічного підйому клапана; 6 – регулятор підйому клапана; 7 – електромагнітний клапан лінії низького тиску; 8 – лінія низького тиску (менше 5 кгс/см²); 9 – клапан механізму газорозподілу; 10 – електромагнітний клапан лінії високого тиску; 11 – циліндр; 12 – поршень

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кожен блок електрогідравлічного підйому клапана містить для кожного клапану механізму газорозподілу:

- електромагнітний клапан 10 на лінії високого тиску знеструмлений в закритому положенні
- електромагнітний клапан 7 на лінії низького тиску знеструмлений у відкритому положенні регулятор підйому клапана 6
- двоступінчастий регульований привод поршня 12 для відкриття клапана
- гідравлічний компенсатор лінійного розширення

Принцип дії системи такий. Насос високого тиску створює тиск мастила в системі до 200 кгс/см^2 . Електромагнітний редуційний клапан 3 регулює тиск у лінії високого тиску в межах $50 \dots 200 \text{ кгс/см}^2$ за сигналом блоку управління, залежно від частоти обертання колінчастого валу, навантаження, температури тощо. Цей клапан регулює змінний хід висоти підйому клапана одночасно для всіх клапанів одразу. Якщо на електромагнітний клапан 10 подається напруга, він відкривається і масло з лінії високого тиску надходить в циліндр зверху поршня. Електромагнітний клапан на лінії низького тиску 7 в цей час закритий, тому що на нього не подається напруга. Поршень, впливаючи на клапан механізму газорозподілу, переміщує його вниз, таким чином клапан відкривається. Залежно від режиму роботи двигуна спрацьовує регулятор підйому 6 клапана, змінюючи швидкість посадки всіх клапанів одночасно. Зміна фаз газорозподілу клапанів відбувається під час зміни часу подачі напруги на електромагнітний клапан лінії високого тиску 10.

При знеструмленні електромагнітного клапана 10 масло з лінії високого тиску надходить у циліндр знизу поршня. Поршень, впливаючи на клапан механізму газорозподілу, переміщує його вгору, таким чином клапан закривається. Масло з місця над поршнем подається в лінію низького тиску і потім знову подається до насоса.

Для того, щоб збільшити силу відкриття клапана і одночасно знизити споживання енергії при великому ході відкриття клапана, застосовуються поршні, що складаються з двох частин. При середньому тиску близько 100

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						85
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

кгс/см² та відносно малому часі спрацювання повний хід клапана становить 1 мм, а швидкість посадки коливається від 0.05 до 0,5 м/с.

Електрогідравлічний привід клапанів пов'язаний із системою циркуляції масла двигуна. Спільними з системою змащення двигуна є піддон картера двигуна, масляний насос для подачі масла в систему змащення двигуна і насос високого тиску приводу клапанів, фільтр очищення масла і магістраль зливу олії з головки блоку. До використовуваного масла, єдиного для загальної системи мастила та приводу клапанів пред'являються високі вимоги щодо якості при тривалій експлуатації та в'язкі характеристики. Тому в систему мастила має заливатися олія типу 0W40. Для відстеження в'язкості при експлуатації двигуна передбачено спеціальний датчик, що посилає сигнал про втрату в'язкості.

Блоки електрогідравлічного підйому клапана можуть встановлюватися та монтуватися незалежно один від одного. Виконана з великою точністю плоска поверхня блоку дозволяє забезпечувати необхідну гідравлічну щільність з'єднання блоку з корпусом двигуна.

Простіше рішення гідравлічного приводу клапанів пропонує фірма Фіат. Впускний клапан тут відкривається за допомогою розподільного валу та гідравлічного передавального механізму.

Де: 1 – впускний клапан; 2 – поршень; 3 – розподільний вал; 4 – плунжерний штовхач; 5 – масляна камера циліндра плунжерного штовхача; 6 – електромагнітний клапан; 7 – масляний резервуар

При обертанні розподільного валу 3 кулачок набігає на плунжерний штовхач 4, створюючи тиск масла в циліндрі штовхача, яке потім передається на поршень 2, що впливає на впускний клапан. Тиск у циліндрі штовхача може змінюватись в залежності від ступеня відкриття електромагнітного клапана 6, що управляє золотником. Цим регулюється хід клапана та зміна режиму роботи двигуна може здійснюватися без дросельної заслінки.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

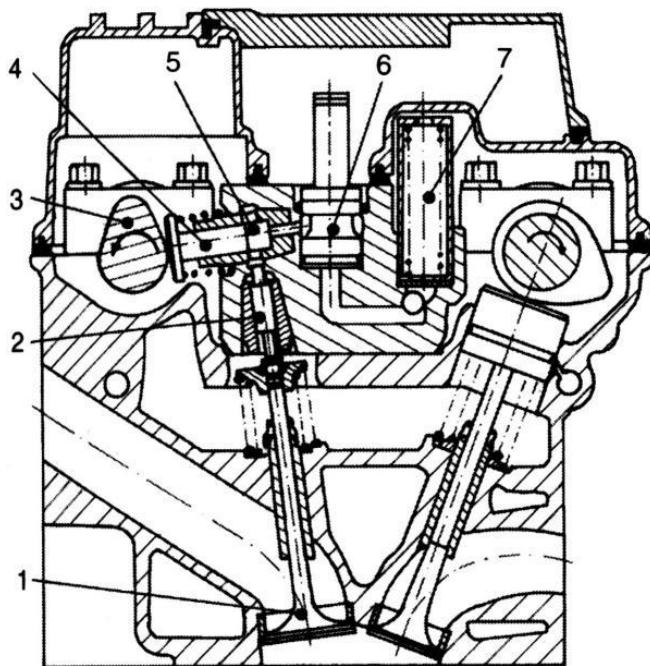


Рис. 6.2 Електрогідравлічний привід впускних клапанів фірми Фіат

Масло через сполучений канал може передаватися в невеликий масляний резервуар 7. Електромагнітний клапан 6 розрахований на екстремально швидке включення.

6.2 Принципова схема зміни тактності в процесі роботи двигуна.

Запропонований компанією Ricardo механізм має таку специфікацію. Механізм здатний перемикатися між двотактним і чотиритактним режимом роботи двигуна за бажанням, при цьому механізм перемикавання перемикається між зачепленням з першим кулачком для чотиритактного режиму і другим кулачком для двотактного режим роботи. Чотиритактний режим максимізує ефективність використання палива та викидів, а двотактний максимізує потужність.

Відповідно до цього винаходу було спроектовано механізм перемикавання двигуна з двотактного на чотиритактний тип роботи, при якому ефективність палива, ефективність викидів і потужність максимізуються.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						87
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Механізм перемикання для перемикання двигуна з одного типу такту на інший містить:

першу пару штифтів; перший кінець кожної з першої пари штифтів, сполучених з рідиною під тиском; другий кінець кожної з першої пари штирів, що підштовхуються пружиною і механізм перемикання, пристосований для перетворення обертового руху кулачкового валу в лінійний рух клапана.

Механізм перемикання містить першу пару штирів і пристосований для зачеплення двотактної кулачкової поверхні та чотиритактної поверхні кулачка кулачковий вал, завдяки чому зміна тиску рідини під тиском викликає переміщення принаймні однієї з першої пари штирів, щоб зупинити перетворення руху від однієї з поверхні двотактного кулачка і поверхні чотиритактного кулачка до клапана .

На супровідних кресленнях:

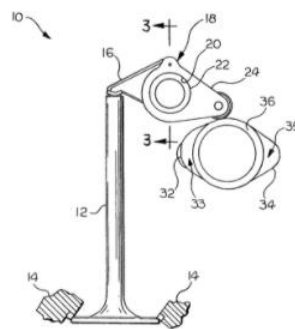


FIG. 1

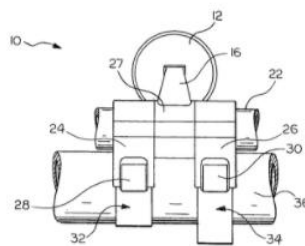


FIG. 2

Рис. 6.3 FIG. 1 являє собою схематичний вид лівої сторони механізму для перемикання двигуна з одного типу такту на інший, що включає клапан двигуна, коромисла та вузол кулачкового валу відповідно до цього винаходу; FIG. 2 - схематичний вид зверху вузла, показаного на FIG.1;

					MP.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		88

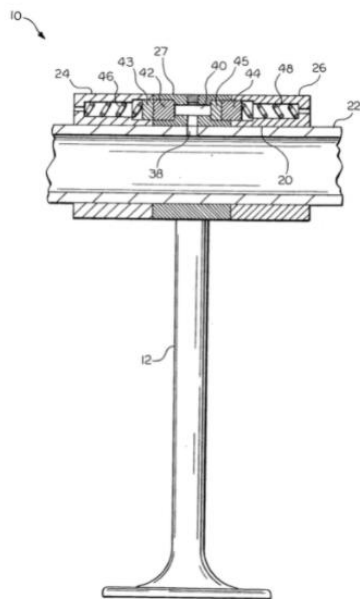


FIG. 3

Рис.6.4 FIG. 3 - схематичний вид у розрізі вузла, показаного на фіг. 1 взятий по лінії 3—3;

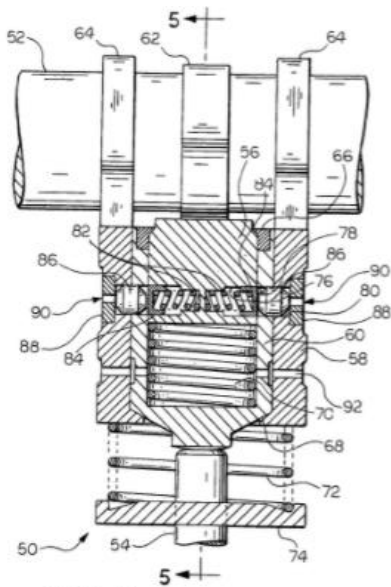


FIG. 4

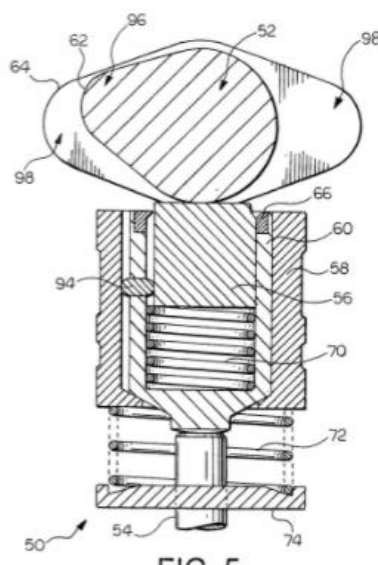


FIG. 5

Рис. 6.5 FIG. 4 - схематичний вид спереду другого варіанту здійснення згідно з цим винаходом, що показує механізм для перемикавання двигуна з одного типу такту на інший тип такту, включаючи перемикаючий товчач у розрізі та кулачковий вал; FIG. 5 є схематичним розрізом перемикаючого товчака і кулачкового валу на FIG. 4 взяті по лінії 5—5;

					MP.8.142.6221м.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		89

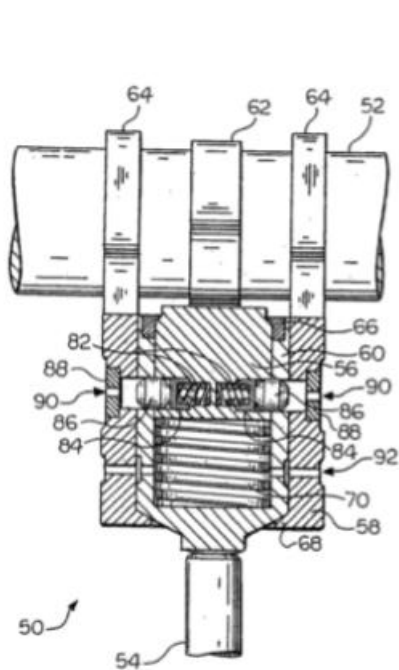


FIG. 6

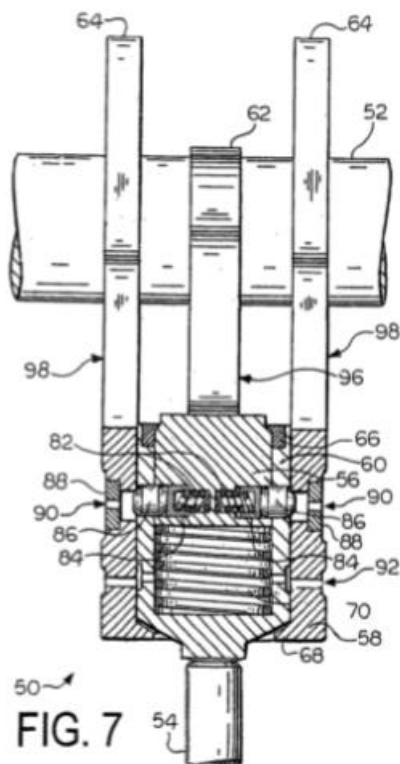


FIG. 7

Рис. 6.6 FIG. 6 являє собою схематичний вид спереду в вертикальному положенні перемикаючого товкача і кулачкового вала на фіг. 4, що показує стопорний штифт у положенні, щоб викликати передачу руху тільки від чотиритактного кулачка і з товкачем в положенні базового кола; FIG.7 являє собою схематичний вид спереду у вертикальному положенні перемикаючого товкача і кулачкового вала на FIG. 4 і 6, що показують фіксуючий штифт в положенні, щоб викликати передачу руху тільки від чотиритактного кулачка і з товкачем в положенні повного підйому;

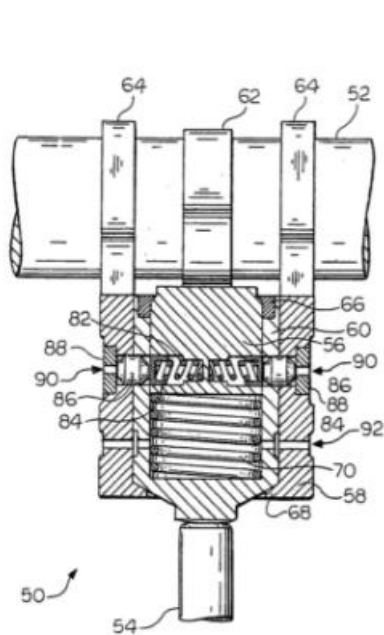


FIG. 8

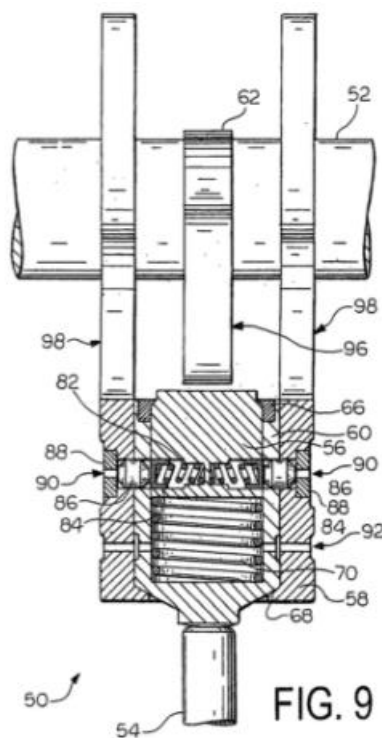


FIG. 9

Рис. 6.7 FIG. 8 - схематичний вид спереду в вертикальному положенні перемикаючого товкача і кулачкового вала на FIG. 4, що показує стопорний штифт у положенні, щоб викликати передачу руху тільки від двотактних кулачків і з товкачем в положенні базового кола; FIG. 9 являє собою схематичний вид спереду у вертикальному розрізі перемикаючого товкача і кулачкового вала на фіг. 4 і 8, що показують фіксуючий штифт у положенні, щоб викликати передачу руху тільки від двотактних кулачків і з товкачем в положенні повного підйому;

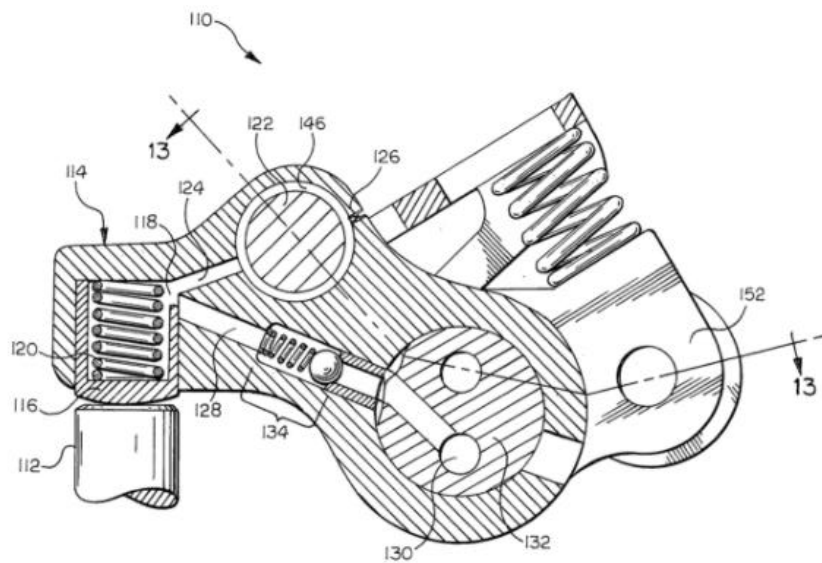


FIG. 12

Рис 6.8 FIG. 12 являє собою схематичний вид збоку в розрізі третього варіанту здійснення згідно з цим винаходом, що показує механізм для перемикання двигуна з одного типу такту на інший тип такту, включаючи кулачок і вузол коромисла;

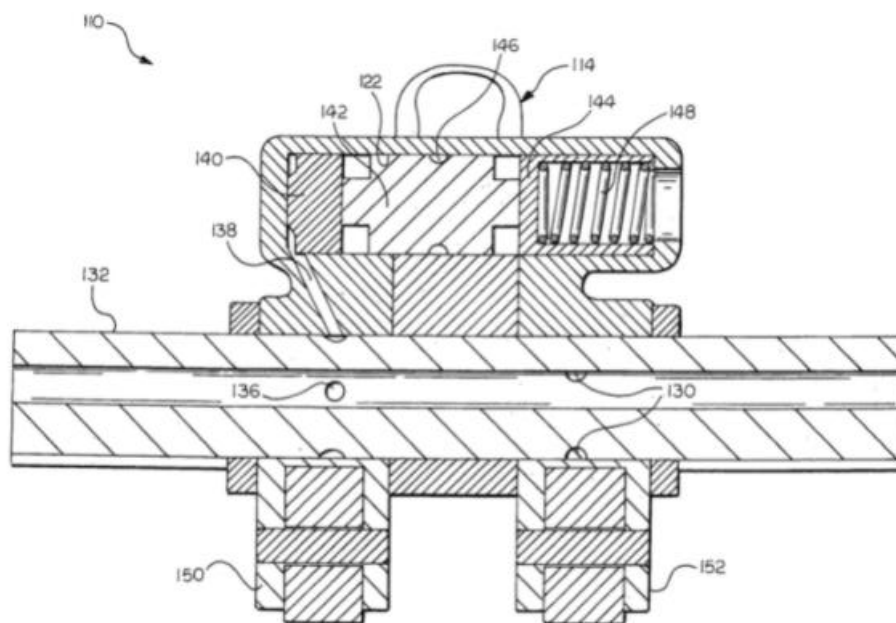


FIG. 13

Рис 6.9 FIG. 13 - схематичний вид у розрізі вузла на фіг. 12 уздовж лінії 13—13.

					MP.8.142.6221M.09	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		92

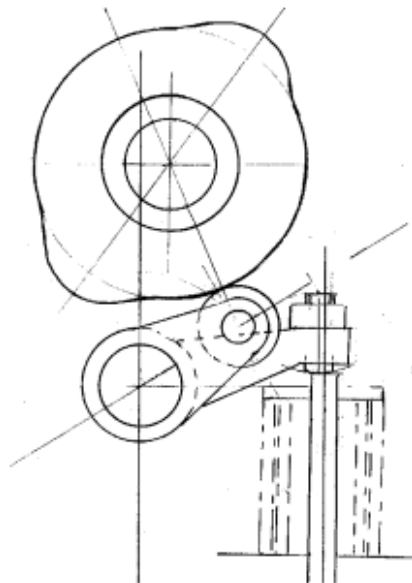


Рис. 6.10 Загальний вигляд механізму зміни тактності

В підсумку можна зробити висновок, що звичайні механічні клапани мають незаперечні переваги у вигляді простоти конструкції, реалізації і функціональної надійності.

З іншого боку розподільний вал кінематично постійно (жорстко) пов'язаний з колінчастим валом двигуна. Такий зв'язок не дозволяє створювати поршневі двигуни з програмним управлінням процесами газорозподілу від електронної автоматики, що перешкоджає подальшому удосконаленню робочого процесу двигунів.

Можливість регулювати робочий процес на рівні кожного циліндру може скоротити викиди вуглекислого газу на 15-20%, а витрата палива у машин з бензиновим агрегатом була б порівняна з дизелем.

6.3 Дослідження моменту перемикавання тактності

Нижче приведені результати розрахунків показників двигуна при роботі на 2-х та 4-х тактах і часткових навантаженнях. Регулювання навантаження відбувалося шляхом зміни паливоподачі.

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

В усіх графіках даного підрозділу:

—●— 2-х тактн.

- -■- - 4-х тактн.

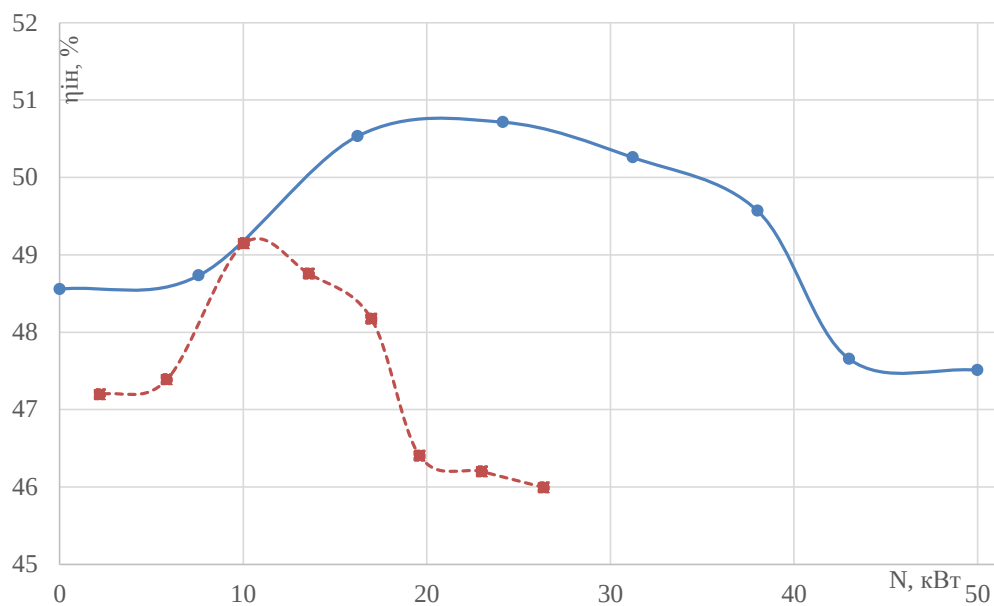


Рис. 6.3.1 Індикаторний к.к.д.

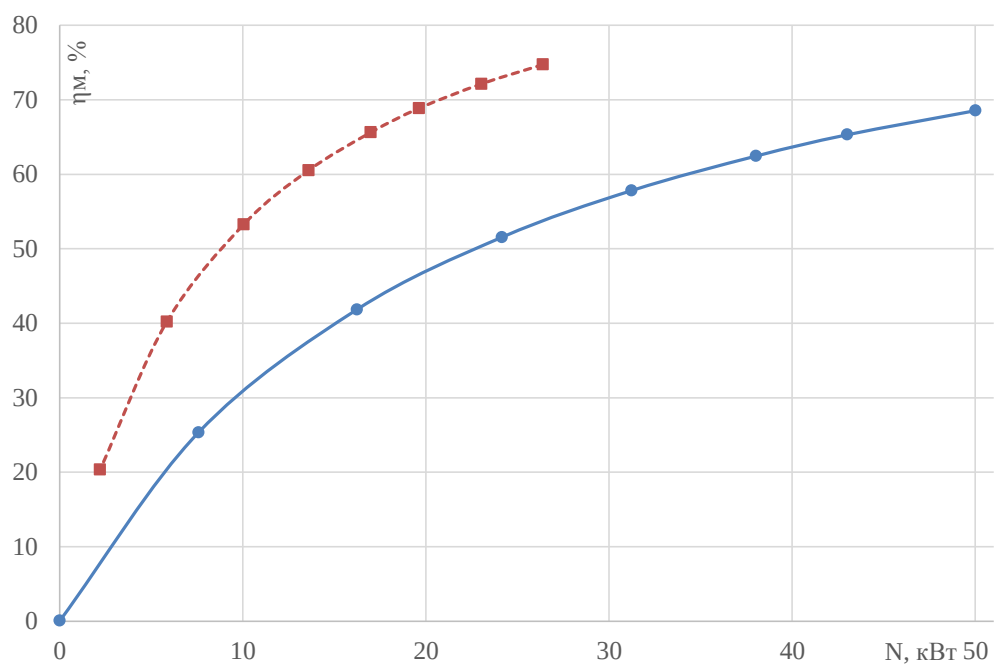


Рис. 6.3.2 Механічний к.к.д.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						94
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

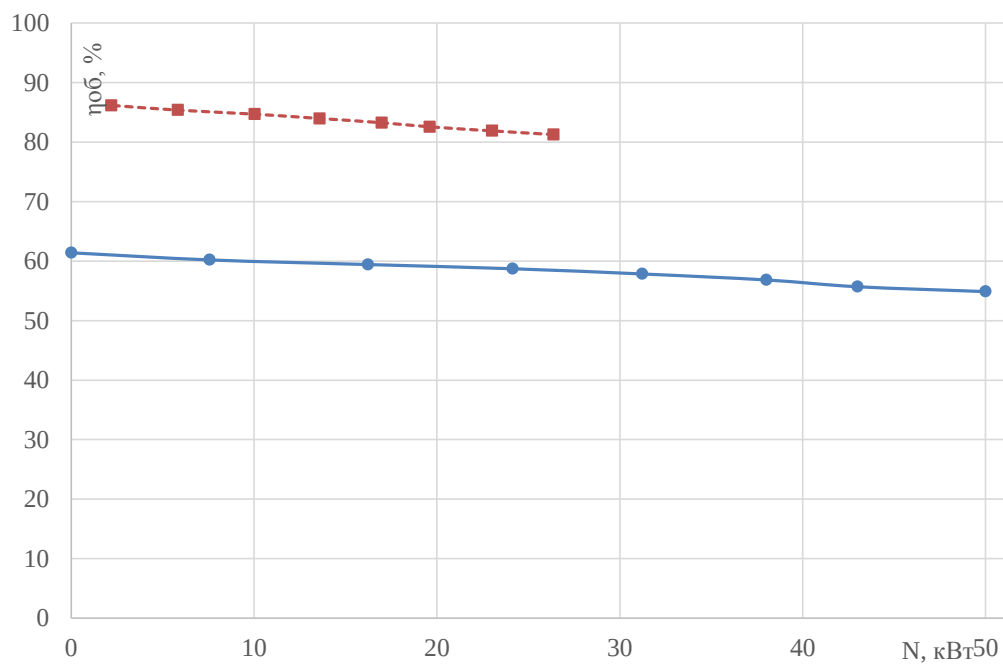


Рис. 6.3.3 Коефіцієнт наповнення

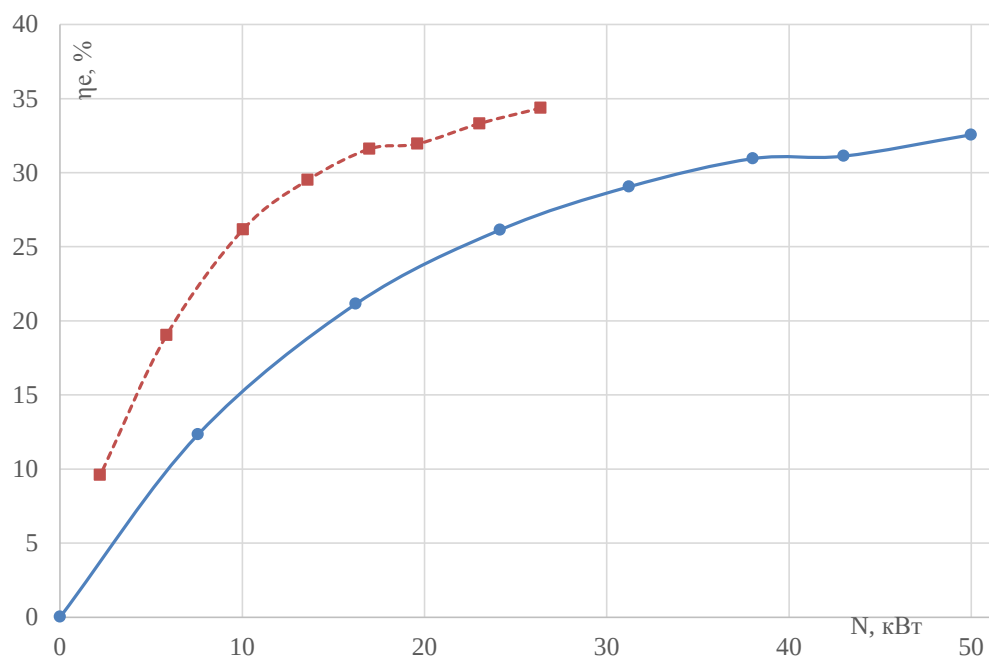


Рис. 6.3.4 Ефективний к.к.д. двигуна

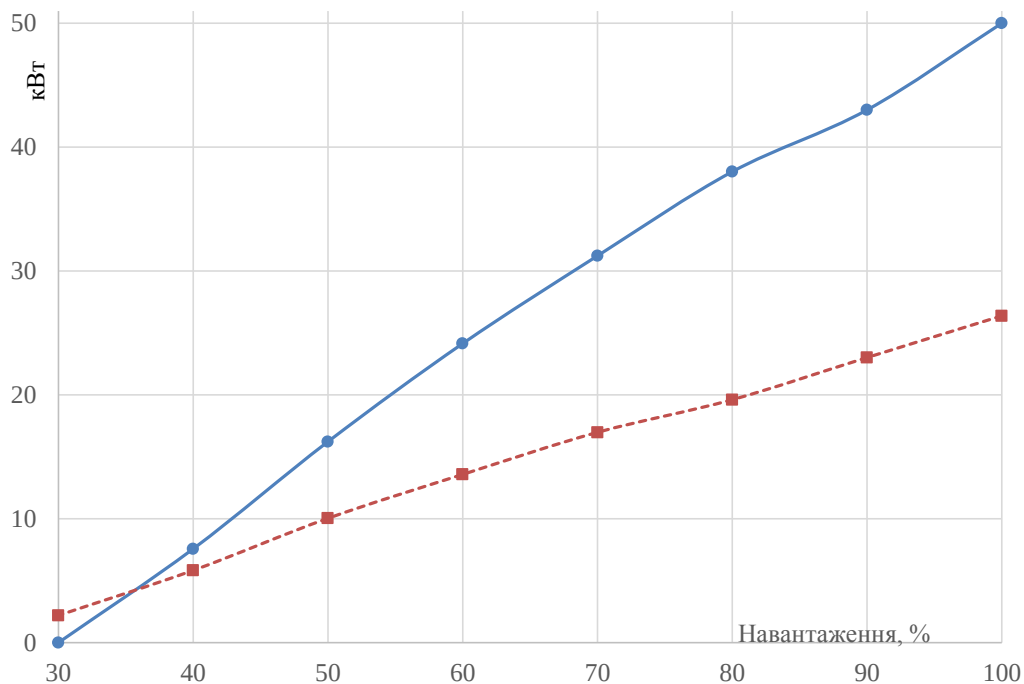


Рис. 6.3.5 Потужність

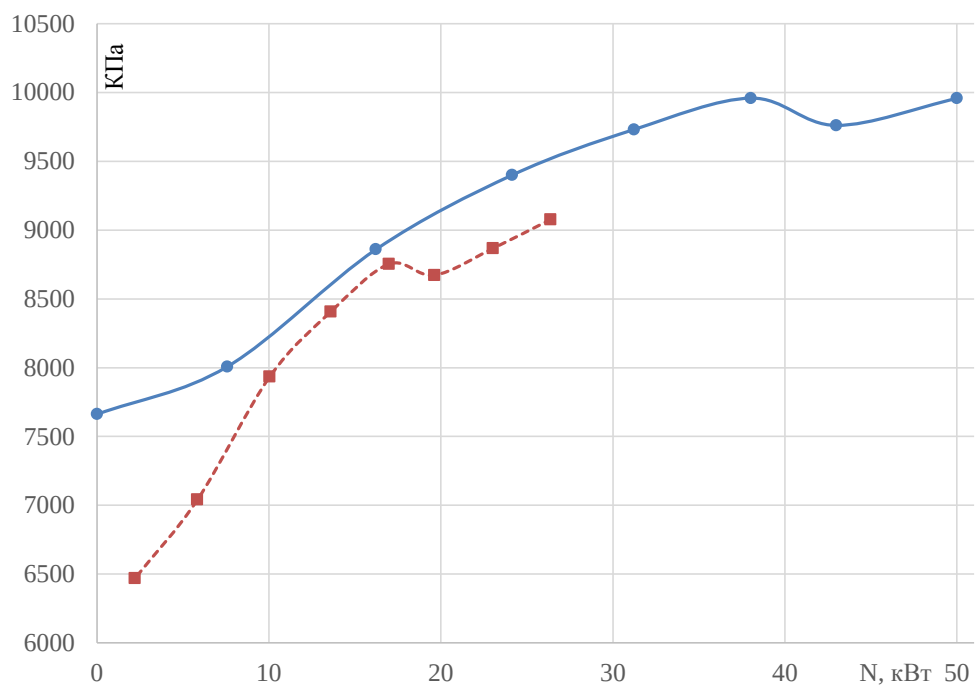


Рис. 6.3.6 Максимальний тиск у циліндрі

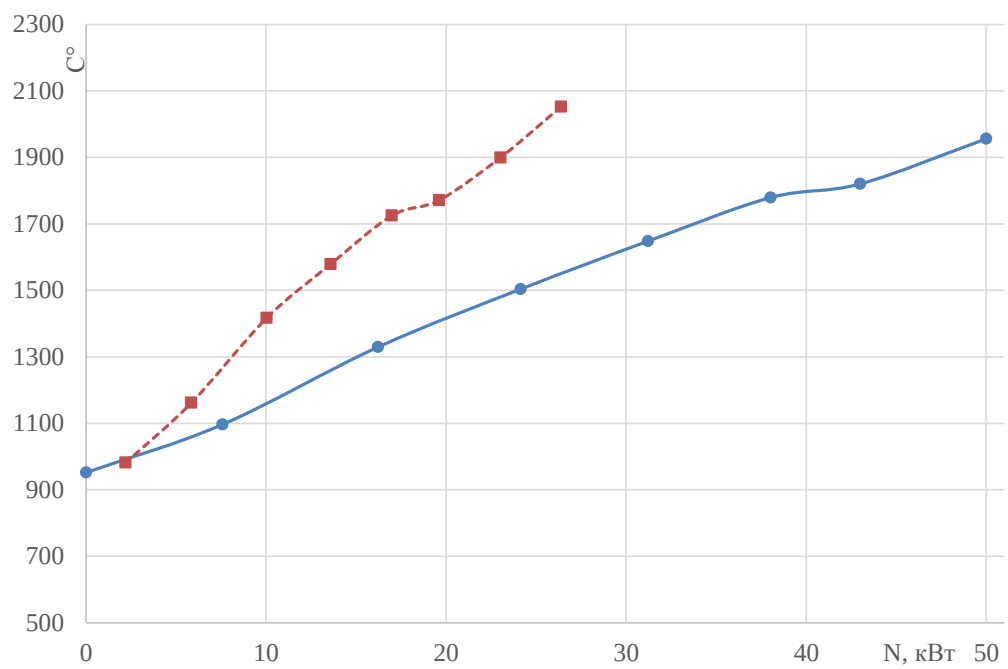


Рис. 6.3.7 Максимальна температура у циліндрі

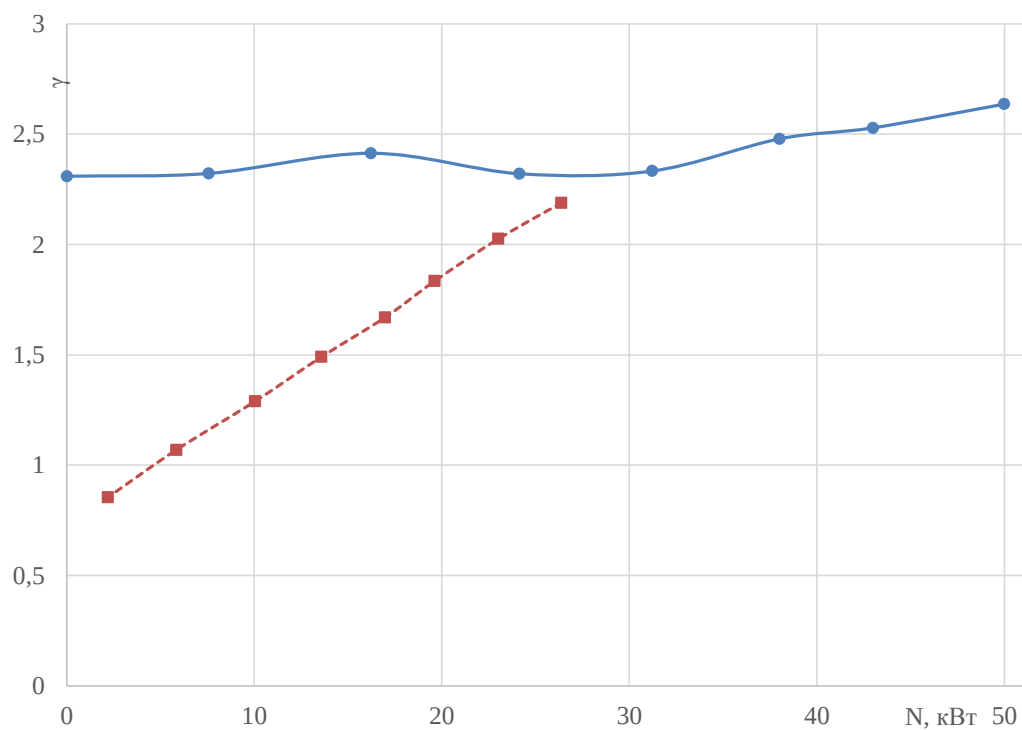


Рис. 6.3.8 Коефіцієнт залишкових газів

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

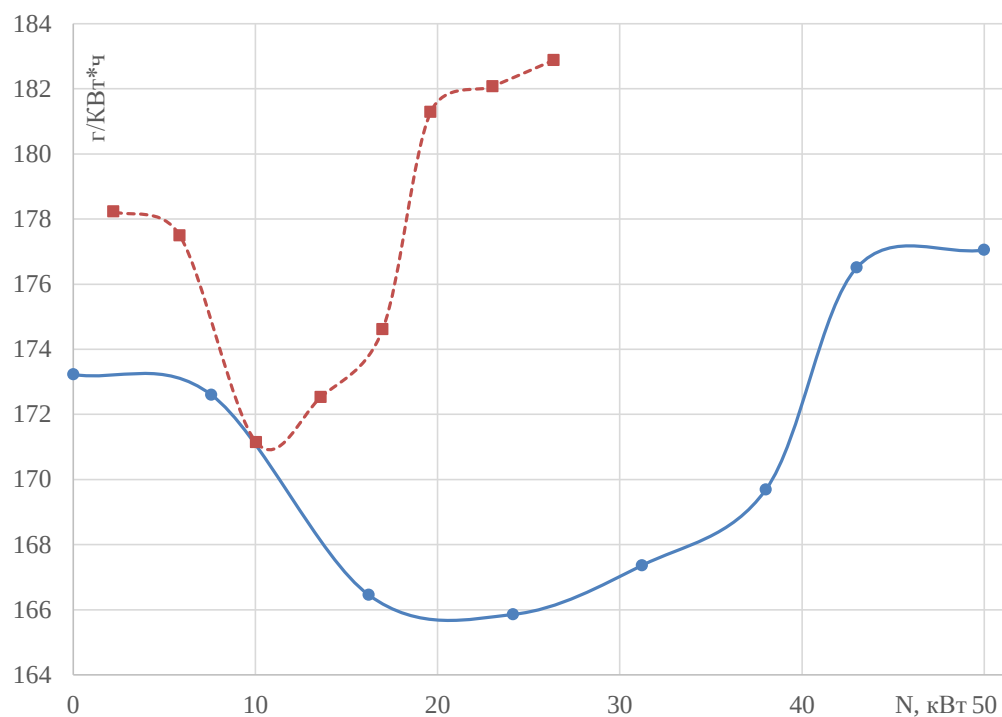


Рис. 6.3.9 Індикаторна витрата палива

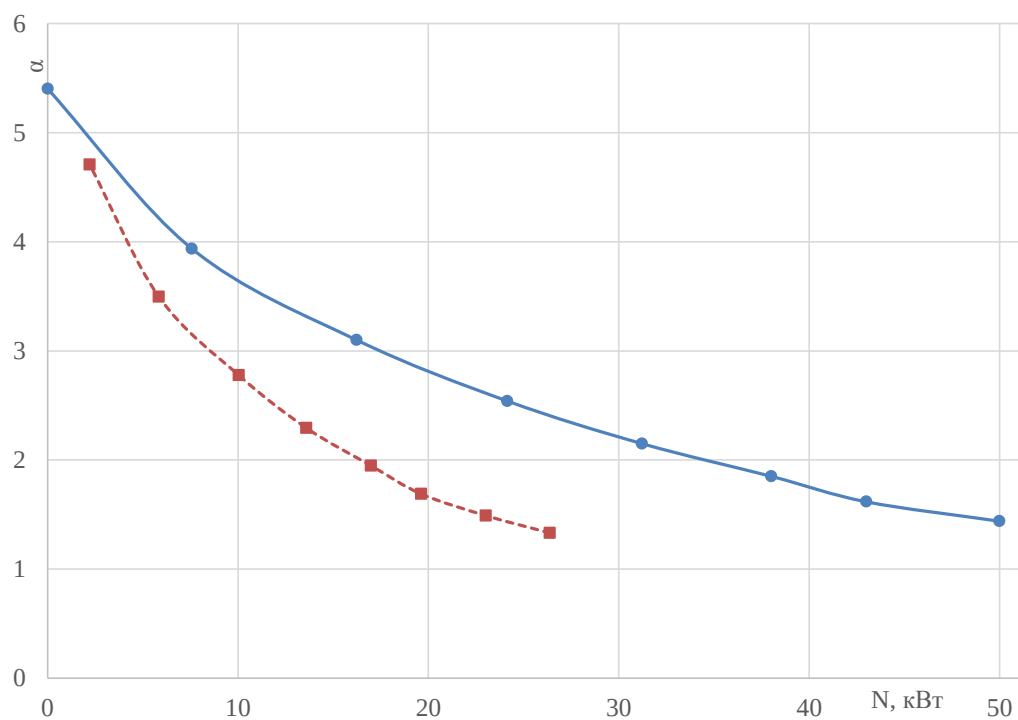


Рис. 6.3.10 Коефіцієнт надлишку повітря

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						98
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

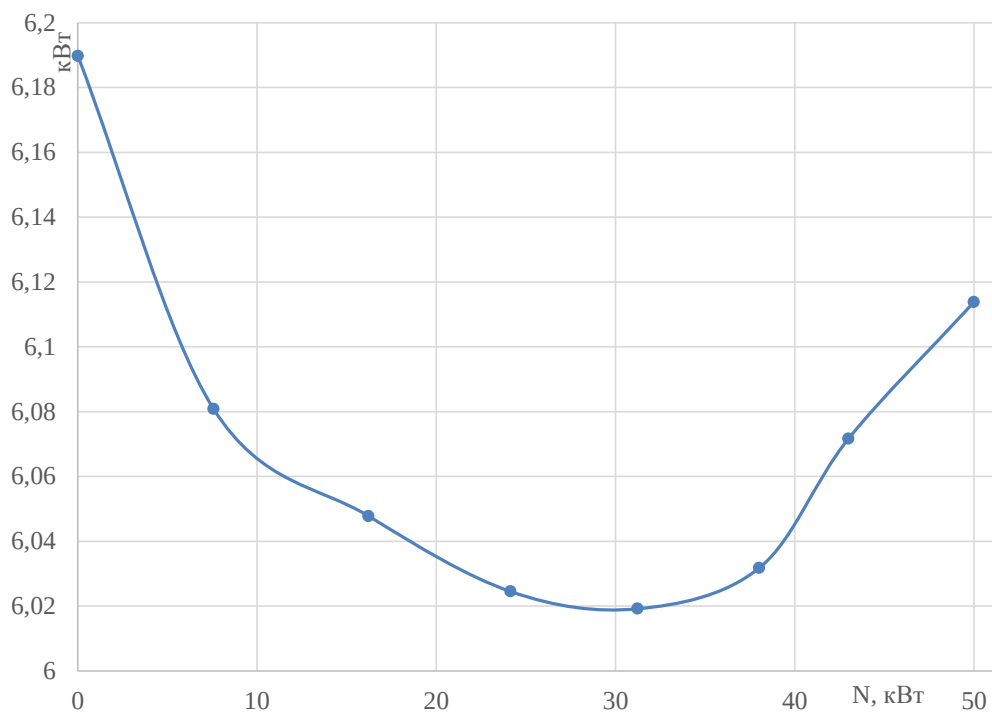


Рис. 6.3.11 Потужність компресора

За розрахованими даними можна зробити висновок, що найбільш оптимально буде перемикати двигун на 4-х тактну схему роботи на часткових навантаженнях до 50%.

Висновок

Результатом виконання магістерської роботи став ескізний проект автомобільного двигуна типу 4Д/ЧН 7,2/9 змінної тактності, обладнаний системою варіативних фаз газорозподілу.

Порівняння ідеальних термодинамічних циклів Сабате-Тринклера та Аткінсона дозволило встановити, що оптимальним співвідношенням ходу розширення до ходу стиснення поршня є $\lambda = 1,843$.

Реалізація даного співвідношення виконана з використанням двигуна-прототипу VW 1.9 TDI, в якому були змінені діаметр циліндра (72 мм проти 79,5 мм) та хід поршня (90 мм проти 95,5 мм), застосована чотириклапанна голівка циліндрів замість двоклапаної, використання сучасна система подачі палива.

Моделювання робочого процесу запропонованого двигуна в програмному сервісі Blitz-PRO допомогло визначити необхідні фази газорозподілу для реалізації необхідного циклу, а саме: фази впускних клапанів - відкриття після НМТ – 5° , закриття після НМТ – 85° , фази випускних клапанів - відкриття перед НМТ – 35° , закриття після НМТ – 90° .

В результаті розрахунків отримано такі основні показники для двотактного режиму: тиск у кінці стиснення $p_c = 6849,37$ кПа, температура у кінці стиснення $t_c = 1029,11$ °С, максимальна температура $t_z = 1956,02$ °С, максимальний тиск $p_z = 9957,08$ кПа, тиск на початку продувки $p_b = 347,82$ кПа, температура на початку продувки $t_b = 1132,18$ °С, індикаторний ККД $\eta_i = 47,5$ %, об'ємний ККД $\eta_v = 54,87$ %, ККД двигуна $\eta_e = 32,56$ %, питома витрата пального $g_e = 258,330$ г/(кВт*год), середній ефективний тиск $p_t = 111,54$ кПа.

Для чотиритактного режиму: тиск у кінці стиснення $p_c = 6147,06$ кПа, температура у кінці стиснення $t_c = 1012,32$ °С, максимальна температура $t_z = 2051,03$ °С, максимальний тиск $p_z = 9081,36$ кПа, тиск на початку продувки $p_b = 395,03$ кПа, температура на початку продувки $t_b = 1209,17$ °С, індикаторний ККД $\eta_i = 46,01$ %, об'ємний ККД $\eta_v = 81,29$ %, ККД двигуна $\eta_e = 34,38$ %, питома витрата пального $g_e = 244,648$ г/(кВт*год), середній ефективний тиск $p_t = 105,02$ кПа.

					МР.8.142.6221м.09	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для забезпечення необхідної продувки циліндрів запропоноване використання механічного роторно-лопатєвого компресора Eaton M45 з наступними параметрами: можливість досягнення коефіцієнта тиску наддуву 2,5, теплового коефіцієнта корисної дії до 75% та максимальних обертів до 14000 об/хв.

Розрахунок навантажувальних характеристик двигуна показав доцільність переходу на чотиритактну схему роботи при зменшенні навантаження двигуна нижче 50 %.

Для забезпечення необхідної схеми продувки в двотактному режимі було здійснене ескізне проектування голівки циліндрів двигуна з фокусуванням уваги на профілюванні впускних та випускних каналів.

Також розглянуті принципові способи реалізації системи варіативних фаз газорозподілу, які дозволять забезпечити переведення двигуна з двотактного на чотиритактний цикл.

Загальний висновок по роботі полягає в тому, що застосування концепції професора Дяченко для реалізації циклу з продовженим розширенням у випадку з автомобільним дизельним двигуном вимагає здійснення низки нових розробок, зокрема систем, що дозволять забезпечити якісну продувку циліндра в двотактному режимі та системи газорозподілу з можливістю перемикання з двотактного режиму в чотиритактний.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						101
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. Список використаної літератури

1. «Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник» / Ю.Я. Фомін,
2. Blitz-PRO User's manual 2018 by D.S. Minchev : веб-сайт. URL:
<http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf> (дата звернення 06.06.2020)
3. «Дизели: Справочник» / Під ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. іванченко, Л.К. Коллерова. – 3-є вид., перероб. и доп. – Л.: Машинобудівництво, 1977. – 480 с.
4. А.І. Горбань, В.В. Добровольский, А.І. Лукін та ін. – Л.: Судобудівництво, 1989. – 344 с.
5. Ваншейдт В.А. «Судовые двигатели внутреннего сгорания». – Л.: Судобудівництво, 1962.
6. Чалий Д.П. «Автомобільний дизельний двигун з подовженим розширенням та змінною тактністю», 2021, 30 с : веб-сайт <http://web.kpi.kharkov.ua/>.
7. «Справочник по Единой системе конструкторской документации»/А.К. Моргун, В.П. Градиль, Р.А. Егошин; Під ред. Ю.І. Степанова. – 2-е вид. перероб. і доп. – Х.: Прапор, 1979. – 245с.
8. «Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»» / Д.Н. Вирубов, Н.А. Іващенко, В.І. Івін та ін.; Під ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е вид., перероб. і доп. – М.: Машинобудівництво, 1983. – 372с.
9. Наливайко В.С. «Методичні вказівки до виконання КР з Системи ДВЗ». НУК, 2005, 68 с.
10. Спосіб роботи двигуна внутрішнього згоряння: пат. 69648 Україна; опубл. 15.09.2004.
11. A Two-Stroke/Four-Stroke Switching Gasoline Engine – The 2/4SIGHT Concept. URL: <https://ricardo.com/> (дата звернення: 24.01.2021)
12. J. Atkinson gas engine: пат. US367496A США; опубл. 02.08.1887, 5 с.
13. Adaptive miller cycle engine: пат. US7690336B2 США; заявл. 29.02.2008; опубл. 06.04.2010.

					MP.8.142.6221м.09	Лист
						102
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		