

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАДДУВУ ТА СТУПЕНЯ
СТИСНЕННЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ
(OPTIMIZATION OF BOOST PARAMETERS AND COMPRESSION RATIO IN
A GASOLINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE)

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-414м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма (спеціалізація)
«Двигуни внутрішнього згорання»
КАШИРКА Сергій Сергійович

Керівник старший викладач
СЛИНЬКО Віра Василівна

Рецензент декан машинобудівного
факультету, к.т.н., доцент
ГЛУШКО Василь Іванович

Запоріжжя
2025

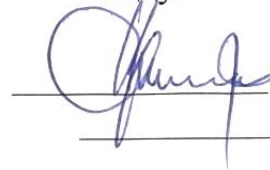
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет
Кафедра Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри «АТД та ГЕУ»



Олександр АРТЮХ
2025 року

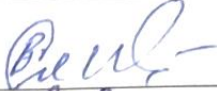


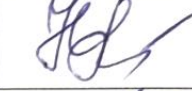


З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

КАШИРКА Сергій Сергійович

1. Тема проекту (роботи) Узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення бензинового двигуна внутрішнього згорання
керівник проекту (роботи) старший викладач СЛИНЬКО Віра Василівна
затверджені наказом вищого навчального закладу від 26.11.2025 р. № 531
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15.12.2025 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) дослідити взаємозв'язок між параметрами наддуву та ступенем стиснення бензинового двигуна внутрішнього згорання на прикладі двигуна Renault F4R
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) провести аналіз літератури за темою дослідження; виконати розрахунок робочого циклу для двигуна Renault F4R при різних значеннях ступеня стиснення, визначити індикаторні та ефективні показники двигуна, а також фактори, що обмежують форсування двигуна; виконати розрахунок системи наддуву двигуна Renault F4R. За отриманими результатами зробити висновки
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) В презентації до захисту надано основні відомості про роботу, основні формули розрахункової методики, результати досліджень в табличному та графічному вигляді

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5	СЛИНЬКО В.В., старший викладач кафедри «АТДтаГЕУ»		
нормо-контроль	РЯБОШАПКА Н.Є., ст. викладач кафедри «АТДтаГЕУ»		
консультант	СЛИНЬКО Г.І., д.т.н., професор кафедри «АТДтаГЕУ»		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	03.09.2025	
2	Аналіз літературних джерел. Обґрунтування актуальності дослідження	10.09.2025	
3	Аналіз конструкції двигуна Renault F4R	20.09.2025	
4	Розробка методики дослідження	01.10.2025	
5	Тепловий розрахунок двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі	10.10.2025	
6	Розрахунок системи наддуву двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі	20.10.2025	
7	Узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення двигуна	30.11.2025	
8	Формування висновків з магістерської роботи	01.12.2025	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	10.12.2025	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту	13.12.2025	
11	Подання роботи до захисту	15.12.2025	

Студент

Керівник проекту (роботи)




(підпис)
(підпис)

Сергій КАШИРКА

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Віра СЛИНЬКО

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 61 с., 11 табл., 14 рис., 1 дод., 32 джерела.

ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ, НАДДУВ, КОЕФІЦІЄНТ ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ В КОМПРЕСОРИ, МАКСИМАЛЬНИЙ ТИСК ЗА ЦИКЛ, МАКСИМАЛЬНА ТЕМПЕРАТУРА ЗА ЦИКЛ, ПИТОМА ЕФЕКТИВНА ВИТРАТА ПАЛИВА, СТУПІНЬ СТИСНЕННЯ

В роботі вирішено важливу актуальну проблему підвищення ефективності, економічності, надійності бензинового 4-тактного двигуна внутрішнього згорання за рахунок знаходження оптимальних співвідношень ступеня стиснення ϵ і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k .

Об'єкт дослідження – робочі процеси чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – вплив ступеня стиснення ϵ і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на ефективні показники бензинового двигуна.

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.).

Результати роботи впроваджено в навчальний процес НУ «Запорізька політехніка» (акт впровадження).

ЗМІСТ

Вступ	7
1 Аналіз літератури за тематикою дослідження	9
1.1 Величина ступеня стиснення та її вплив на показники ДВЗ	9
1.2 Параметри газотурбінного наддуву ДВЗ	16
1.3 Висновки за розділом	19
2 Аналіз конструкції двигуна та методів досліджень	20
2.1 Опис конструкції та технічна характеристика двигуна Renault F4R/F4Rt	20
2.2 Методика дослідження	26
2.3 Висновки за розділом	26
3 Тепловий розрахунок циклу двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі	27
3.1 Вихідні дані до розрахунку	27
3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation	28
3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку	33
3.4 Висновки за розділом	38
4 Розрахунок системи газотурбінного наддуву	40
5 Узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення двигуна Renault F4R	44
5.1 Вплив ступеня стиснення і ступеня підвищення тиску в компресорі на індикаторні показники двигуна	44
5.2 Вплив ступеня стиснення і ступеня підвищення тиску в компресорі на індикаторні показники двигуна	46
5.3 Вплив ступеня стиснення і ступеня підвищення тиску в компресорі на максимальний тиск та максимальну температуру за цикл	50

5.4 Узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення двигуна	
Renault F4R	52
Висновки	54
Перелік джерел посилання	57
Додаток А – Акт впровадження результатів роботи	61

ВСТУП

В роботі вирішено важливу актуальну проблему підвищення ефективності, економічності, надійності бензинового 4-тактного двигуна внутрішнього згорання за рахунок знаходження оптимальних співвідношень ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k .

Мета і завдання дослідження

Мета даної роботи – дослідити вплив ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на ефективні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання, на прикладі двигуна Renault F4R.

Для досягнення мети, вирішено ряд **завдань**:

- проведено аналіз літератури за темою дослідження – визначено сутність величини ступеня стиснення та її вплив на перебіг робочого процесу в ДВЗ; визначено параметри газотурбінного наддуву ДВЗ;

- визначено двигун для дослідження, дослідити його конструкцію, характеристики;

- розроблено методику узгодження величини ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k бензинового 4-тактного двигуна, дослідження їх впливу на ефективні показники двигуна;

- відповідно до розробленої методики виконано дослідження;

- після аналізу отриманих результатів зроблено висновки та рекомендації.

Об'єкт дослідження – робочі процеси чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – вплив ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на ефективні показники бензинового двигуна.

Методи дослідження: теоретичні (аналіз, синтез, індукція, дедукція) та практичні (аналітично-розрахунковий метод). Для виконання дослідження використовувались комп'ютерні програми Engine Calculation, Microsoft Office

Excel.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

– встановлені закономірності щодо впливу ступеня стиснення ϵ і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на ефективні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання, на прикладі двигуна Renault F4R, можуть використовуватись при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ.

Апробація

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.) (акт апробації впровадження результатів роботи в навчальний процес від **08 грудня 2025 р.**).

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Величина ступеня стиснення та її вплив на показники ДВЗ

Геометричним ступенем стиснення ε називають відношення повного (максимального) об'єму циліндра до об'єму камери згорання (мінімального об'єму) [1, 2]

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} . \quad (1.1)$$

Дійсним ступенем стиснення називають відношення надпоршневого об'єму (V_v), що відповідає моменту закриття впускних клапанів, до мінімального об'єму над поршнем [1]

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_c} . \quad (1.2)$$

Залежно від особливостей конструкції, особливостей організації робочих процесів геометричний ступінь стиску змінюється в межах від $\varepsilon = 7$ до $\varepsilon = 24$. Дійсний ступінь стиску на 1–2 одиниці менше геометричного ступеня стиску [1].

У двигунах з іскровим запалюванням верхня межа ступеня стиску ($\varepsilon = 10 \dots 13$) обмежується детонаційним згоранням паливоповітряної суміші; у двигунах із запалюванням палива від стиску нижня межа ступеня стиску ($\varepsilon > 13$) обмежена умовами надійного запалювання палива, а верхня – допустимими механічними навантаженнями на деталі [1].

Величина ступеня стиснення впливає на багато параметрів ДВЗ, зокрема, на:

– термічний ККД (для циклу зі змішаним підведенням теплоти) [1–3]

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}; \quad (1.3)$$

де k – показник адіабати;

λ – ступінь підвищення тиску під час згорання

ρ – ступінь попереднього розширення;

– питому роботу циклу (для циклу зі змішаним підведенням теплоти) [2]

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \cdot \eta_t \cdot [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]; \quad (1.4)$$

– коефіцієнт наповнення циліндра [4]

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (1.5)$$

де $\Delta p_{\text{вп}}$ – втрата тиску на впуску

ΔT – підігрів заряду на впуску;

γ – коефіцієнт залишкових газів;

T_r – температура залишкових газів;

– коефіцієнт залишкових газів [2]

$$\gamma = \frac{1}{(\varepsilon-1)\eta_v} \cdot \frac{p_r T_0}{p_0 T_r}, \quad (1.6)$$

де p_r , T_r – тиск і температура залишкових газів;

p_0 , T_0 – атмосферні тиск і температура;

– об'єм камери стиснення [4]

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (1.7)$$

де D – діаметр циліндра;

r_k – радіус кривошипу;

– індикаторну роботу газів за цикл, для ДВЗ з іскровим запалюванням та дизельних відповідно [1]

$$L_i = \frac{\Psi P_c V_h}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda + 1}{2} (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]; \quad (1.8)$$

$$L_i = \frac{\Psi P_c V_h}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right] \quad (1.9)$$

З підвищенням ступеня стиснення збільшуються тиск і температура повітря до моменту впорскування палива, і період затримки самозаймання палива скорочується. Але при цьому значно зростає максимальний тиск згорання. З точки зору найкращого тепловикористання оптимальним є ступінь стиснення $\varepsilon = 13 \dots 14$. Однак для забезпечення надійності пуску та стійкої роботи при малих навантаженнях і частотах обертання застосовують $\varepsilon = 14 \dots 17$, а у деяких двигунах ступінь стиснення підвищують до $\varepsilon = 22 \dots 26$ [2].

Термодинамічний аналіз циклу **двигунів з іскровим запалюванням** свідчить, що вплив ε на індикаторні показники двигуна вагомий. Підвищення значення ε поліпшує тепловикористання, що веде до збільшення індикаторного ККД η_i , а отже, і до підвищення індикаторної потужності N_i . При збільшенні ε поліпшуються умови запалення суміші, що дозволяє розширити концентраційні межі ефективного збіднення її і отримати приріст η_i , а також підвищення економічності при часткових навантаженнях двигуна. Крім того, при

збільшенні ϵ зменшуються об'єм і поверхня камери згорання, що призводить до зменшення втрат теплоти в систему охолодження, що також підвищує η_i . Отже, збільшення ϵ , якщо виходити з умови впливу його значення на індикаторний процес двигунів з іскровим запалюванням, корисне. Найбільше значення ϵ для кожного конкретного виду двигуна встановлюється із умов забезпечення бездетонаційного згорання і припустимого виходу з відпрацьованими газами токсичних компонентів [2, 5, 6].

Термодинамічний аналіз циклу **дизельних двигунів** свідчить, що збільшення ϵ веде до покращення процесів сумішоутворення і згорання, особливо при використанні низькоцетанових палив. Разом з тим у сучасних автомобільних дизелях застосовуються достатньо високі значення $\epsilon = 16 \dots 22$. Тому подальше їх підвищення не дає значного приросту η_i , а навантаження на деталі при цьому значно зростають. Ось чому доцільне значення ϵ для кожного конкретно дизеля встановлюється з урахуванням впливу цих протилежних факторів [2].

В роботі [7] встановлена вплив ступеня стиснення ϵ і коефіцієнта надлишку повітря α на індикаторний ККД η_i (див. рисунок 1.1).

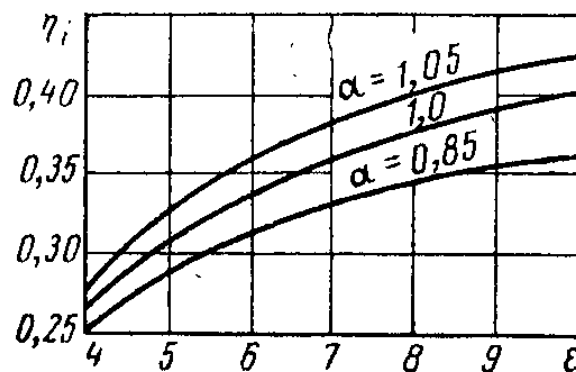


Рисунок 1.1 – Вплив ступеня стиснення ϵ і коефіцієнта надлишку повітря α на індикаторний ККД η_i [7]

В роботі [1] встановлена залежність основних показників циклу двигуна ВАЗ-2103 від величини ступеня стиснення ϵ (див. рисунок 1.2, рисунок 1.3). При збільшенні ступеня стиснення збільшуються значення індикаторного ККД

η_i та його складових, максимального тиску за цикл p_z , тиск початку розширення p_c , зменшуються значення коефіцієнта наповнення циліндра η_v , коефіцієнта надлишку повітря α , кута випередження запалювання Θ_z , ступінь підвищення тиску під час згорання λ [8].

Термічний ККД циклу з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ залежить тільки від ступеня стиску і властивостей робочого тіла (через значення показника адиабати) (рисунок 1.3, а). Питома робота газів за цикл, а відповідно і потужність двигуна, зростають зі збільшенням ступеня стиску ε і ступеня підвищення тиску λ . Термодинамічний цикл з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ реалізовано в двигунах з іскровим запалюванням [1].

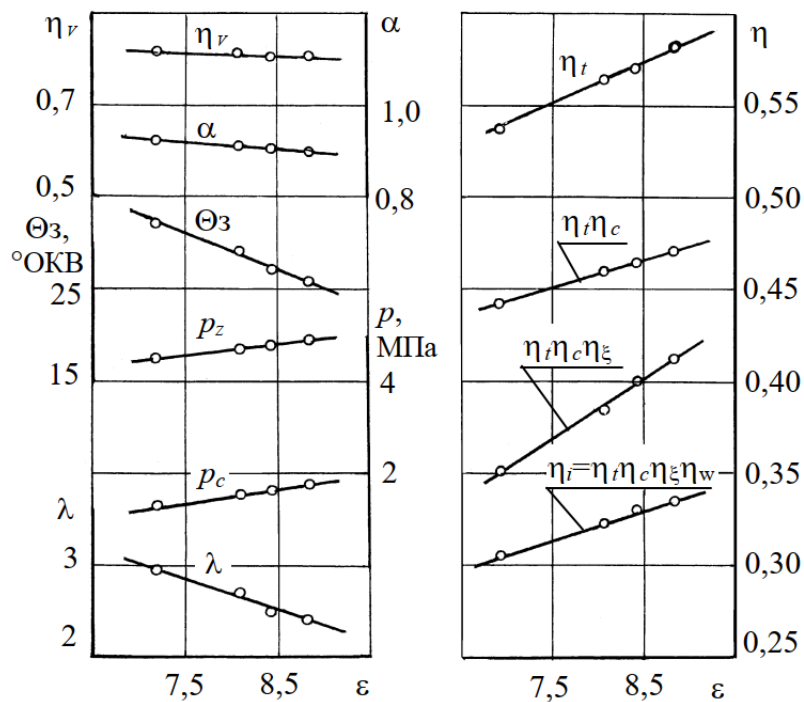


Рисунок 1.2 – Вплив ступеня стиску на параметри і показники дійсного циклу карбюраторного двигуна ВАЗ-2103 ($S/D = 80/76$, $n = 3000$ об/хв) [1]

В роботі [3] встановлено, що термічний ККД у всіх циклів ДВЗ залежить від ступеня стиску ε і показника адиабати k (чим більше значення ε , тим вищий термічний ККД). Із збільшенням ε термічний ККД зростає за експонентою (рисунок 1.4).

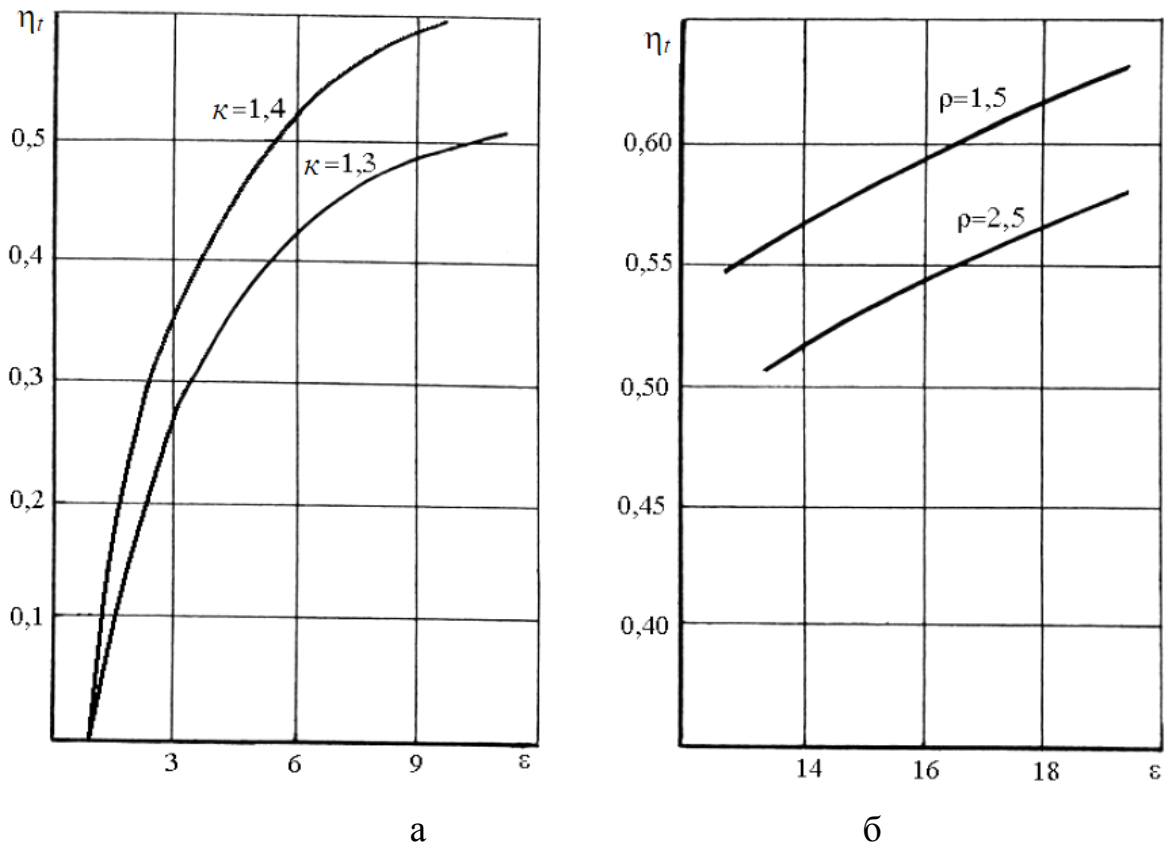


Рисунок 1.3 – Залежність термічного ККД циклів з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ (а), при $p = \text{const}$ (б) і відведенням теплоти від робочого тіла при $V = \text{const}$ від ступеня стиску [1]

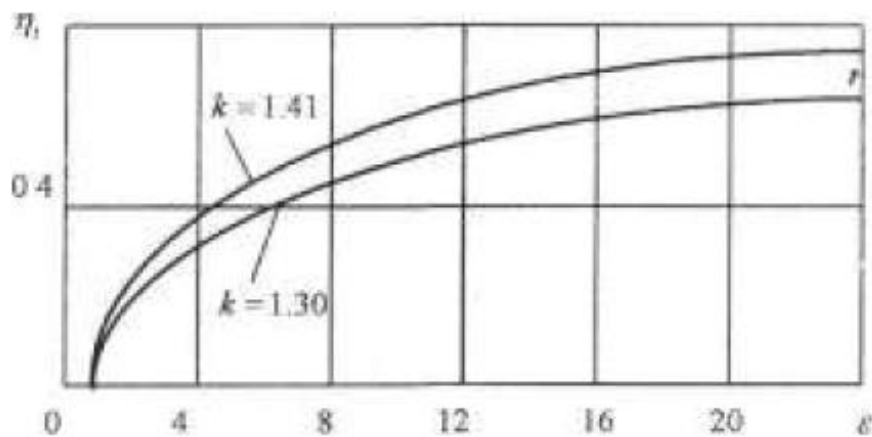


Рисунок 1.4 – Вплив ступеня стиску ϵ на термічний ККД циклу з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ [3]

Оптимальним для всіх типів двигунів є значення $\epsilon = 13...14$. Подальше збільшення ϵ недоцільне, бо в реальних ДВЗ це призводить до зростання

максимального тиску згоряння p_z і збільшення втрат на тертя, які перекривають приріст термічного ККД. Але в дизелях застосовуються більш високі значення ступеня стиску ($\epsilon = 14 \dots 23$), щоб підвищити температуру заряду наприкінці стиску для полегшення пуску холодного дизеля [3, 9].

При однакових значеннях ϵ найбільший ККД виходить у циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$, який використовується в ДВЗ з іскровим запалюванням. Але в реальних ДВЗ з іскровим запалюванням $\epsilon = 8 \dots 10$, подальшому підвищенню ϵ перешкоджає небезпека виникнення детонації. Тому в дизелів кращі показники термічного ККД, ніж в бензинових двигунів (таблиця 1.1) [3].

Таблиця 1.1 – Середні значення ступеня стиску ϵ та термічного ККД η_t у різних циклах [3]

Підвід тепла	ϵ	η_t
$V = \text{const}$	8	0,5
$p = \text{const}$	14	0,6
змішаний	18	0,65

Підвищенню літрової потужності бензинових двигунів сприяє збільшення ступеня стиснення ϵ і зменшення коефіцієнта надлишку повітря α . Покращення паливної економічності можна досягти підвищуючи ступінь стиснення ϵ і збільшуючи коефіцієнта надлишку повітря α . Таким чином, для підвищення потужності і покращення паливної економічності двигунів необхідно збільшувати ступінь стиснення і збіднювати горючу суміш, що дозволяє найбільш ефективно використовувати переваги високих ступенів стиснення.

Для дослідження впливу ступеня стиснення на показники ДВЗ при різних умовах роботи використовують дослідницькі двигуни з перемінним ступенем стиснення [10–14].

1.2 Параметри газотурбінного наддуву ДВЗ

Наддув є радикальним способом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом. При наддуві горюча суміш подається в циліндр під тиском p_k більшим, ніж тиск навколишнього середовища p_0 . Завдяки цьому підвищується густина і збільшується маса свіжого заряду, який поступає в циліндр. Тим самим відкривається можливість при тих же умовах, що і без наддуву, збільшити значення коефіцієнта надміру повітря α , спалити в камері згоряння більшу кількість паливоповітряної суміші і одержати більшу потужність двигуна N_e . Застосуванням наддуву можна підвищити потужність на 40% і більше [2].

Очевидно, що при підвищенні потужності двигуна N_e шляхом наддуву збільшується теплонапруженість його деталей. Саме теплонапруженістю обмежується вибір ступеня підвищення тиску заряду в компресорі $\pi_k = p_k/p_0$, ступеня наддуву в двигунах.

Із урахуванням допустимої теплонапруженості в дизелях із наддувом визначається і потрібний коефіцієнт надміру повітря. Наддув у бензинових двигунах раніше застосовувався порівняно рідко через загрозу появи детонаційного згоряння. Однак останнім часом у світовому автомобільному двигунобудуванні наддув знаходить все більше застосування і в цих двигунах, особливо при застосуванні систем впорскування бензину, як спосіб підвищення економічності двигуна на малих і середніх навантаженнях [2].

Для зниження температури свіжого заряду і підвищення його густини в кінці впуску при високих значеннях ступеня наддуву ($\pi_k > 2,0$) застосовують пониження температури заряду після компресора у спеціальному охолоднику. Завдяки цьому значно збільшується масове наповнення циліндра свіжим зарядом і відкривається можливість (за теплонапруженістю деталей) здійснити ефективний робочий цикл при більш низьких, ніж без наддуву, значеннях α і тим самим забезпечити більшу потужність двигуна. Крім того, при зниженні

початкової температури заряду в циліндрі завдяки охолодженню його після компресора вдається значно зменшити втрати теплоти в стінки камери згоряння, що призводить до істотного підвищення ККД циклу і паливної економічності двигуна [2, 15].

При дообладнанні автомобільного двигуна турбокомпресором важливо не тільки забезпечити задані потужність і найбільший крутний момент у можливо широкому діапазоні зміни частоти обертання двигуна, а й високу паливну економічність й експлуатаційну надійність силової установки. **Забезпечення**

$$V_{\text{газ}} = f(n, p_T, T_T) \quad (1.10)$$

і витратних характеристик компресорної і турбінної частин турбокомпресора. На практиці при виборі для конкретного двигуна турбокомпресора із тих, що серійно випускаються, узгоджується з залежністю (1.10) лише витратна характеристика компресорної частини V_k , м³/год [2]:

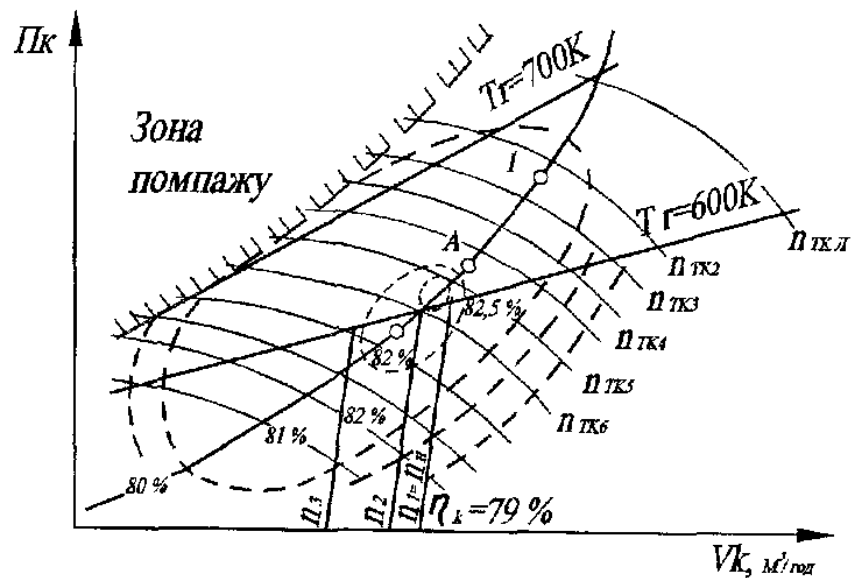
$$V_k = f(\pi_k, n_k) \quad (1.11)$$

а необхідна (в залежності від заданого π_k) пропускна здатність газової турбіни регулюється за рахунок соплового апарату і робочих лопаток на вході в неї.

Забезпечити таке узгодження – досить складна інженерна задача [2, 16, 17]. На рисунку 1.5 наведені узгоджені характеристики двигуна і компресора, на яких нанесені [2]:

- крива 1, що відповідає зовнішній швидкісній характеристиці двигуна;
- лінії, які відповідають постійній частоті обертання двигуна (n_1, n_2, n_3, \dots), тобто навантажувальним характеристикам двигуна;
- залежності $\pi_k=f(V_k)$, які відповідають різним частотам обертання ротора турбокомпресора ($n_{\text{тк1}}, n_{\text{тк2}}, \dots$);
- лінії постійних значень ККД компресора (η_k);

- лінії постійних температур відпрацьованих газів перед турбіною ($T_t = T_r$);
- зона помпажу.



1 – лінія зовнішньої швидкісної характеристики; n_1, n_2, \dots, n_i – навантажувальні характеристики; $n_{TK1}, n_{TK2}, \dots, n_{TKi}$ – характеристики турбокомпресора; η_k – ККД компресора; T_r – лінії температури газів перед турбіною; А – точка номінального режиму роботи ДВЗ.

Рисунок 1.5 – Узгодження характеристик турбокомпресора і двигуна [2]

Як видно, компресор працює з високим ККД при зміні частоти обертання двигуна у широкому діапазоні за зовнішньою швидкісною характеристикою. А на режимі номінальної потужності (точка А) компресор працює майже з максимальним ККД ($\eta_k = 81,8\%$) на достатній відстані від зони помпажу; при цьому температура газів перед турбіною досягає $T_r = 600\text{ K}$, що менше допустимого значення [2, 18].

Для більш точного узгодження характеристик ДВЗ і турбокомпресора можливе застосування різних модифікацій останніх даного типорозміру. Інколи для цього застосовують наддув, що регулюється, для чого використовують як зовнішні способи (перепуск частини повітря із компресора в атмосферу або

дроселювання його на вході в компресор), так і внутрішні, пов'язані із зміною прохідних перерізів [2].

Для зменшення температури в циліндри може використовуватись впорскування води [19].

1.3 Висновки за розділом

Величина ступеня стиснення ε має вагомий вплив на показники ДВЗ. При збільшенні величини ε покращуються ефективність та економічність двигуна, але також зростають максимальні тиск p_{\max} і температура T_{\max} за цикл, тобто зростають механічні і теплові навантаження на деталі двигуна. Для двигунів з наддувом, в яких також має місце значне підвищення p_{\max} і T_{\max} , тому величину ε доводиться обмежувати, витримуючи баланс між ефективністю та надійністю двигуна. В науковій літературі питанню узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення бензинового ДВЗ присвячена багато робіт, проте воно залежить від великої кількості факторів і не вирішено остаточно. Тому тема дослідження є актуальною.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Опис конструкції та технічна характеристика двигуна Renault F4R/F4Rt

Для дослідження було обрано родину бензинових двигунів Renault F4R / F4Rt (рисунки 2.1, 2.2). Двигуни виготовлялись з 1998 року до 2022 р. і встановлювались на легкові автомобілі Renault Mégane, Laguna, Scénic, Trafic, Clio, Duster, Avantime, Vel Satis, Espace, Sandero, Captur, Praga R1, Formula Renault 2.0, в різноманітних модифікаціях, потужністю від 117 до 275 к.с.

Двигун Renault F4R – 4-тактний, 4-циліндровий, рядний, бензиновий, з чавунним блоком циліндрів з запресованими сталевими гільзами, з рідинним охолодженням.



Рисунок 2.1 – Двигун Renault F4Rt [20]

Головка циліндрів з алюмінієвого сплаву, з 2 розподільними валами і 16 клапанами в головці (схема газорозподілу типу DOHC). Розподільні вали приводяться зубчастим ременем. На атмосферних модифікаціях двигуна реалізовано зміну фаз газорозподілу впускного розподільного валу (VVT) на впускному розподільному валі. На турбованих модифікаціях двигуна фази газорозподілу не регулюються. Також турбовані модифікації мають двомасовий маховик, кований розподільний вал, поршні посиленої конструкції [20].

Технічні характеристики двигунів сімейства Renault F4R [21–24]:

- кількість циліндрів – 4;
- кількість клапанів на циліндр – 4;
- робочий об'єм – 1998 см³;
- хід поршня – 93 мм;
- діаметр циліндра – 82,7 мм;
- тип паливоподачі – інжекторний, розподілене впорскування;
- ступінь стиснення – 8,5...11,2;
- максимальна ефективна потужність – 117... 275 к.с.;
- максимальний обертальний момент – 185...360 Н·м;
- порядок роботи циліндрів – 1–3–4–2;
- моторна олива – 5W-30, 5W-40;
- об'єм моторної оливи – 4,75...5,9 л;
- об'єм системи охолодження – 7 л;
- система керування – Siemens Sirius;
- паливо – бензин А-92 та/або А-95;
- тиск палива в рампі форсунок – 3,0 МПа;
- подача палива паливним насосом – 80 л/год;
- система запалювання – з роздільними котушками;
- маса – 130...149 кг;
- стандарт екологічності – Євро-3/4/5;
- ресурс заявлений – 250 тис. км.

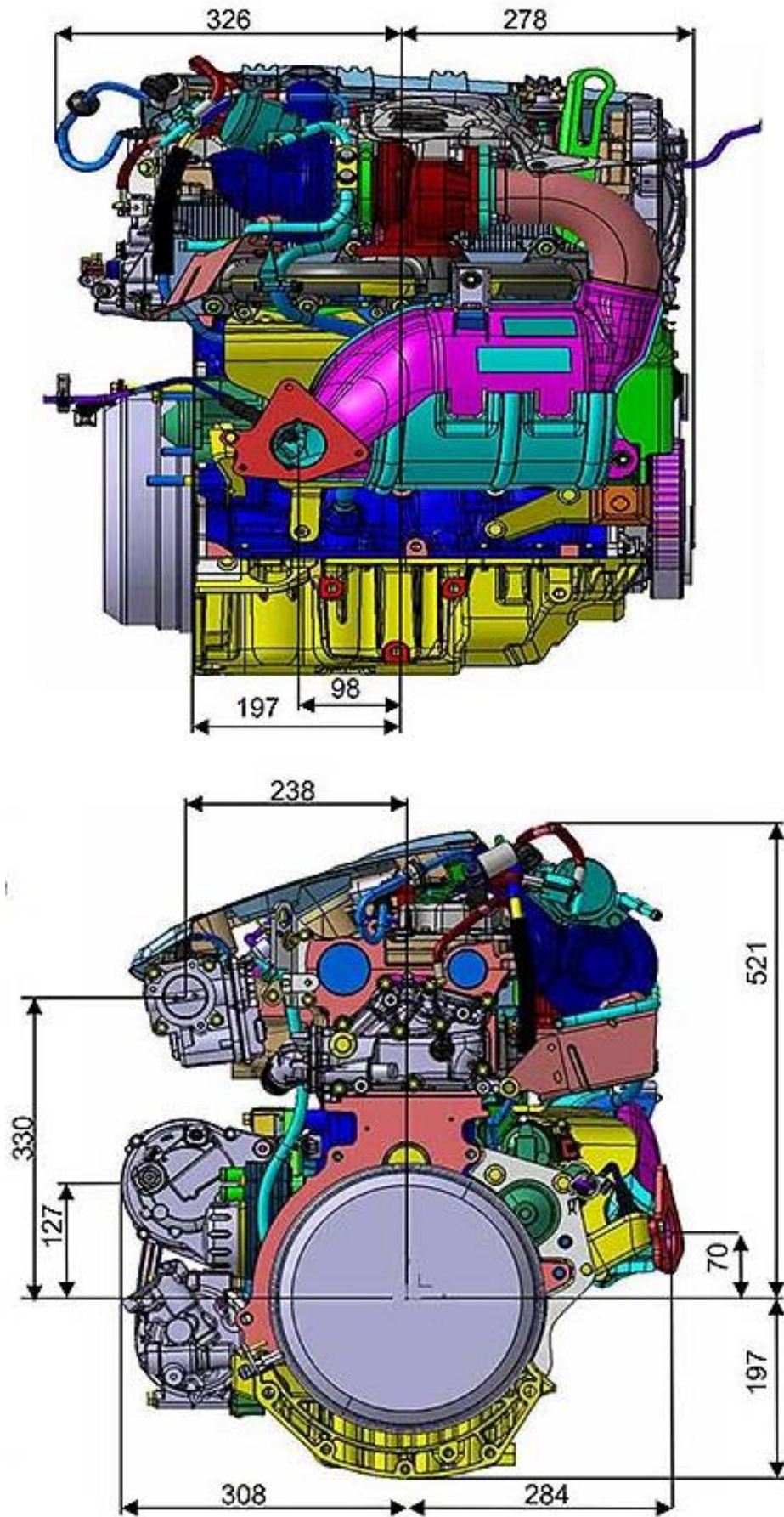


Рисунок 2.2 – Двигун Renault F4Rt [20]

Двигун Renault F4R існує в понад 50 модифікаціях, які відрізняються між собою наявністю наддуву, турбокомпресором (одинарний або подвійний (twin-scroll) (рисунок 2.3)), тиском наддуву, налаштуванням системи паливоподачі, конструкцією поршня, колінчастого валу, розподільних валів, системи випуску відпрацьованих газів тощо.

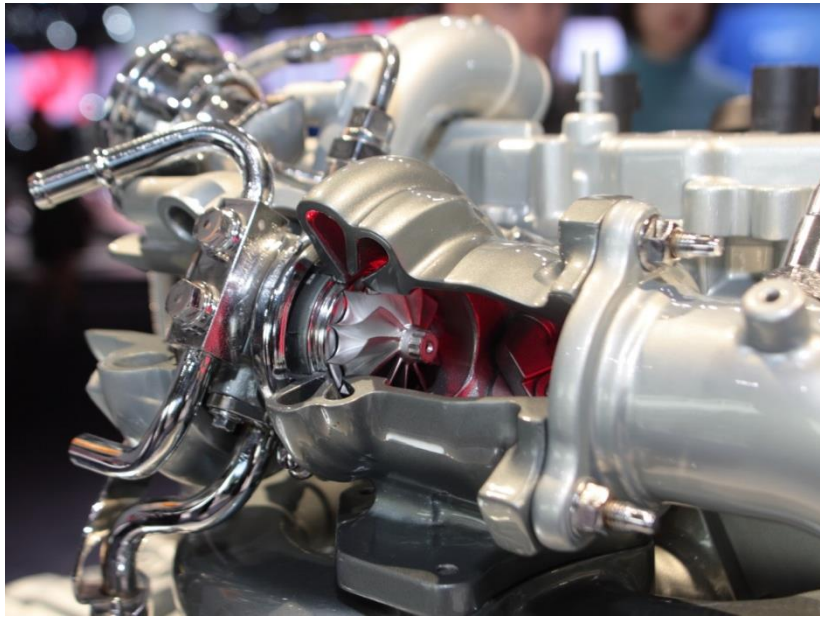


Рисунок 2.3 – Подвійний (twin-scroll) турбокомпресор на двигуні Renault F4Rt [20]

Атмосферні модифікації двигуна мають маркування F4R, модифікації з турбонаддувом – F4Rt. Технічні характеристики модифікацій двигуна детально описані в таблиці 2.1, в якій вказано ступінь стиснення ϵ , номінальна потужність $N_{e \max}$ та відповідна частота обертання, максимальний обертальний момент $M_{кр \max}$ та відповідна частота обертання, особливості наддуву, екологічний клас.

Ряд ступенів стиснення для атмосферних модифікацій: $\epsilon = 9,8; 11,0; 11,2; 11,5$

Ряд ступенів стиснення для наддувних модифікацій: $\epsilon = 8,5; 9,0; 9,5$.

Більші значення ступеня стиснення характерні для форсованих двигунів.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики модифікацій двигуна Renault F4R
[21–26]

Модифікація	ϵ	$N_{e \max}$, к.с. (кВт) / хв^{-1}	$M_{\text{кр} \max}$, $\text{Н} \cdot \text{м} / \text{хв}^{-1}$	Наддув
1	2	3	4	5
F4R 820	9,8	117 (86) / 4700	190 / 3750	Відсутній
F4R 720,722	9,8	120 (88) / 4700	190 / 3750	
F4R 712, 713,714, 715, 770, 771, 792	9,8	135 (99) / 5500	191 / 3750	
F4R 700, 701, 740, 741, 744, 746	9,8	140 (103) / 5500	190 / 3250 190 / 3750	
F4R 780	9,8	140 (103) / 5750	188 / 3750	
F4R 732, 736	11,0	169 (124) / 6250	200 / 5400	
F4R 738	11,0	180 (132) / 6500	200 / 5250	
F4R 730	11,2	169 (124) / 6250	200 /	
F4R 830	11,5	201 (148) / 7100	215 / 5500	
F4R 760,761, 762, 763, 764, 794, 795	9,5	163 (120) / 5000	250 / 2000	
F4R 776	9,5	163 (120) / 5000	270 / 3250	
F4R 796, 797	9,5	163 (120) / 5000	250 /	
F4R 765, 766, 767, 786, 787, 811, 813	9,5	170 (125) / 5000	270 / 3250	
F4R 896, 897	9,5	170 (125) / 5000	270 / 3250	
F4R 870	9,5	180 (132) / 5500	300 / 2250	
F4R 872	9,5	190 (140) / 5500	300 / 2250	
F4R 886, 887	9,5	204 (150) / 5000	300 / 3000	
F4R 800	9,0	204 (150) / 5000	300 / 3000	
F4Rt	9,0	220 (162) / 5500	340 / 2400	

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
F4R 774	9,0	225 (165) / 5500	300 / 3000	Подвійний турбокомпресор, інтеркулер
F4Rt	9,0	230 (169) / 5500	310 / 3000	
F4R 874	8,5	250 (184) / 5500	340 / 3000	
	8,5	265 (195) / 5500	360 / 3000...5000	
	8,5	275 (202) / 5500	360 / 3000	

На рисунку 2.4 показано зовнішню швидкісну характеристику двигуна Renault F4R модифікації 800 – графічна залежність ефективних обертального моменту та потужності від частоти обертання при максимальному навантаженні двигуна.

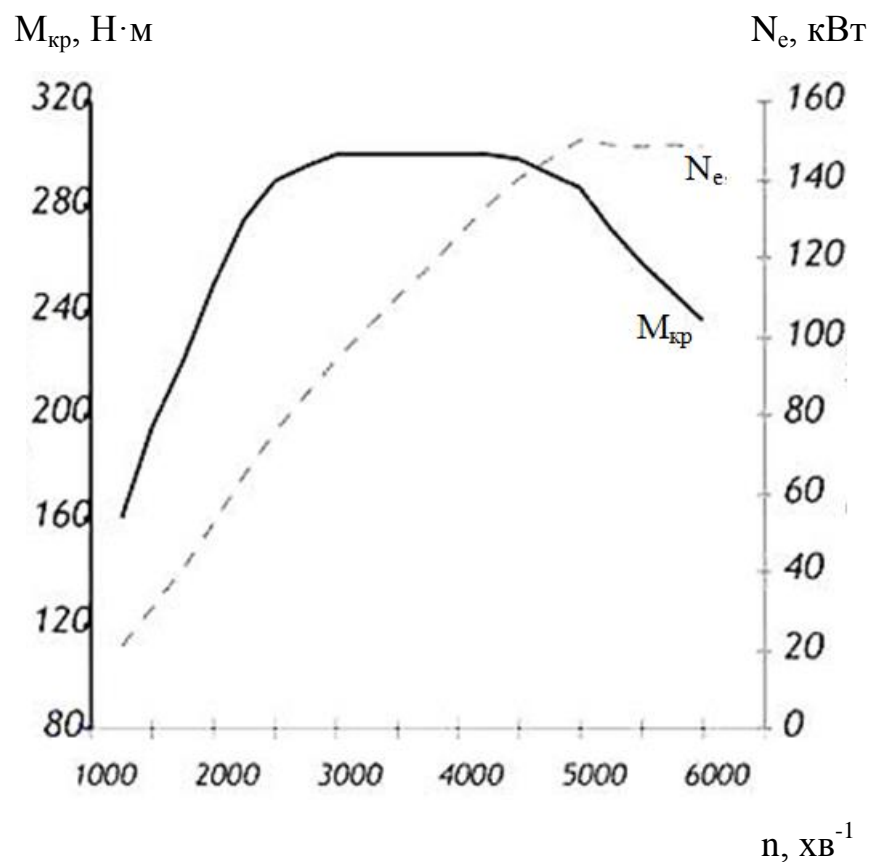


Рисунок 2.4 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна Renault F4R 800

2.2 Методика дослідження

Узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення бензинового двигуна внутрішнього згорання виконуємо за наступною методикою.

1. З аналізу літературних джерел визначити можливі значення ступеня стиснення, параметрів наддуву для бензинового ДВЗ.

2. Визначити об'єкт дослідження – показники бензинового двигуна Renault F4R, які визначають його ефективність та надійність.

3. Виконати дослідницькі розрахунки робочого циклу для двигуна Renault F4R при варіюванні ступеня стиснення $\varepsilon = 8,5 \dots 11,5$ при ступені підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,0$ (двигун без наддуву) та $\pi_k = 1,3 \dots 2,7$ (двигун з наддувом); визначити індикаторні та ефективні показники двигуна, а також фактори, що обмежують форсування двигуна. розрахунок виконується з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation, за методиками [4, 27, 28]. Отримані протоколи розрахунків обробляються за допомогою Microsoft Excel з побудовою порівняльних таблиць та діаграм.

4. Виконати розрахунок системи наддуву двигуна Renault F4R, визначити модель турбокомпресора для дослідження.

5. За отриманими результатами зробити висновки.

2.3 Висновки за розділом

Розроблена розрахункова методика дозволяє дослідити питання узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення бензинового двигуна внутрішнього згорання на прикладі двигуна Renault F4R.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ДВИГУНА RENAULT F4R 886 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі роботи. Розрахунок виконуємо за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation за стандартною методикою [4, 27, 28]. Як результати розрахунку отримано параметри стану робочого тіла в циліндрі (p , T , m , V), циклові індикаторні показники двигуна (індикаторна робота L_i ; середній індикаторний тиск p_i ; індикаторний ККД η_i ; питома індикаторна витрата палива g_i). Розраховано ефективні показники двигуна (ефективна потужність N_e ; ефективна питома витрата палива g_e ; середній ефективний тиск p_e ; ефективний ККД η_e), побудовано індикаторні діаграми p – V , T – V .

3.1 Вихідні дані до розрахунку

Згідно до технічних характеристик двигуна Renault F4R 886 (див. табл. 2.1) приймаємо вихідні дані для розрахунку:

- число циліндрів $i = 4$;
- тактність – 4-тактний;
- розташування циліндрів – в ряд;
- потужність $N_e = 150$ кВт;
- частота обертання валу $n = 5000$ хв⁻¹;
- тиск повітря на впуску (атмосферний) $p_o = 101,3$ кПа;
- температура повітря впуску (атмосферне) $T_o = 295$ К;
- ступінь стиснення $\varepsilon = 9,5$;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D = 1,125$;

– паливо – бензин.

Інші дані приймаємо згідно даних з розділу 2.1 і паспортних даних двигуна.

3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

Теплота згорання палива (бензин) $H_{uT} = 44,0$ МДж/кг.

Показник процесу згорання $m_1 = 3,7$ – прийнято на основі рекомендацій [4], для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2...4,0$.

Кількість циліндрів $i = 4$.

Розташування циліндрів – в ряд.

Діаметр циліндра $D = 0,0827$ м.

Хід поршня $S = 0,093$ м.

Площа поршня – площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, визначається за формулою [4]

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0,0827^2 = 5,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (3.1)$$

Робочий об'єм циліндра

$$V_h = F_n \cdot S = 0,00537 \cdot 0,093 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \quad (3.2)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = 0,093 / 2 = 0,0465 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Довжина шатуна $L_{ш} = 0,163$ м, тоді відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна

$$\lambda_k = r_k / L_{ш} = 0,0465 / 0,163 = 0,285. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну поршня $F_p' > F_p$ і залежить від конфігурації днища [4]. Поршень двигуна Renault F4R 886 має незначні заглиблення, тоді

$$F_p' = 1,05 \cdot F_p = 1,05 \cdot 5,37 \cdot 10^{-3} = 5,64 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_p$ [4]. Тоді

$$F_k = 1,2 \cdot F_p = 1,2 \cdot 5,37 \cdot 10^{-3} = 6,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.6)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\epsilon - 1}, \quad (3.7)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,0827^2 \cdot 0,0465 \cdot \frac{1}{9,5 - 1} = 58,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальний ступінь підвищення тиску в компресорі приймаємо $\pi_k = 1,9$. Тоді тиск наддуву

$$p_k = p_0 \cdot \pi_k = 101300 \cdot 1,9 = 192470 \text{ Па}, \quad (3.8)$$

де $p_0 = 101,3$ кПа – атмосферний тиск.

Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і

оохолодження наддуву повітря [4]. Спочатку розраховуємо температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{к ад}}} \right) = 295 \left(1 + \frac{1,9^{1,4} - 1}{0,77} \right) = 372,1 \text{ К}, \quad (3.9)$$

де $\kappa = 1,40$ – показник адіабати для повітря;

$\eta_{\text{к ад}} = 0,77$ – адіабатний ККД компресора.

Оскільки після компресора встановлено охолоджувач (інтеркулер), в якому знижується температура наддувочного повітря, то температура на вході в двигун

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o) = 295 + 0,8 \cdot (372,1 - 295) = 356,7 \text{ К}, \quad (3.10)$$

де σ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від конструкції і розмірів охолоджувача [4]. Прийнято $\sigma = 0,8$.

Кут початку згорання φ_c у бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{\text{вип}}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{\text{вип}} = 360 - 30 = 330^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.11)$$

де $\Delta\varphi_{\text{вип}}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{\text{зг}}$, яка визначається в залежності від типу двигуна [4]

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{\text{зг}} = 330 + 63 = 393^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.12)$$

де $\Delta\varphi_{\text{зг}} = 63^\circ$ – прийнято для бензинових ДВЗ.

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається за частотою обертання колінчатого валу n

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5000}{60} = 523,3 \text{ с}^{-1}. \quad (3.13)$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо $\alpha = 0,9$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 5,0 \cdot 10^{-3} \cdot 1,88 \cdot 0,93 = 873 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}, \quad (3.14)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{192470}{287 \cdot 356,7} = 1,880 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.15)$$

η_v – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.16)$$

$$\eta_v = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot \frac{192470 - 7698,8}{192470} \cdot \frac{356,7}{356,7 + 5 + 0,05 \cdot 1000} = 0,930;$$

$\Delta p_{\text{вп}}$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,04 \cdot 192470 = 7698,8 \text{ Па}; \quad (3.17)$$

$\Delta T = 5 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

$\gamma = 0,05$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 1000 \text{ K}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{873 \cdot 10^{-6}}{0,9 \cdot 14,96} = 64,81 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.18)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра) [4]. У двигуна Renault F4R блок циліндрів чавунний, головка блоку і поршні з алюмінієвого сплаву, тому приймаємо $T_w = 570 \text{ K}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 192470 - 7698,8 = 184771,2 \text{ Па.} \quad (3.19)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r), \quad (3.20)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,05} (356,7 + 5 + 0,05 \cdot 1000) = 392,1 \text{ K.}$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,05) \cdot 873 \cdot 10^{-6} = 916 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.21)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 558 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.22)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним [4]:

$$p_a V_a = R m_a T_a, \quad (3.23)$$

$$184771,2 \cdot 558 \cdot 10^{-6} = 287 \cdot 916 \cdot 10^{-6} \cdot 392,1,$$

$$103,102 = 103,08.$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,02 %.

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця [4]:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (3.24)$$

$$m_A = (80 + 0,25 \cdot 115) \cdot 5,37 \cdot 10^{-3} = 0,584 \text{ кг},$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ визначаємо на основі зважування деталей циліндро-поршневої групи та шатуна двигуна Renault F4R.

За розрахованими в розділі 3.2 даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку

Проведено розрахунок циклу двигуна Renault F4R в комп'ютерній програмі Engine Calculation, результати розрахунку отримано у вигляді протоколу (таблиця 3.2).

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
Тип двигуна		
1. Теплота згорання палива	44000000	$H_{\text{ут}}$, Дж/кг
2. Показник процесу згорання	3,7	m_1
Конструктивні дані		
3. Кількість циліндрів	4	i
4. Рядний (1); V-подібний (0)	1	–
5. Діаметр циліндра	0,0827	D , м
6. Площа поршня	$5,37 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{п}}$, м ²
7. Радіус кривошипа	0,0465	$r_{\text{к}}$, м
8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0,285	$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	$5,64 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{п}}'$, м ²
10. Площа теплообміну кришки	$6,44 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{к}}$, м ²
11. Об'єм камери стиснення	$58,7 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{с}}$, м ³
Наддув		
12. Тиск наддуву	192470	$p_{\text{к}}$, Па
13. Температура повітря	356,7	$T_{\text{к}}$, К
Регульовальні дані		
14. Кут початку згорання	330	$\varphi_{\text{с}}$, град.
15. Кут кінця згорання	393	$\varphi_{\text{з}}$, град.
Режимні дані		
16. Кутова швидкість валу	523,3	ω , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,9	α
18. Циклова подача палива	$64,81 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тц}}$, кг/цикл
19. Середня температура стінок	570	T_{w} , К
Початкові умови		
20. Тиск	184771,2	$p_{\text{а}}$, Па
21. Температура	392,1	$T_{\text{а}}$, К
22. Маса робочого тіла	$916 \cdot 10^{-6}$	$m_{\text{а}}$, кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини	$558 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{а}}$, м ³
Дані до динамічного розрахунку		
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,584	$m_{\text{А}}$, кг
Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi$, град.

Таблиця 3.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі

φ, °ПКВ	p, Па	T, К	m·10 ³ , кг	V·10 ³ , м ³
1	2	3	4	5
0	184 771,2	392,1	0,916	0,0587
10	184 771,2	392,1	0,916	0,063567
20	184 771,2	392,1	0,916	0,077921
30	184 771,2	392,1	0,916	0,10105
40	184 771,2	392,1	0,916	0,131822
50	184 771,2	392,1	0,916	0,168779
60	184 771,2	392,1	0,916	0,21024
70	184 771,2	392,1	0,916	0,254421
80	184 771,2	392,1	0,916	0,299554
90	184 771,2	392,1	0,916	0,343988
100	184 771,2	392,1	0,916	0,386276
110	184 771,2	392,1	0,916	0,42523
120	184 771,2	392,1	0,916	0,459945
130	184 771,2	392,1	0,916	0,489793
140	184 771,2	392,1	0,916	0,514392
150	184 771,2	392,1	0,916	0,533552
160	184 771,2	392,1	0,916	0,547213
170	184 771,2	392,1	0,916	0,555389
180	178 936,1	392,2	0,916	0,55811
190	180 528,0	393,7	0,916	0,555389
200	184 683,8	396,9	0,916	0,547213
210	191 714,1	401,7	0,916	0,533552
220	202 172,2	408,4	0,916	0,514392
230	216 929,7	417,2	0,916	0,489793
240	237 308,5	428,6	0,916	0,459945
250	265 301,8	443,0	0,916	0,42523
260	303 949,4	461,1	0,916	0,386276
270	357 977,6	483,6	0,916	0,343988
280	434 911,6	511,6	0,916	0,299554
290	547 022,0	546,5	0,916	0,254421
300	714 690,2	590,1	0,916	0,21024
310	971 811,7	644,1	0,916	0,168779
320	1 372 253,7	710,4	0,916	0,131822
330	1 987 000,4	788,5	0,916	0,10105
340	2 867 357,6	877,3	0,916	0,077921
350	4 287 564,0	1 067,7	0,918	0,063567
360	7 454 460,7	1 693,9	0,929	0,0587
370	10 766 279,3	2 581,7	0,954	0,063567
380	11 036 698,3	3 172,2	0,975	0,077921

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
390	8 272 023,8	3 066,3	0,981	0,10105
400	5 767 900,2	2 788,7	0,981	0,131822
410	4 121 484,0	2 551,3	0,981	0,168779
420	3 057 230,5	2 357,4	0,981	0,21024
430	2 357 507,3	2 199,9	0,981	0,254421
440	1 885 657,6	2 071,7	0,981	0,299554
450	1 559 150,9	1 967,1	0,981	0,343988
460	1 327 965,9	1 881,4	0,981	0,386276
470	1 161 196,4	1 811,0	0,981	0,42523
480	1 039 280,6	1 753,2	0,981	0,459945
490	949 539,5	1 705,8	0,981	0,489793
500	883 589,7	1 667,0	0,981	0,514392
510	835 820,2	1 635,6	0,981	0,533552
520	802 482,3	1 610,6	0,981	0,547213
530	781 144,3	1 591,2	0,981	0,555389
540	755 930,3	1 578,1	0,981	0,55811
550	605 297,4	1 578,1	0,981	0,555389
560	454 664,4	1 578,1	0,981	0,547213
570	304 031,4	1 578,1	0,981	0,533552
580	153 398,5	1 578,1	0,981	0,514392
590	17 828,8	1 578,1	0,981	0,489793
600	17 828,8	1 578,1	0,981	0,459945
610	17 828,8	1 578,1	0,981	0,42523
620	17 828,8	1 578,1	0,981	0,386276
630	17 828,8	1 578,1	0,981	0,343988
640	17 828,8	1 578,1	0,981	0,299554
650	17 828,8	1 578,1	0,981	0,254421
660	17 828,8	1 578,1	0,981	0,21024
670	17 828,8	1 578,1	0,981	0,168779
680	17 828,8	1 578,1	0,981	0,131822
690	17 828,8	1 578,1	0,981	0,10105
700	17 828,8	1 578,1	0,981	0,077921
710	17 828,8	1 578,1	0,981	0,063567
720	17 828,8	1 578,1	0,981	0,0587

Renault F4R 886

Дата: 17.09.2025

 $L_i = 1141,084634$ Дж/цикл $p_i = 2284865,409244$ Па $\eta_i = 0,465685$ $g_i = 0,204469$ кг/(кВт·год)

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах φ повороту кривошипа колінчатого валу (ПКВ). З метою скорочення протокол подано з кроком запису 10° ПКВ.

В результаті теплового розрахунку двигуна Renault F4R 886 за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation отримано наступні індикаторні показники циклу:

- індикаторна робота $L_i = 1141,09$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 2,285$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4657$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2045$ кг/(кВт·год).

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 1141,09 \cdot \frac{5000}{2 \cdot 60} \cdot 0,79 = 150,24 \text{ кВт}, \quad (3.25)$$

де $\eta_m = 0,79$ – прийнятий механічний ККД для бензинового двигуна.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,2045 / 0,79 = 0,2589 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (3.26)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 2,285 \cdot 0,79 = 1,805 \text{ МПа}. \quad (3.27)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4657 \cdot 0,79 = 0,368. \quad (3.28)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 0,2 %, за середнім ефективним тиском 0,3 % (у порівнянні отриманих значень вихідними даними до розрахунку).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є максимальні тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо величину максимального тиску $p_{\max} = 11,475$ МПа (при 376° ПКВ) і максимальної температури $T_{\max} = 3193,6$ К (при 382° ПКВ). Величина p_{\max} перевищує, а величина T_{\max} дуже близька до максимально рекомендованих для бензинових ДВЗ $p_{\max} = 8 \dots 10$ МПа, $T_{\max} = 3000 \dots 3200$ К [4, табл. 2.6], що вказує на високий рівень форсування двигуна.

За результатами розрахунку циклу двигуна на номінальному режимі будуюмо згорнуту індикаторну діаграму $p(V)$ і $T(V)$ (рисунок 3.1).

3.4 Висновки за розділом

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі роботи. Розрахунок виконано за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation за стандартною методикою. Розраховані індикаторні показники двигуна Renault F4R 886 узгоджуються з відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогами та рекомендаціями [4]. Розраховані ефективні показники двигуна на номінальному режимі: ефективна потужність $N_e = 150,24$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 0,2589$ кг/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 1,805$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,368$. Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 0,3 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

p, МПа

T, К

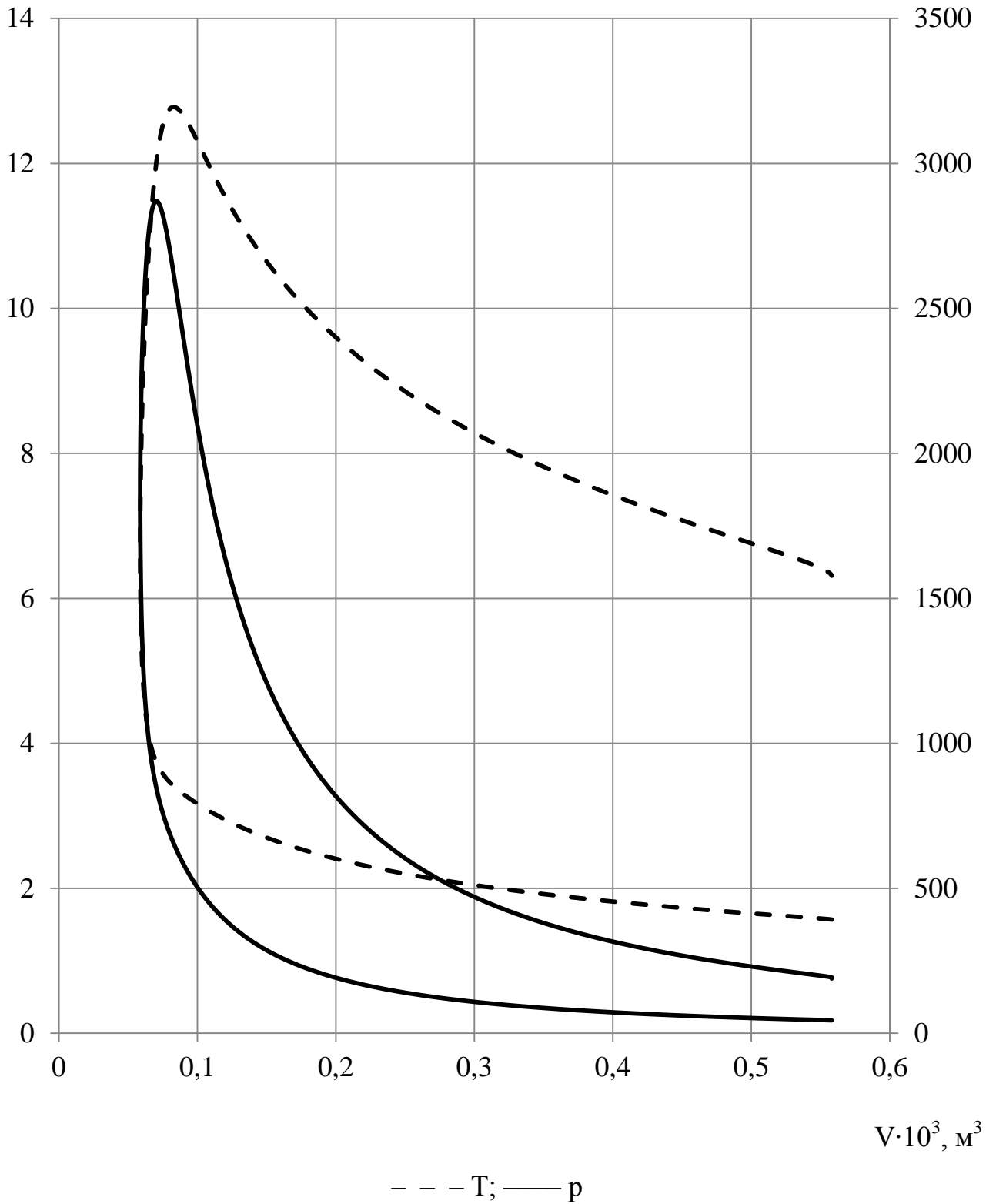


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$ та температури в циліндрі двигуна Renault F4R 886 на номінальному режимі

4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ

Якщо для збільшення потужності двигуна використовується газотурбінний наддув, то марку турбокомпресора вибирають в залежності від витрати повітря і ступені наддуву за характеристиками агрегатів наддуву.

Вихідні дані з теплового розрахунку:

- ступінь підвищення тиску $\pi_k = 1,9$.
- тиск наддувочного повітря $p_k = 192470$ Па;
- температура повітря у впускному колекторі $T_k = 356,7$ К;
- адиабатний ККД компресора $\eta_{ад} = 0,77$;
- охолоджувач наддувочного повітря – ϵ ;
- ефективна потужність $N_e = 150$ кВт;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2589 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Розраховуємо годинну витрату палива на номінальному режимі

$$G_n = N_e \cdot g_e \quad (4.1)$$

$$G_n = 150 \cdot 0,2589 = 38,835 \text{ кг/год.}$$

Розраховуємо витрату повітря двигуном

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-v} \cdot \alpha l_o G_n, \quad (4.2)$$

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-0,05} \cdot 0,9 \cdot 14,96 \cdot 38,835 = 0,153 \text{ кг/с,}$$

де $l_o = 14,96$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря при згоранні;

$v = 0 \dots 0,05$ – коефіцієнт продувки;

$\alpha = 0,9$ – коефіцієнт надлишку повітря (з теплового розрахунку).

Витрата повітря через компресор (масова)

$$G_k = G \cdot \beta, \quad (4.3)$$

$$G_{k(\text{мас.})} = 0,153 \cdot 1,02 = 0,1561 \text{ кг/с.}$$

де $\beta = 1 \dots 1,02$ – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати у впускній системі між компресором і КДВЗ.

Знаючи величину густини стисненого повітря $\rho_k = 1,88 \text{ кг/м}^3$, знаходимо об'ємну витрату повітря через компресор

$$G_{k(\text{об'єм})} = \frac{G_{k(\text{мас.})} \cdot 60}{\rho_k}, \quad (4.4)$$

$$G_{k(\text{об'єм})} = \frac{0,1561 \cdot 60}{1,88} = 4,982 \text{ м}^3/\text{хв},$$

Знаючи величину ступеня підвищення тиску $\pi_k = 1,9$ і витрату повітря компресором $G_{k(\text{мас.})} = 0,1561 \text{ кг/с}$, підбираємо турбокомпресор, який задовольнить дані технічні вимоги. За характеристиками турбокомпресорів японської компанії Mitsubishi Heavy Industries (МНІ) (рисунок 4.1) визначаємо, що для проєктованого дизеля підходить агрегат наддуву МНІ TD06H. За каталогами турбокомпресорів МНІ визначаємо, що компресорна карта МНІ TD06H (рисунок 4.2) добре підходить для заданих параметрів (π_k ; G_k).

Характеристики турбокомпресора МНІ TD06H [29–32]:

– область застосування: бензинові двигуни робочим об'ємом 2,0...3,5 л потужністю 85...300 к.с., дизельні двигуни потужністю 70...225 к.с.;

– ступінь стиснення (максимальний) $\pi_k = 3,0$;

– частота обертання (максимальна) $135\,000 \text{ хв}^{-1}$;

– температура відпрацьованих газів перед турбіною (максимальна) $T_T = 950 \text{ }^\circ\text{C}$;

– вага (без перепускного клапана) 5,0 кг;

– вага (з перепускним клапаном) 6,5 кг.

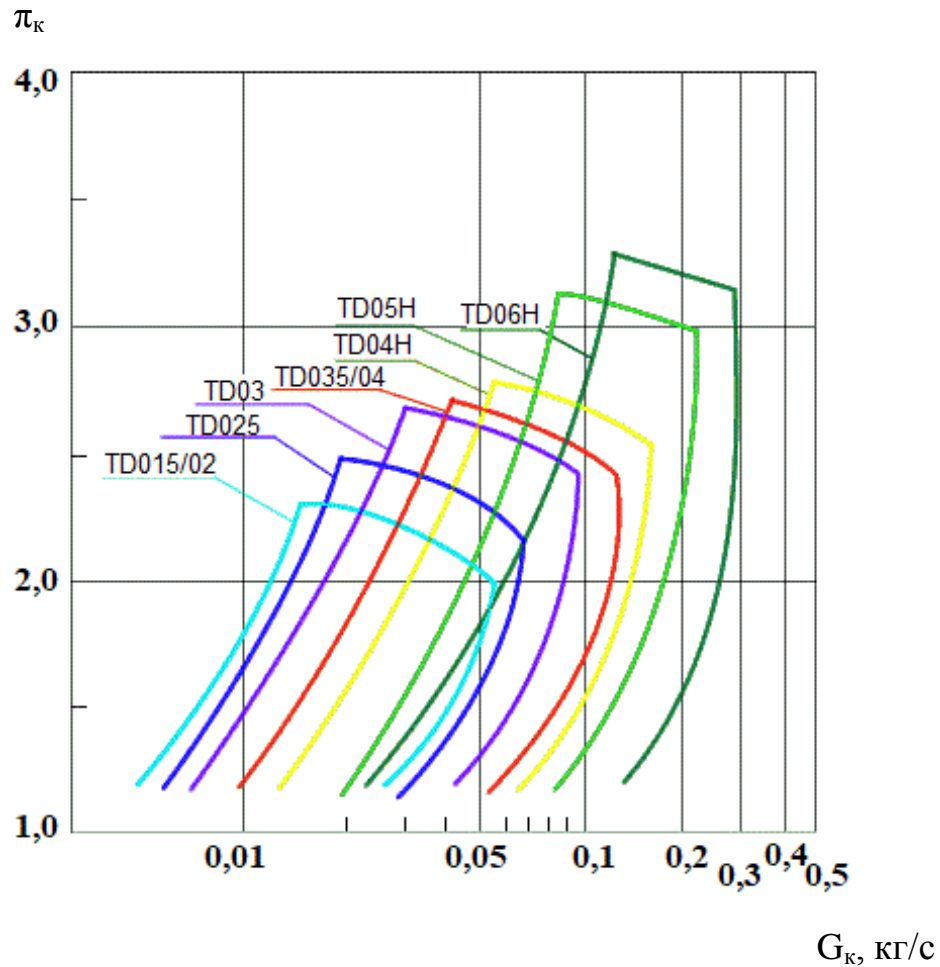


Рисунок 4.1 – Поля подач турбокомпресорів Mitsubishi Heavy Industries (MHI) [29]

Висновки за розділом. Агрегат наддуву MHI TD06 за своїми характеристиками відповідає розрахованому двигуну Renault F4R 886 при роботі на номінальному режимі.

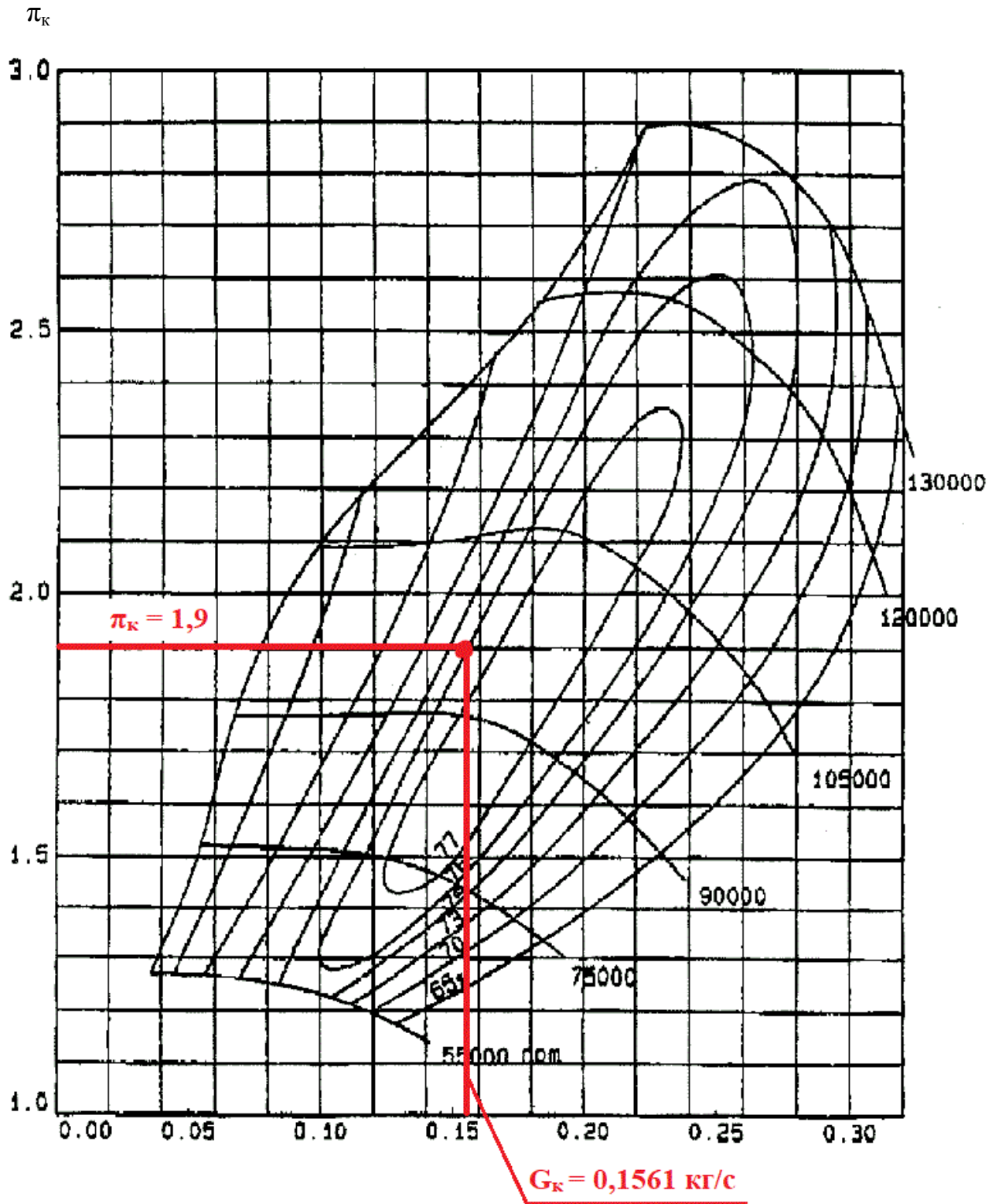


Рисунок 4.2 – Компресорна карта МНІ TD06 [31]

5 УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАДДУВУ ТА СТУПЕНЯ СТИСНЕННЯ ДВИГУНА RENAULT F4R

5.1 Вплив ступеня стиснення і ступеня підвищення тиску в компресорі на індикаторні показники двигуна

Аналогічно до теплового розрахунку циклу двигуна Renault F4R 886 ($\varepsilon = 9,5$, $\pi_k = 1,9$) (див. розділ 3) виконано дослідницькі розрахунки для двигуна з іншими варіативними значеннями степеня стиснення $\varepsilon = 8,5 \dots 11,5$ – при ступені підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,0$ (двигун без наддуву) та $\pi_k = 1,3 \dots 2,7$ (двигун з наддувом).

Внаслідок варіювання ε та π_k зазнають зміни наступні розрахункові величини в програмі Engine Calculation:

- об'єм камери стиснення V_c (3.7);
- температура повітря T_k (3.9);
- цикловий масовий заряд повітря в циліндрі $\Delta m_{вц}$ (3.14);
- щільність заряду на вході в циліндр ρ_k (3.15);
- коефіцієнт наповнення η_v (3.16);
- втрата тиску на впуску $\Delta p_{вп}$ (3.17);
- циклова масова подача палива $\Delta m_{тц}$ (3.18);
- початковий тиск p_a (3.19);
- початкова температура T_a (3.20);
- початкова маса робочого тіла в циліндрі m_a (3.21);
- початковий об'єм циліндра V_a (3.22).

Сумісний вплив ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на індикаторні показники двигуна Renault F4R (індикаторна робота L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i) за результатами додаткових 55 розрахунків циклу двигуна в програмі Engine Calculation представлено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Індикаторна робота L_i , Дж/цикл, середній індикаторний тиск p_i , МПа, індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i , кг/(кВт·год), двигуна Renault F4R

ε π_k	8,5	9,0	9,5	9,8	11,0	11,2	11,5
2,7	$L_i = 1438,21$ $p_i = 2,8798$ $\eta_i = 0,4457$ $g = 0,2136$	1454,01 2,9115 0,4540 0,2097	1468,77 2,9410 0,4616 0,2063	1476,82 2,9571 0,4658 0,2044	1507,59 3,0187 0,4814 0,1978	1511,68 3,0269 0,4836 0,1969	1518,62 3,0408 0,4870 0,1955
2,5	1361,38 2,7260 0,4467 0,2131	1376,41 2,7561 0,4550 0,2093	1390,37 2,7840 0,4627 0,2058	1398,36 2,8000 0,4670 0,2039	1427,39 2,8582 0,4826 0,1973	1431,30 2,8660 0,4848 0,1964	1437,84 2,8791 0,4883 0,1950
2,3	1282,49 2,5680 0,4477 0,2127	1296,55 2,5962 0,4560 0,2088	1309,81 2,6227 0,4637 0,2053	1317,22 2,6376 0,4680 0,2034	1344,93 2,6930 0,4838 0,1968	1348,64 2,7005 0,4860 0,1959	1354,77 2,7127 0,4895 0,1945
2,1	1201,21 2,4053 0,4487 0,2122	1214,45 2,4320 0,4570 0,2083	1226,94 2,4568 0,4647 0,2049	1234,7 2,4711 0,4691 0,2030	1259,86 2,5227 0,4849 0,1964	1263,35 2,5297 0,4871 0,1955	1269,22 2,5414 0,4906 0,1941
1,9	1117,07 2,2368 0,4496 0,2118	1129,50 2,2617 0,4579 0,2079	1141,09 2,285 0,4657 0,2045	1147,74 2,2982 0,4701 0,2026	1171,99 2,3467 0,4859 0,1959	1175,25 2,3533 0,4881 0,1951	1180,84 2,3645 0,4917 0,1937
1,7	1030,22 2,0629 0,4504 0,2114	1041,66 2,0858 0,4588 0,2075	1052,4 2,1073 0,4666 0,2041	1058,6 2,1196 0,4710 0,2022	1081,0 2,1645 0,4869 0,1956	1084,1 2,1706 0,4892 0,1946	1089,3 2,1811 0,4927 0,1932
1,5	940,01 1,8822 0,4511 0,2111	950,40 1,9030 0,4596 0,2072	960,23 1,9227 0,4674 0,2037	966,00 1,9343 0,4718 0,2018	986,48 1,9753 0,4878 0,1952	989,23 1,9808 0,4901 0,1943	993,82 1,9900 0,4936 0,1929
1,3	845,82 1,6936 0,4518 0,2108	8555,39 1,7128 0,4602 0,2069	864,09 1,7302 0,4680 0,2035	869,27 1,7406 0,4725 0,2015	887,64 1,7774 0,4885 0,1949	890,28 1,7827 0,4908 0,1940	894,65 1,7914 0,4944 0,1926
1,0	695,88 1,3934 0,4523 0,2105	703,72 1,4091 0,4608 0,2066	711,10 1,4239 0,4687 0,2032	715,15 1,4320 0,4731 0,2013	730,44 1,4626 0,4892 0,1946	732,52 1,4668 0,4915 0,1937	736,07 1,4739 0,4951 0,1923

За отриманими даними робимо висновок про величину та характер сумісного впливу ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на індикаторні показники двигуна Renault F4R (таблиці 5.1, 5.2):

- індикаторна робота L_i максимальна при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, мінімальна при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;
- середній індикаторний тиск p_i максимальний при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, мінімальний при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;
- індикаторний ККД η_i максимальний при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$, мінімальний при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$;
- питома індикаторна витрата палива g_i максимальна при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$, мінімальна при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$.

Таблиця 5.2 – Індикаторні показники двигуна Renault F4R

$\varepsilon \backslash \pi_k$	8,5	...	11,5
2,7	$\min \eta_i$ $\max g_i$		$\max L_i$ $\max p_i$
...			
1,0	$\min L_i$ $\min p_i$		$\max \eta_i$ $\min g_i$

5.2 Вплив ступеня стиснення і ступеня підвищення тиску в компресорі на індикаторні показники двигуна

За формулами (3.25–3.28) розраховуємо ефективні показники двигуна Renault F4R при зміні ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k (таблиця 5.3):

- ефективна потужність двигуна N_e ;
- ефективна питома витрата палива g_e ;

Таблиця 5.3 – Ефективна потужність двигуна N_e , кВт, середній ефективний тиск p_e , МПа, – ефективний ККД η_e , ефективна питома витрата палива g_e , кг/(кВт·год), двигуна Renault F4R

ϵ π_k	8,5	9,0	9,5	9,8	11,0	11,2	11,5
2,7	$N_e=189,36$ $p_e=2,2750$ $\eta_e=0,3521$ $g_e=0,2704$	191,44 2,3001 0,3587 0,2654	193,39 2,3234 0,3647 0,2611	194,45 2,3361 0,3680 0,2587	198,50 2,3848 0,3803 0,2504	199,04 2,3913 0,3820 0,2492	199,95 2,4022 0,3847 0,2475
2,5	179,25 2,1535 0,3529 0,2697	181,23 2,1773 0,3595 0,2649	183,07 2,1994 0,3655 0,2605	184,12 2,2120 0,3689 0,2581	187,94 2,2580 0,3813 0,2497	188,45 2,2641 0,3830 0,2486	189,32 2,2745 0,3858 0,2468
2,3	168,86 2,0287 0,3537 0,2692	170,71 2,0510 0,3602 0,2643	172,46 2,0719 0,3663 0,2599	173,43 2,0837 0,3697 0,2575	177,08 2,1275 0,3822 0,2491	177,57 2,1334 0,3839 0,2480	178,38 2,1430 0,3867 0,2462
2,1	158,16 1,9002 0,3545 0,2686	159,90 1,9213 0,3610 0,2637	161,55 1,9409 0,3671 0,2594	162,57 1,9522 0,3706 0,2570	165,88 1,9929 0,3831 0,2486	166,34 1,9985 0,3848 0,2475	167,11 2,0077 0,3876 0,2457
1,9	147,08 1,7671 0,3552 0,2681	148,72 1,7867 0,3617 0,2632	150,24 1,8052 0,3679 0,2589	151,12 1,8156 0,3714 0,2565	154,31 1,8539 0,3839 0,2480	154,74 1,8591 0,3856 0,2470	155,48 1,8680 0,3884 0,2452
1,7	135,65 1,6297 0,3558 0,2676	137,15 1,6478 0,3625 0,2627	138,57 1,6648 0,3686 0,2584	139,38 1,6745 0,3721 0,2559	142,33 1,7100 0,3847 0,2476	142,74 1,7148 0,3865 0,2463	143,42 1,7231 0,3892 0,2446
1,5	123,77 1,4869 0,3564 0,2672	125,14 1,5034 0,3631 0,2623	126,43 1,5189 0,3692 0,2578	127,19 1,5281 0,3727 0,2554	129,89 1,5605 0,3854 0,2471	130,25 1,5648 0,3872 0,2459	130,85 1,5721 0,3899 0,2442
1,3	111,37 1,3379 0,3569 0,2668	112,46 1,3531 0,3636 0,2619	113,77 1,3669 0,3697 0,2576	114,45 1,3751 0,3733 0,2551	116,87 1,4041 0,3859 0,2467	117,22 1,4083 0,3877 0,2456	117,80 1,4152 0,3906 0,2438
1,0	91,62 1,1008 0,3573 0,2665	92,66 1,1132 0,3640 0,2615	93,63 1,1249 0,3703 0,2572	94,16 1,1313 0,3737 0,2548	96,17 1,1555 0,3865 0,2463	96,45 1,1588 0,3883 0,2452	96,92 1,1644 0,3911 0,2434

- середній ефективний тиск p_e ;
- ефективний ККД η_e .

За даними таблиці 5.3 будуємо порівняльні діаграми (рисунок 5.1).

За отриманими даними (таблиця 5.3, рисунок 5.1) робимо висновок про величину та характер сумісного впливу ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на ефективні показники двигуна Renault F4R (таблиця 5.4):

- ефективна потужність двигуна N_e максимальна при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, мінімальна при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;
- середній ефективний тиск p_e максимальний при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, мінімальний при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;
- ефективний ККД η_e максимальний при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$, мінімальний при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$;
- питома ефективна витрата палива g_e максимальна при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$, мінімальна при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$.

Таблиця 5.4 – Ефективні показники двигуна Renault F4R

$\pi_k \backslash \varepsilon$	8,5	...	11,5
2,7	$\min \eta_e$ $\max g_e$		$\max N_e$ $\max p_e$
...			
1,0	$\min N_e$ $\min p_e$		$\max \eta_e$ $\min g_e$

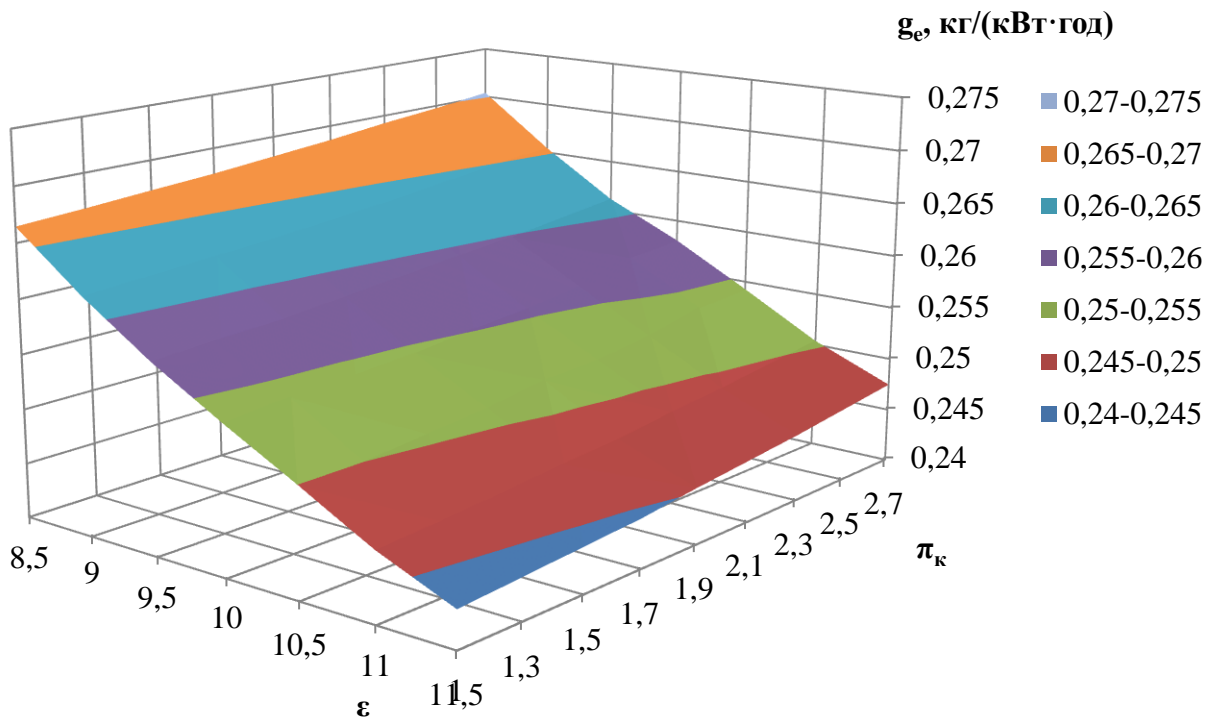
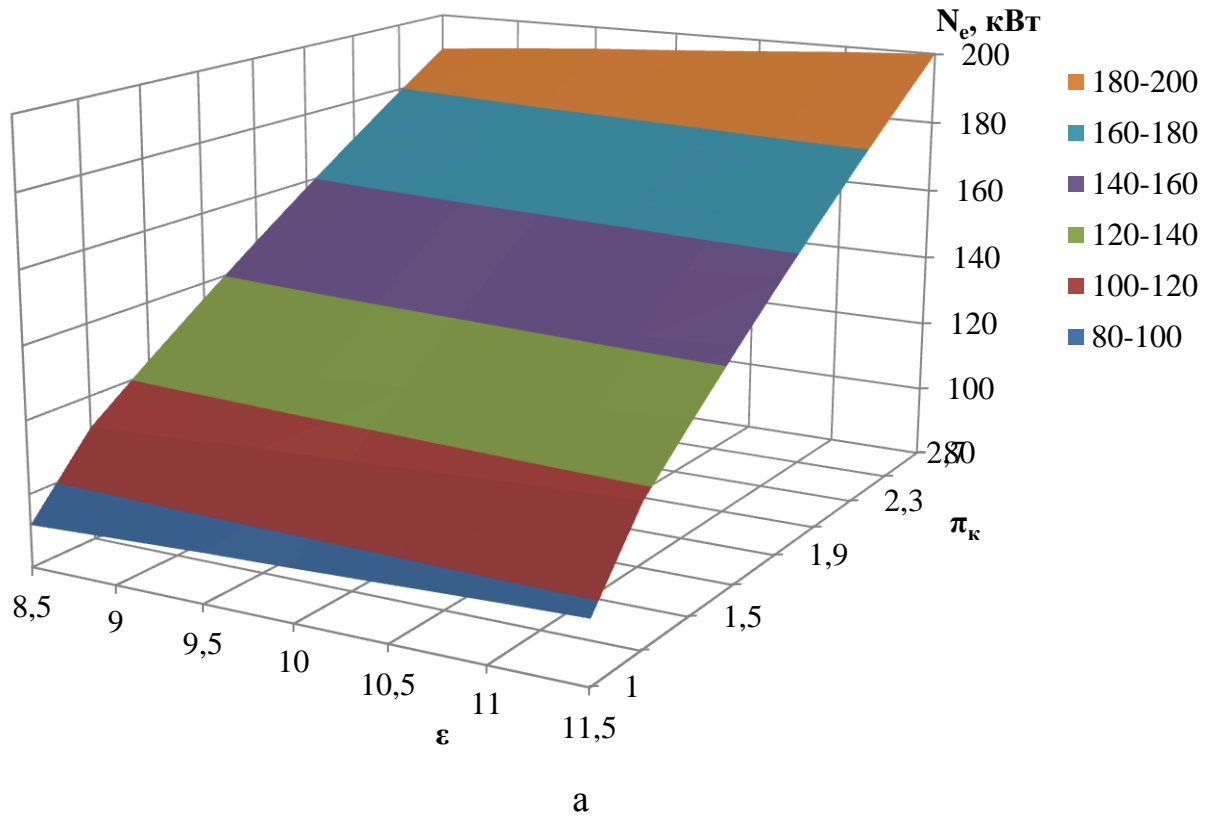


Рисунок 5.1 – Діаграми залежності ефективної потужності N_e (а) та питомої ефективної витрати палива g_e (б) двигуна Renault F4R від ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k

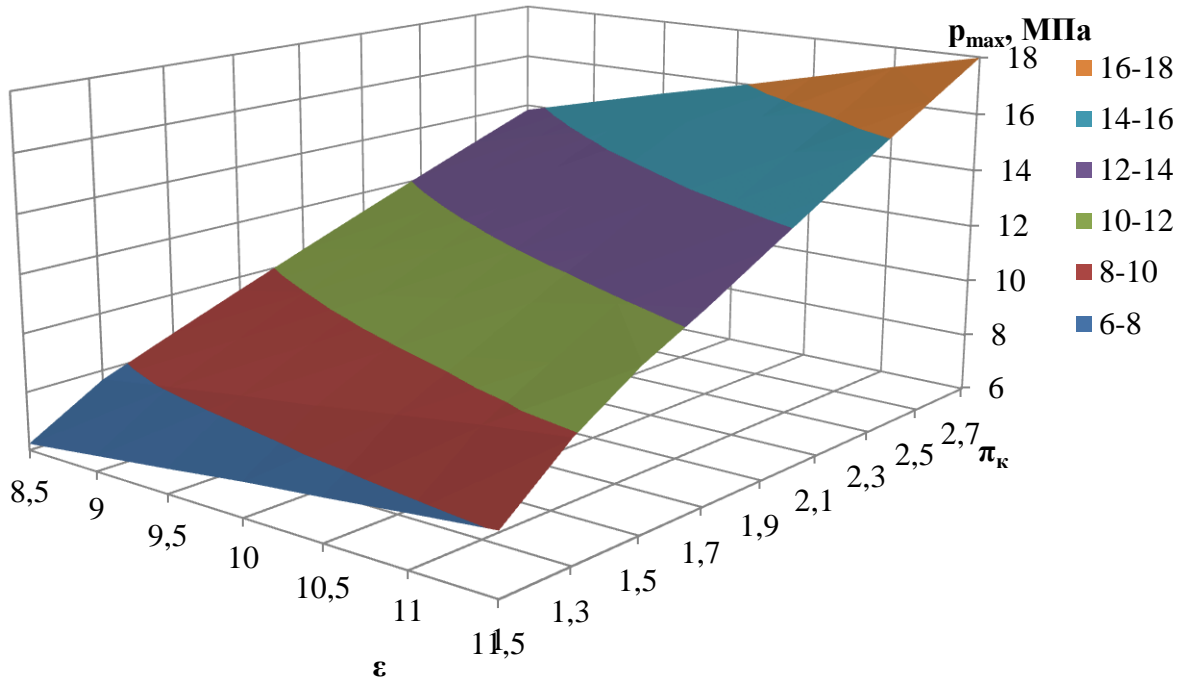
5.3 Вплив ступеня стиснення і ступеня підвищення тиску в компресорі на максимальний тиск та максимальну температуру за цикл

В таблиці 5.5 наведено чисельні значення максимального тиску p_{\max} та максимальної температури за цикл T_{\max} двигуна Renault F4R, отримані при теплових розрахунках з варіативними значеннями ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску π_k .

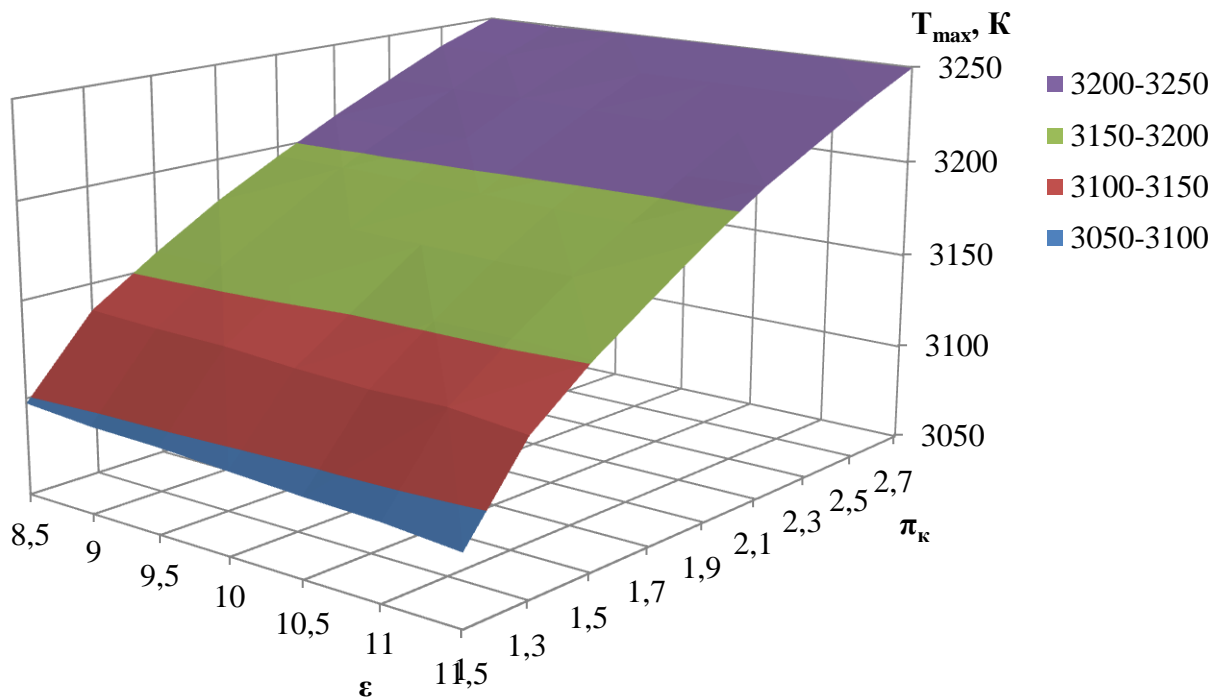
За даними таблиці 5.5 будуюмо порівняльні діаграми (рисунок 5.2).

Таблиця 5.5 – Максимальні тиск p_{\max} , МПа, та температура T_{\max} , К, робочого тіла за цикл двигуна Renault F4R

$\varepsilon \backslash \pi_k$	8,5	9,0	9,5	9,8	11,0	11,2	11,5
2,7	$p_{\max} = 13,811$ $T_{\max} = 3251,2$	14,524 3249,3	15,230 3250,2	15,648 3251,5	17,3120 3250,2	17,565 3249,8	17,980 3249,5
2,5	12,984 3239,1	13,654 3238,1	14,315 3237,3	14,712 3237,5	16,220 3237,4	16,506 3237,2	16,894 3237,1
2,3	12,146 3225,1	12,769 3224,8	13,384 3224,8	13,751 3223,8	15,209 3222,7	15,431 3222,8	15,792 3222,9
2,1	11,292 3210,7	11,873 3209,4	12,439 3209,9	12,785 3208,8	14,129 3207,5	14,334 3207,8	14,670 3208,6
1,9	10,418 3194,9	10,952 3194,7	11,475 3193,6	11,791 3193,0	13,029 3191,3	13,216 3192,0	13,529 3190,9
1,7	9,528 3178,0	10,016 3176,2	10,493 3176,0	10,778 3175,9	11,908 3173,6	12,078 3171,9	12,364 3171,3
1,5	8,617 3158,1	9,056 3157,6	9,488 3156,0	9,746 3153,3	10,763 3153,2	10,915 3151,7	11,379 3151,1
1,3	7,681 3136,2	8,074 3134,6	8,455 3134,0	8,682 3131,7	9,584 3130,8	9,720 3129,9	9,906 3127,0
1,0	6,221 3097,5	6,536 3094,8	6,846 3094,0	7,026 3092,3	7,751 3088,6	7,860 3088,0	8,038 3085,4



а



б

Рисунок 5.2 – Діаграми залежності максимального тиску p_{\max} , МПа (а) та максимальної температури T_{\max} (б) робочого тіла за цикл двигуна Renault F4R від ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k

За отриманими даними (таблиця 5.5, рисунок 5.2) робимо висновок про величину та характер сумісного впливу ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на показники робочого тіла за цикл двигуна Renault F4R (таблиця 5.6):

- максимальний тиск p_{\max} найбільший при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, найменший при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;
- максимальна температура T_{\max} найбільша при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$, найменша при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$.

Таблиця 5.6 – Ефективні показники двигуна Renault F4R

$\pi_k \backslash \varepsilon$	8,5	...	11,5
2,7	max T_{\max}		max p_{\max}
...			
1,0	min p_{\max}		min T_{\max}

5.4 Узгодження параметрів наддуву та ступеня стиснення двигуна Renault F4R

З даних, наведених в 5.1–5.3, встановлено, що по мірі збільшення ступеня стиснення від $\varepsilon = 8,5$ до $\varepsilon = 11,5$ (на 35,3 %) має місце:

- ефективна потужність двигуна N_e збільшується на 5,6...5,8 %;
- питома ефективна витрата палива g_e зменшується на 8,5...8,6 %;
- максимальний тиск p_{\max} збільшується на 29,0...31,1 %;
- максимальна температура T_{\max} збільшується на 0,05...0,39 %;

а при збільшенні ступеня підвищення тиску в компресорі від $\pi_k = 1,3$ до $\pi_k = 2,7$ (на 107,7 %) має місце:

- ефективна потужність двигуна N_e збільшується на 69,7... 70,2 %;

- питома ефективна витрата палива g_e зменшується на 1,3...1,5 %;
- максимальний тиск p_{\max} збільшується на 79,8...81,5 %;
- максимальна температура T_{\max} збільшується на 3,7...3,9 %.

Враховуючи вищесказане, можна надати рекомендації щодо визначення оптимальних співвідношень ε та π_k .

Обмеження щодо узгодження параметрів ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k зобразимо умовними зонами, на прикладі двигуна Renault F4R, в таблиці 5.7:

- умовна зона «Р» – зависокий максимальний тиск за цикл (понад 14 МПа), що негативно впливає на надійність роботи двигуна;
- умовна зона «П» – низька ефективна потужність двигуна;
- умовна зона «О» – оптимальні значення ε та π_k з точки зору ефективності та забезпечення надійності двигуна.

Таблиця 5.7 – Обмеження щодо узгодження параметрів ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k

$\varepsilon \backslash \pi_k$	8,5	9,0	9,5	10	10,5	11	11,5
2,7							
2,5							
2,3							
2,1	П						
1,9							
1,7							
1,5							
1,3							
1,0							

Примітка. Сірим кольором показано варіанти співвідношень величин ε / π_k реальних модифікацій двигунів сімейства Renault F4R

ВИСНОВКИ

В роботі вирішено важливу актуальну проблему підвищення ефективності, економічності, надійності бензинового 4-тактного двигуна внутрішнього згорання за рахунок знаходження оптимальних співвідношень ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k .

Для досягнення мети, вирішено ряд завдань:

1) Проведено аналіз літератури за темою дослідження – визначено сутність величини ступеня стиснення та її вплив на перебіг робочого процесу в ДВЗ; визначено параметри газотурбінного наддуву ДВЗ.

Встановлено, що величина ступеня стиснення ε має вагомий вплив на показники ДВЗ. При збільшенні величини ε покращуються ефективність та економічність двигуна, але також зростають максимальні тиск p_{\max} і температура T_{\max} за цикл, тобто зростають механічні і теплові навантаження на деталі двигуна. Для двигунів з наддувом, в яких також має місце значне підвищення p_{\max} і T_{\max} , тому величину ε доводиться обмежувати, витримуючи баланс між ефективністю та надійністю двигуна.

2) Для дослідження визначено 4-циліндровий бензиновий двигун Renault F4R, досліджено його конструкцію та характеристики.

3) Розроблено методику узгодження величини ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k бензинового 4-тактного двигуна, дослідження їх впливу на ефективні показники двигуна. Для розрахунків використано комп'ютерну програму Engine Calculation.

4) Виконано 56 дослідницьких розрахунків робочого циклу двигуна Renault F4R при варіюванні ступеня стиснення $\varepsilon = 8,5 \dots 11,5$ при ступені підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,0$ (двигун без наддуву) та $\pi_k = 1,3 \dots 2,7$ (двигун з наддувом). Визначено індикаторні та ефективні показники двигуна, та яким значенням ε та π_k вони відповідають, а також фактори, що обмежують форсування двигуна – максимальний тиск p_{\max} та максимальна температура за

цикл T_{\max} .

5) За отриманими даними робимо висновок про величину та характер сумісного впливу ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k на показники двигуна Renault F4R:

– ефективна потужність двигуна N_e максимальна при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, мінімальна при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;

– середній ефективний тиск p_e максимальний при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, мінімальний при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;

– ефективний ККД η_e максимальний при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$, мінімальний при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$;

– питома ефективна витрата палива g_e максимальна при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$, мінімальна при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$;

– максимальний тиск p_{\max} найбільший при ε_{\max} , $\pi_{k \max}$, найменший при ε_{\min} , $\pi_{k \min}$;

– максимальна температура T_{\max} найбільша при ε_{\min} , $\pi_{k \max}$, найменша при ε_{\max} , $\pi_{k \min}$.

5) Встановлено, що по мірі збільшення ступеня стиснення від $\varepsilon = 8,5$ до $\varepsilon = 11,5$ (на 35,3 %) має місце:

– ефективна потужність двигуна N_e збільшується на 5,6...5,8 %;

– питома ефективна витрата палива g_e зменшується на 8,5...8,6 %;

– максимальний тиск p_{\max} збільшується на 29,0...31,1 %;

– максимальна температура T_{\max} збільшується на 0,05...0,39 %;

а при збільшенні ступеня підвищення тиску в компресорі від $\pi_k = 1,3$ до $\pi_k = 2,7$ (на 107,7 %) має місце:

– ефективна потужність двигуна N_e збільшується на 69,7... 70,2 %;

– питома ефективна витрата палива g_e зменшується на 1,3...1,5 %;

– максимальний тиск p_{\max} збільшується на 79,8...81,5 %;

– максимальна температура T_{\max} збільшується на 3,7...3,9 %.

6) Розроблено рекомендації щодо узгодження параметрів ступеня стиснення ε і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k – знайдено оптимальні

та неоптимальні співвідношення цих величин.

Отримані в роботі результати не протирічать відомим положенням теорії двигунів внутрішнього згорання, науковим працям та практичному досвіду автора.

Результати роботи впроваджено в навчальний процес НУ «Запорізька політехніка».

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : Підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. 488 с.
2. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни : Підручник. Київ : Арістей, 2006. 476 с.
3. Захарчук В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. Луцьк : ЛНТУ, 2011. 233 с.
4. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. 130 с.
5. Attard W. P., Konidaris S., Namori F., Toulson E., Watson H. C. Compression Ratio Effects on Performance, Efficiency, Emissions and Combustion in a Carbureted and PFI Small Engine // SAE Technical Papers. 2007. 2007-01-3623. DOI:10.4271/2007-01-3623
6. Edison M. H. The Influence of Compression Ratio and Dissociation on Ideal Otto Cycle Engine Thermal Efficiency // SAE Prog. in Technology. 1964. Vol. 7. P. 49–64. DOI: 10.4271/620557.
7. Артамонов М. Д., Іларіонов В. А., Морін М. М. Теорія автомобіля і автомобільного двигуна. Київ : Машинобудування, 1968. 280 с.
8. Rufino C. H., Ferreira J. V. Study on the efficiency of a spark-ignition variable displacement and compression ratio engine // International Journal of Engine Research. 2020. 22(8. P. 2607–2621. DOI:10.1177/1468087420944345
9. Silva Assis M., de Castro D., Araújo Moreira T., Rodrigues Filho F. et al., Numerical study of compression ratio influence on specific fuel consumption of an ethanol fueled engine using GT POWER code // SAE Technical Paper 2022-36-0075. 2023. DOI: 10.4271/2022-36-0075.
10. Cassiani M., Bittencourt M. L., Galli L. A., Villalva S. G. Variable

Compression Ratio Engines // SAE Technical Papers. 2009. DOI:10.4271/2009-36-0245.

11. Schwaderlapp M., Habermann K., Yapici K. I. Variable Compression Ratio – A Design Solution for Fuel Economy Concepts // SAE Technical Papers. 2002-91-1103. DOI:10.4271/2002-01-1103

12. Hountalas D., Zannis T., Mavropoulos G. Potential Benefits in Heavy Duty Diesel Engine Performance and Emissions from the Use of Variable Compression Ratio // SAE Technical Papers. 2006-01-0081. DOI:10.4271/2006-01-0081

13. Moteki K. [et al.] A Study of a Variable Compression Ratio System With a Multi-Link Mechanism // SAE Technical Papers. 2003-01-0921. DOI:10.4271/2003-01-0921.

14. Teodosio L., De Bellis V., Bozza F., Tufano D. Numerical study of the potential of a variable compression ratio concept applied to a downsized turbocharged VVA spark ignition engine // SAE technical paper 2017-24-0015. 2017. DOI: 10.4271/2017-24-0015

15. Otobe Y., Goto O., Miyano H., Kawamoto M., Aoki A., Ogawa T. Honda Formula 1 Turbocharged V6 1.5 liter Engine // SAE Technical Paper 890877. 1989. DOI: 10.4271/890877.

16. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків : Прапор, 2004. 384 с.

17. Сухонос Р. Ф., Міхов В. Ю. Обґрунтування та вибір системи газотурбінного наддуву для форсування двигуна ВАЗ-2170 // Тиждень науки: щоріч. наук.- практ. конф., 16-20 квітня 2018 р.: тези доп. Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. С. 171–173.

18. Watson H. C., Milkins E. E., Roberts K., Bryce W. Turbocharging for Fuel Efficiency // SAE Technical Paper 830014. 1983. DOI: 10.4271/830014.

19. Русило С. В., Беженов С. О., Сухонос Р. Ф. Про зменшення

детонаційних ефектів в бензинових комбінованих двигунах внутрішнього згорання шляхом впорскування води // Тиждень науки-2023. Транспортний факультет : наук.-практ. конф., 24-28 квітня 2023 р. : тези доп. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. С. 70–71.

20. Renault F-Type engine. Сайт «Wikipedia». URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Renault_F-Type_engine#In_production

21. Renault Technical Note 6027A Engine F4R. Edition 8. Renault, 2010. 282 р.

22. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» / Укл. : Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. 38 с.

23. Renault N.T. 3200A supplement to manual F4P of January 1999. Renault, 1999. 42 р.

24. Clio Technical Note 3286A B0M Special features of vehicles fitted with F4R 730 engines. Edition 2. Renault, 2005. 149 р.

25. Espace N.T. 3219A fitted with F4R engines. Renault, 1999. 64 р.

26. Technical Specifications Renault Megane R.S. Collection 2012. URL : http://autoinfo.jp/release/Megane_RS_spec_201205.pdf

27. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Іванов П. Є. Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання // Інформаційні технології: теорія і практика : Матеріали II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. С. 96–97.

28. Slynko G., Sukhonos R., Ivanov P. Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. С. 74–75.

29. Turbochargers. Technical information. Сайт «Mitsubishi Heavy

Industries». URL :

https://www.mhi.com/products/automobile/turbocharger_technical.html

30. Mitsubishi Turbocharger. Performance Turbocharger. Catalog Vol. 1.0. 26 p. URL : <https://www.saito.it/wp-content/uploads/2021/05/mitsubishi-performance-turbochargers.pdf>

31. Kinugawa Turbo Systems Line-up Code Explanation of TD Series. Сайт «Kinugawa». 2020. URL : <https://store.kinugawaturbosystems.com/blogs/k-log/kinugawa-turbo-systems-line-up-code-explanation-of-td-series>

32. TD04HL Turbocharger Compressor Flow Maps for RN Whiteblocks. Сайт «swedespeed». 2023. URL : <https://www.swedespeed.com/threads/td04hl-turbocharger-compressor-flow-maps-for-rn-whiteblocks.650368>

ДОДАТОК А

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

КАФЕДРА «АВТОМОБІЛІ, ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ ТА ГІБРИДНІ
ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

АКТ

впровадження результатів роботи

08 грудня 2025 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

Голова - зав. кафедри «АТД та ГЕУ», к.т.н., доцент Олександр АРТЮХ,
члени комісії - професор кафедри «АТД та ГЕУ», д.т.н., професор Георгій
СЛИНЬКО; доцент кафедри «АТД та ГЕУ» Наталія ЄВСЄЄВА; старший
викладач кафедри «АТД та ГЕУ» Роман СУХОНОС.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-
дослідної роботи НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання
роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення»,
виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.2 «Моделювання впливу
режимів роботи теплових двигунів на їх характеристики» тематичного плану
НДР 01924 на 2025-2026 н.р.,

та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес
кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки» НУ
«Запорізька політехніка».

Вид та об'єм впровадження встановлені закономірності щодо впливу
ступеня стиснення ϵ і ступеня підвищення тиску в компресорі p_k на ефективні
показники бензинового двигуна внутрішнього згорання, на прикладі двигуна
Renault F4R, впроваджено в навчальний процес в якості порівняльних даних в
курсі дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» підготовки
магістрів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього
згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Досягнуті технічні результати сприяють підвищенню рівня підготовки фахівців
освітньої програми «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133
«Галузеве машинобудування».

Голова комісії



Олександр АРТЮХ

Члени комісії



Георгій СЛИНЬКО

Наталія ЄВСЄЄВА



Роман СУХОНОС