

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності суднового дизельного двигуна, потужністю 265 кВт, за рахунок застосування системи регульованого наддуву. Прототип 6ЧН 15/18

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Пилипець С.С.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **ст. викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Пилипцю Сергію Сергійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення суднового дизельного двигуна, потужністю 265 кВт, за рахунок застосування системи регульованого наддуву. Прототип 6ЧН 15/18».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 10.05.24 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 15/18, номінальною потужністю 250 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи наддуву двигуна.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ЧН 15/18 (СК)
3. Схема системи наддуву (ПС) 4. Турбокомпресор (СК).

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «6» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	20.02.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	05.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Вдосконалення системи наддуву дизельного двигуна	16.04.2024	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	23.04.2024	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	24.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	25.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи наддуву дизельного двигуна	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням турбокомпресору	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент _____ Пилипець С.С.

(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.

(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення ефективності суднового дизельного двигуна, потужністю 265 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 15/18, за рахунок застосування системи регульованого наддуву.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано штатну систему повітропостачання дизельного двигуна, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено проблеми ефективності використання турбокомпресора на різних режимах роботи дизеля. Запропоновано систему регулювання витрати відпрацьованих газів через сопловий апарат турбіни з метою покращення ефективності використання їх теплової енергії. Розраховано параметри турбокомпресора на номінальному режимі роботи двигуна. Оцінено якість запропонованого технічного рішення щодо системи наддуву та двигуна в цілому.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: судновий дизель, дизельний двигун, робочий цикл, система наддуву, клапан, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to increase the efficiency of a 265 kW marine diesel engine designed on the basis of the 6CHN 15/18 prototype engine by using a controlled supercharging system.

The engine installation facility, which is a stationary diesel generator power plant, is described. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The standard air supply system of a diesel engine is described, and its advantages and disadvantages are considered. The problems of turbocharger efficiency at different diesel engine operating modes are identified. A system for regulating the exhaust gas flow rate through the turbine nozzle apparatus is proposed to improve the efficiency of their thermal energy utilization. The parameters of the turbocharger at the nominal engine operation are calculated. The quality of the proposed technical solution for the supercharging system and the engine as a whole is evaluated.

The problems regarding the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are described. The quantitative indicators of emissions of toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: marine diesel engine, diesel engine, working cycle, supercharging system, valve, vibration, noise.

ВСТУП

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО
ВСТАНОВЛЕННЯ

1.1. Опис суднової електростанції та обґрунтування вибору генератору

1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу

1.3 Висновки по розділу

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО
ДВИГУНА

2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.2. Побудова індикаторної діаграми

2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-
прототипу та висновки по розділуРОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ
ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

3.1. Опис будови та роботи штатної системи повітропостачання дизеля

3.2. Опис пропонованої системи наддуву дизеля

3.3 Розрахунок турбокомпресора

3.4. Висновки по розділу

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА
ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1. Захист навколишнього середовища

4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля

4.3 Висновок по розділу

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.16.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Пилипець С				<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірів	Швець І.А.						
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко						
						Лист.	Аркуш
							6
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація дизель -генератор

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 15/18

Додаток 3 Специфікація турбокомпресор

					ПННІ НУК 142.44.24.16.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Завдання підвищення потужності й крутного моменту двигуна була актуальна завжди. Потужність двигуна безпосередньо пов'язана з робочим об'ємом циліндрів і кількістю що подається в них паливо-повітряної суміші. Тобто, чим більше в циліндрах згоряє палива, тим більш високу потужність розвиває силовий агрегат.

Однак найпростіше рішення - підвищити потужність двигуна шляхом збільшення його робочого об'єму призводить до збільшення габаритів і маси конструкції. Кількість подається робочої суміші можна підняти за рахунок збільшення оборотів колінчастого валу (іншими словами, реалізувати в циліндрах за одиницю часу більшу кількість робочих циклів), але при цьому виникнуть серйозні проблеми, пов'язані з ростом сил інерції і різким збільшенням механічних навантажень на деталі силового агрегату, що призведе до зниження ресурсу мотора.

Найбільш дієвим способом в цій ситуації є наддув.

Найбільше поширення одержав газотурбінний наддув, який дозволяє використовувати енергію відпрацьованих газів. Широко використовується на практиці механічний наддув, оснований на стиску повітря привідним компресором.

Тому розробка систем регулювання наддуву, що забезпечують стабільну роботу двигуна на різних режимах роботи дизельного двигуна залишається на сьогодні **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення ефективності суднового дизельного двигуна, потужністю 265 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 15/18, за рахунок застосування системи регульованого наддуву.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати штатну систему повітропостачання дизельного двигуна, і при цьому виявити її переваги та недоліки. Оцінити ефективність штатної системи та виявити проблеми щодо ефективності використання турбокомпресора на різних режимах роботи дизельного двигуна. Надати рекомендації щодо вдосконалення системи наддуву для забезпечення надійної та стабільної роботи дизеля на різних режимах роботи. Визначити параметри руху газового потоку через сопловий апарат турбіни та компресора;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі повітропостачання дизельного двигуна, та їх вплив на стабільність роботи двигуна на різних режимах роботи.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з підвищенням ефективності роботи дизеля за рахунок перепуску частини відпрацьованих газів.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2024» що проходила в квітні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙВГО ВСТАНОВЛЕННЯ

1.1 Опис суднової електростанції та обґрунтування вибору генератору.

1.1.1 Опис електростанції та особливостей її експлуатації.

Дизельна суднова електростанція на базі 6ЧН 15/18, універсальна і багатофункціональна. Вона застосовуються як джерело основного або резервного живлення на судах річкового та морського типу та інших об'єктах, сумарна потужність споживання яких не вище 250 кВт.

До основних переваг даної установки можна віднести їх стійкість до інтенсивної експлуатації, низьке споживання палива, великий моторесурс, а також високу ефективність роботи. Тим самим це наочно показує, що дана дизельна електростанція виробляється для створення не тільки резервних, але і повністю автономних систем електропостачання, що забезпечують стабільне живлення на протязі 24-х годин на добу. До переваг даної дизельної електростанції треба віднести їх прийнятну вартість і дешевизну обслуговування. Вони прості, економічні і довговічні.

Людям часто доводиться вирішувати виробничі та побутові питання, і в деяких випадках не обійтися без гарантованого постачання електричної енергії. Це питання допоможуть вирішити дизельні електростанції. Збої в енергоподачі можуть виникати з багатьох причин, і тому альтернативне енергопостачання було і завжди залишиться актуальним.

Дизельна електростанція може експлуатуватися в самих різних сферах:

- на бурових установках,
- дачних ділянках,
- в промислових цехах,
- в лікарнях
- та інших об'єктах пов'язаних із життєдіяльністю людини.

В нашому вона є допоміжною силовою установкою на судні.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Дизельні генератори мають просту конструкцію, вони зручні у використанні, надійні, ефективні і безпечні. Такі пристрої відрізняються низьким рівнем шуму, і є можливість скоротити його ще більше, використовуючи спеціальний шумозахисні кожух.

Надійна робота силової установки забезпечує захист при несприятливих умовах та при різкій зміні режимів навантаження а також в аварійному режимі. Конструкція дизель-генераторів оптимізована і збалансована.



Рис. 1.1 – Суднова дизельна електростанція на базі 6ЧН 15/18

Дизель-електричні агрегати надійно працюють при наступних зовнішніх умовах:

Тиск навколишнього повітря, кПа (мм рт.ст.), не менше	80 (600)
Температура навколишнього повітря, К (° С), в межах	278...323 (5..50)
Температура зовнішнього повітря, К (° С), в межах	233...313 (-40 .. + 40)
Протитиск на випуску, кПа (мм вод.ст.), не більше	9,8 (1000)
Відносна вологість повітря,%, не більше	98
Температура води зовнішнього контуру на вході в дизель, К (° С), до	305 (+32)

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки
Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 265$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 1500$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50$ Гц - частота струму що генерується;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H.\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0.96...0.99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 265 \cdot 0.985 = 261.025$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi}$$

де $\cos\varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{261.025}{0.850} = 307.088$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{307.088 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 466.572$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.08$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 307.088 \cdot 1.080 = 331.655$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{331.655 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 503.898$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 331.655 \cdot 1.1 = 364.821$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{364.821 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 554.288$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{1500} = 2$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі 1А-300/1500, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 265.

1.2 Опис двигуна-прототипу

Двигуни серії Д6 випускалися головним чином в якості головних та допоміжних суднових двигунів, а також в складі суднових дизель-генераторних установок потужністю понад 100 кВт. Двигун являє собою чотиритактний, шестициліндровий, однорядний, вертикальний, непереверсний дизельний двигун, обладнаний газотурбінним наддувом.

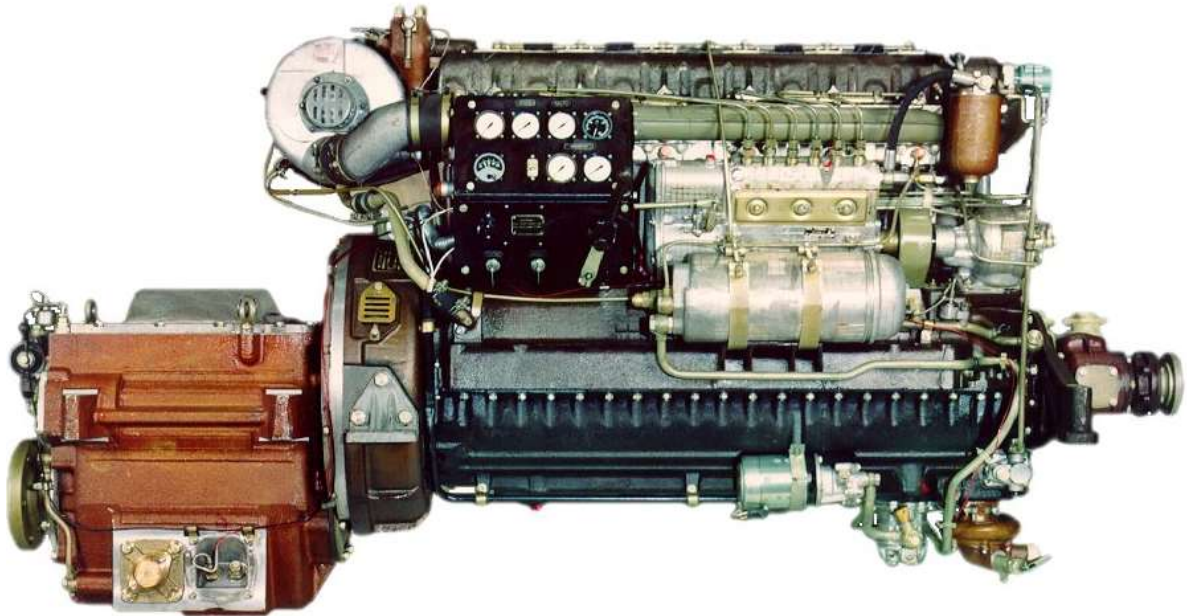


Рис. 1.2 – Двигун 6ЧН 15/18 (серія Д6) вид збоку.

Картер дизеля 6ЧН 15/18 складається з двох частин: верхньої і нижньої, що відливаються з чавуна чи алюмінієвого сплаву. До заднього, спільно обробленому торцю обох частин картера кріпиться кожух маховика.

У верхній частині картера мають чотири лапи для кріплення дизелів до рами. Опорна площа лап збігається з площиною рознімання картера. З правої сторони картера (дивлячись з боку вентилятора) мають два кронштейни, на які встановлюються і кріпляться за допомогою сталевих стяжних стрічок стартер і генератор. З лівої сторони до картера кріпляться два кронштейни для установки паливного насоса. Нижче, на бічній стінці картера, має лапа для установки масляного фільтра.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Усередині верхньої частини картера мається сім перегородок жорсткості, що виступають за площину рознімання. У нижніх частинах перегородок зроблені пази для кришок корінних підшипників. Розточення в перегородках і підвісках утворюють гнізда для вкладишів корінних підшипників.

На дизелях типу Дб широке застосування знаходять корінні взаємозамінні вкладиші зі сталє-алюмінієвої смуги, робоча поверхня яких покрита антифрикційним шаром АСМ. Для поліпшення приробітки, взаємозамінні і невзаємозамінні корінні вкладиші, покриваються свинцем.

З боку переднього, спільно обробленого торця картера у розточені отвори вставлені стакани підшипників валів механізму передачі, а в торець укручені шпильки для кріплення корпусу привода вентилятора. На цьому торці присутні жиклери і канали для підведення мастила до передачі, розподільним валам і іншим механізмам дизеля.

Інший торець картера має на виході колінчатого вала лабіринти, що забезпечують ущільнення. У цей же торець укручені шпильки для кріплення кожуха маховика і запресовані штифти, що фіксують кожух маховика. Нижня частина картера закриває порожнину верхньої частини картера і служить також для установки на ній деяких механізмів дизеля. До нижньої її площини, на шпильках кріпляться циркуляційний і масляний насоси, а збоку паливопідкачуючий насос. Ліворуч знаходиться штуцер для зливу мастила з переднього відстійника картера.

Кожух маховика, відливається з чавуна або алюмінієвого сплаву має з боків оброблені площадки з закріпленими на них опорними лапами, а також розточки і шпильки для установки корпусу реверса-редуктора, чи муфти генератора. На ньому мається також приплив і розточений отвір для кріплення корпусу стартера. На циліндричній частині цього припливу зроблене вікно, через яке мається доступ до шестірні стартера. На іншій стороні кожуха маховика зроблене таке ж вікно для читання розподілів і міток на маховику. До однієї зі стінок вікна прикріплена стрілка що показує ВМТ.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Сапун, установлений на верхній частині картера, складається з литого чавунного корпусу з перегородками, литої чавунної кришки з фільтром із дротової канителі і пружинного замка для закріплення кришки.

Колінчатий вал виготовляється з високолегованої сталі. Його вага в зібраному виді без маховика і шатунів дорівнює 92 кг. Вал має шість колін, розташованих попарно у трьох площинах під кутом 120° друг до друга, шість шатунних і сім корінних пустотілих шийок. Розташування колін залежить від напрямку обертання вала. З боку сьомої корінної шийки мається фланець, до якого за допомогою болтів кріпиться маховик. На голівках болтів маються зрізи, що не допускають провертання болтів. Положення маховика щодо колінчатого вала визначається штифтом.

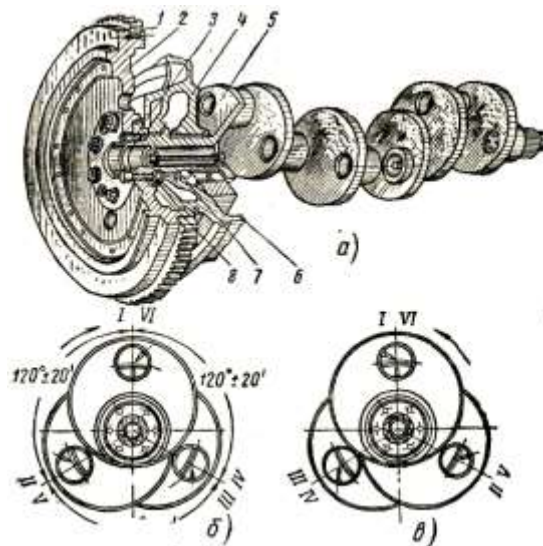


Рис. 1.3 - Колінчатий вал з маховиком:

1 – зубцюватий вінець маховика; 2 – маховик; 3 – штифт маховика; 4 – сьома перегородка верхньої частини картера; 5 – колінчатий вал; 6 – нижня частина картера; 7 – маслосгінне різьблення; 8 – болт кріплення маховика; б – розташування колін і напрямок обертання колінчатого вала дизелів правого обертання; в – розташування колін і напрямок обертання колінчатого вала дизелів лівого обертання.

Позад упорного бурту присутнє трапецієвидне чьотирьохзахідне маслосгінне різьблення. Під час роботи дизеля мастило, що попадає на це різьблення, відкидається по ній усередину картера в порожнину. Упорний бурт

фланця і упорний виступ дванадцятої щоки колінчатого вала стикаються з буртами упорного вкладиша картера.

Порожнини шатунних і корінних шийок мають на вході і виході фаски для заглушок з алюмінієвого сплаву. Кожна пара заглушок для забезпечення герметичності стягається болтом. Для кращого ущільнення під голівку болта і гайку підкладені мідні шайби. Крім того, під гайку підкладається сталева шайба, а для ущільнення різьблення намотується шовкова нитка.

Порожнини корінних і шатунних шийок сполучаються між собою каналами, просвердленими в щоках вала. У першій щоці є три канали. Ці канали просвердлені з боку шатунної шийки і закриті заглушками, що мають різьблення. Заглушки загвинчені в канали, а потім розчekanені і розкернені.

До робочих поверхонь вкладишів корінних і шатунних підшипників мастило підводиться з порожнини вала по мідних розвальцьованих трубках, уставленим зсередини в радіальні отвори шийок вала. Ці трубки забезпечують відцентрове очищення мастила. Трубки розташовуються на кожній шатунній шийці під кутом 60° до площини коліна, випереджаючи її в напрямку обертання вала.

У внутрішній порожнині хвостовика, закритою різьбовою пробкою з мідною прокладкою, маються косі свердління, по яких мастило проходить у розташовану зовні хвостовика кільцеву канавку. З цієї канавки мастило надходить по каналу у першу шатунну шийку.

На виступаючому з першої корінної шийки кінці хвостовика маються прямокутні шліци і циліндричні паски, що центрують. На шліцевий кінець і на один з пасків хвостовика, що центрують, насаджена конічна шестірня, що служить для привода механізмів дизеля.

Чавунний маховик з напресованим у гарячому стані сталевим зубцюватим вінцем, має вагу 82 кг. На ободу маховика є мітки від 0 до 360° , необхідні для регулювання механізму газорозподілу дизеля, а також стрілка, що показує напрям обертання колінчатого вала дизеля. Поверхня маховика зі

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

сполучними муфтами оброблена після посадки маховика на колінчатий вал. Шатун виготовлений з високолегованої сталі методом гарячого штампування.

Стрижень шатуна має двотавровий перетин, що збільшується зверху вниз. В отвір верхньої нероз'ємної голівки шатуна запресована з натягом бронзова втулка, усередині якої розміщається поршневий палець. Для змащення поршневого пальця і втулки у верхній голівці шатуна мається шість отворів. В одне з них запресована мідна трубчаста заклепка, що перешкоджає провертанню втулки.

Нижня голівка шатуна рознімна. У ній затиснуті з натягом сталеві вкладиші, що фіксуються штифтами. Кришка нижньої голівки кріпиться до шатуна за допомогою двох конічних штифтів, що забиваються в отвори, спільно оброблені в гребенях рознімання нижньої голівки і кришки шатуна. Кришки нижніх голівок і конічних штифтів не взаємозамінні.

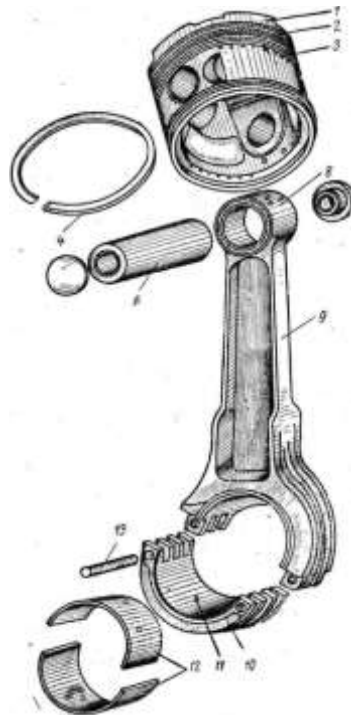


Рис. 1.4 - Шатунно-поршнева група

1 - поршень; 2 - канавка під поршневі кільця; 3 - отвори для стоку мастила; 4 - циліндричне поршневе кільце; 5 - конічне поршневе кільце; 6 - поршневий палець; 7 - заглушка поршневого пальця; 8 - верхня голівка шатуна; 9 - шатун; 10 - кришка нижньої голівки шатуна; 11 - установочний штифт вкладиша; 12 - вкладиш нижньої голівки шатуна; 13 - конічний штифт.

Для збільшення твердості кришка нижньої голівки шатуна зовні має чотири ребра. Площина рознімання нижньої голівки шатуна розташована під кутом 60° до осі шатуна. Шатуни встановлюються на колінчатому валу так, щоб нахил рознімання був спрямований убік обертання колінчатого вала. На колінчатий вал установлюється шість шатунів.

Вкладиш шатуна сталевий, тонкостінний, залитий свинцюватою бронзою. На його половинках маються отвори у які входять циліндричні штифти, запресовані в шатун і його кришку.

Поршень штампований, виготовлений з алюмінієвого сплаву. Верхній торець днища поршня фігурний, що сприяє кращому завихренню стиснутого в циліндрі повітря і заповненню камери згоряння розпиленним паливом.

На поршні проточено п'ять канавок для поршневих кілець. Чотири з них розташовані вище поршневого пальця й одне - нижче. Для зменшення ваги поршня і поліпшення охолодження припливів на його зовнішній поверхні вифрезеровані поглиблення. Четверта і п'ята канавки поршневих кілець (вважаючи від днища поршня) знизу мають фаски з маслостічними отворами.

Поршневі кільця виготовлені зі спеціального чавуна: два верхніх кільця циліндричні, покриті пористим хромом, інші три - конічні.

Поршневий палець що плаває, порожній, сталевий, цементований. Зазор між пальцем і втулкою верхньої голівки шатуна дорівнює 0,05-0,08 мм.

Блок циліндрів складається із сорочки циліндрів, відлітої з чавуна, шести сталевих гільз циліндрів і голівки блоку, відлітої з алюмінієвого сплаву.

Сорочка охолодження має шість гнізд, у які вставляються гільзи. Поверхня гільз, омивана охолоджуючою рідиною, має антикорозійне покриття (оцинкування, молочне хромування, азотування).

Між гільзами і стінками сорочки утворюється порожнина для протоки охолоджуючої рідини. На бічній стороні сорочки розташовані фланці.

До одного з них кріпиться патрубок для підведення охолоджуючої рідини в блок, другий фланець закритий кришкою. Верхня і нижня площини сорочки чисто оброблені.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

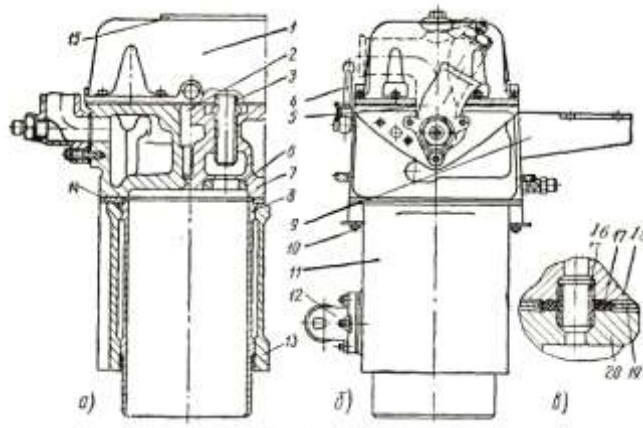


Рис. 1.5 – Блок циліндрів:

а – частина поздовжнього розрізу; б – вид з боку відводу охолоджуючої рідини; в – розріз по водоперепускній трубці і гумовому ущільнювальному кільці; 1 – кришка голівки блоку; 2 – отвір під форсунку; 3 – направляюча втулка клапана; 4 – паровідвідна трубка; 5 – патрубок відводу охолоджуючої рідини; 6 – сідло клапана; 7, 18 – голівка блоку циліндрів; 8 – гільза циліндра; 9 – кронштейн паливного фільтра; 10 – зшивна шпилька; 11, 20 – сорочка циліндрів; 12 – патрубок підведення охолоджуючої рідини; 13 – гумові кільця, що ущільнюють; 14, 19 – алюмінієва прокладка; 15 – кришка люка; 16 – водоперепускна трубка; 17 – ущільнювальне гумове кільце.

Для проходу стяжних шпильок, що кріплять блок циліндрів до картера, голівка і сорочка мають по чотирнадцять наскрізних колодязів, відділених від охолоджуючих порожнин.

У нижній частині сорочки кожний з колодязів має вихідне на бічну сторону контрольний отвір а для контролю за відсутністю води чи мастила в колодязях. Для ущільнення зверху колодязів сорочки на шпильки одягнені гумові кільця. На верхній площині сорочки мається двадцять чотири отвори для проходу води в голівку по трубках, ущільненими гумовими кільцями. По бічних сторонах верхньої частини сорочки зроблено по дванадцять припливів, через отвори яких проходять шпильки, що з'єднують голівку і сорочку в один вузол. У верхній частині гільзи мається фланець, що спирається на відповідне виточення в сорочці циліндрів і ущільнюючи охолоджувальну порожнину зверху. Знизу водяна порожнина ущільнюється трьома гумовими кільцями, два верхніх кільця прямокутного перетину виготовлені з тепло-водостійкої гуми і нижнє кільце круглого перетину з тепло-маслостійкої гуми. На верхні торці

фланців гільз покладена загальна для всіх циліндрів нагартована алюмінієва прокладка, що притискається голівкою блоку й ущільнююча камери згоряння.

Голівка блоку знизу має шість циліндричних поглиблень, що утворюють разом із днищами поршнів камери згоряння. У виїмках днищ цих поглиблень запресовані і закарбовані по чотири сталевих сідла клапанів. Поглиблення з'єднані каналами з впускними вікнами на одній бічній стороні голівки і з випускними на іншій. Співвісно із сідлами в гнізда голівки запресовані чавунні направляючі втулки для проходу стрижнів клапанів газорозподілу. У центрі кожного поглиблення голівки маютьсх східчасті отвори для установки форсунок, що кріплятьсх на двох шпильок, вкручені в голівку зверху.

Голівка з'єднується із сорочкою в загальний вузол за допомогою шпильок, укручених у голівку знизу по дванадцятьох з кожної бічної сторони. На одній бічній стороні голівки маютьсх шпильки для кріплення колекторів впуску, а з протилежної сторони колекторів випуску. На стороні, де кріпиться колектор впуску, у голівку вкручені шість футорок, у які ввертаються пускові клапани. На шпильках, укручених у торець голівки з боку вентилятора, закріплена алюмінієва коробка із запресованою бронзовою втулкою, що є підшипником валика привода розподільних валів. На цих же шпильках закріплений кронштейн паливного фільтра. Між торцем голівки і коробкою встановлені одна паронітова й однієї паперова прокладки. Паронітова прокладка по обидва боки змазана герметиком. Праворуч від коробки в торець голівки укручена футорка для підведення мастила до мастильних каналів голівки.

На торці голівки, з боку кожуха маховика, закріплений трьома болтами патрубок для відводу охолоджуючої рідини з порожнин голівки. Цей патрубок має різну конфігурацію в дизелів з охолоджуванням і неохолоджуванням колектором випуску відпрацьованих газів. У цей же торець голівки укручені дві сталеві втулки для болтів кріплення трубки зливу мастила з верхньої площини голівки в картер дизеля. У бічні і торцеві поверхні голівки укручені змазані цинковими білилами алюмінієві чи латунні заглушки, що закривають

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

технологічні отвори для видалення ливарної землі з порожнин охолодження голівки. Для ущільнення під заглушки підмотані нитки.

На шпильки верхньої площини голівки встановлюються сім різних підшипників розподільних валів. На корпусах і кришках підшипників, із правої сторони, вибиті номери сполучених деталей, що відповідають порядковому номеру підшипника. Кожен підшипник має по двоє рівнобіжні розточення для розподільних валів впуску і випуску. Перший підшипник має кільцеві проточки і канали для підведення мастила усередину розподільних валів, звідкіля воно надходить до інших підшипників, і для змащення клапанного механізму.

Чавунна лита кришка, що закриває механізм газорозподілу, розташований на верхній площині голівки, кріпиться шпильками, укрупненими у верхню площину голівки, і фіксується двома штифтами для збереження співвісності привода датчика електротахометра в горизонтальній площині. Для ущільнення між голівкою і кришкою голівки поміщена паронітова прокладка товщиною 0,6 мм. На торці кришки маються отвір і фланець для кріплення датчика електротахометра.

У кришці голівки зроблені три люки для доступу до форсунок без зняття кришки. Люки закриті штампованими сталевими кришками. На стінці кришки голівки, з лівої сторони, розташовані шість отворів для проходу штуцерів трубок високого тиску, що підводять паливо від паливного насоса до форсунок.

Кожен циліндр має два впускних і два випускних клапани. У клапани вкручуються тарелі, на верхню поліровану площину яких безпосередньо натискають кулачки розподільних валів. Шляхом укрупнення тарелі в чи клапан вивертання з нього змінюється зазор між тареллю і кулачком.

Закриття кожного клапана здійснюється двома пружинами. Одночасно пружини притискають зуби замка, що сидить на лисках стрижня клапана, до зубів, що мається на нижній поверхні тарелі, і цим запобігають тарель від провертання щодо клапана. Для запобігання клапанів від провертання крайні

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

витки великої пружини відігнуті у виді вусиків, що входять у поглиблення голівки блоку циліндрів і в проріз замка тарелі клапана.

Впускні клапани, тарелі і замки тарелей виготовлені з якісної сталі, а випускні клапани з жаростійкої якісної сталі. Впускні клапани мають менший діаметр голівки, чим впускні.

На голівці блоку циліндрів розташований розподільний вал впуску і вал випуску. З лівої сторони голівки розташований вал впуску.

Розподільні вали виготовлені з вуглецевої сталі. Кожен вал має сім опорних шийок і дванадцять кулачків. По краях першої шийки розташовані бурти. Для підведення мастила до підшипників розподільних валів і тарелям клапанів вали виконані порожніми. В кожній шийці й у потилиці кожного кулачка маються радіальні отвори для виходу мастила. На першій і сьомій опорних шийках зроблено по два отвори, а на інших шийках і на всіх кулачках по один. Отвір на кулачку розташований так, що мастило попадає на тарель до зіткнення з нею кулачка. Профілі всіх кулачків однакові.

Усередині переднього і заднього кінців кожного вала нарізане різьблення. Після встановлення заглушок вони стопоряться розрізними пружинними кільцями, що входять у спеціальні кільцеві канавки. Різьблення в заглушок праве. Заглушка на переднім кінці вала впуску закінчується плоским хвостовиком для привода валика датчика тахометра. У заглушці просвердлений отвір для проходу мастила до валика датчика тахометра.

Передній кінець обох валів має зовні циліндричний пасок і десять прямокутних шліців. На передній кінець вала впуску насаджене регульовальне кільце, та виготовлені спільно конічна і циліндрична шестірні. На передній кінець вала випуску насаджена циліндрична шестірня. Шестірні з'єднуються з розподільними валами за допомогою сталевих регульовальних втулок.

Розрізними пружинними кільцями регульовальні втулки рухливо з'єднуються з різбовими затисками. Затиск розподільного вала впуску має центральний отвір для виходу хвостовика заглушки і ліве різьблення. Затиск вала випуску має праве різьблення.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Циліндричні шестірні знаходяться у взаємному зачепленні, а кінчна шестірня входить у зачеплення з валиком привода газорозподілу. По бічних сторонах голівки блоку циліндрів кріпляться на шпильках штаповані сталеві впускний і випускний колектори. До впускного колектора приварені кронштейни для кріплення щитка керування і фланці для приєднання колектора до голівки блоку.

На колектор установлюються патрубки для перепуску охолоджуючої рідини з головки блоку в колектор і для відводу її з колектора. На колекторі маються технологічні заглушки, аналогічні до вкручених в головку блоку, і два люки, закриті кришками, в одну з яких ввернутий зливальний краник.

Повітроочишувач, складається з голівки, корпусу і бункера. У голівці поміщені касети із сітками, заповнені дровою канителлю, а для фіксування касет з канителлю служать стопорні кільця і вушка засувки.

У корпусі повітроочисника розташовані: кишень-приймач, пилоскидальні конуси і циліндричні труби, що очищають повітря інерційним способом. Повітроочишувач кріпиться до дизеля за допомогою кронштейна і хомутів, а патрубків голівки з'єднується з горловиною впускного колектора за допомогою дюритового шланга, що закріплюється стяжними стрічками.

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над розділом, було розглянуто та описано будову та призначення суднової електростанції, визначено параметри та обґрунтовано обрано генератор для вироблення електричної енергії, що буде працювати в парі з двигуном.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо форсування дизельного двигуна із збереженням вихідних параметрів на високому рівні.

					ПННІ НУК 142.44.24.16.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 265$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 1500$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.9$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 160$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 20$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 165$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 780$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.97$
Паливо: дизельне Євро марки C; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{160}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 347.8$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 40$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 347.8 - 40 = 307.8$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 160 - 3 = 157$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 160 = 152$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 20}{780} \cdot \frac{165}{15 \cdot 152 - 165} = 0.031$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0.03 \cdot 780}{1 + 0.03} = 327.18$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{152}{160} \cdot \frac{307.784}{327.176 \cdot (1 + 0.031)} = 0.928$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{157 \cdot 10^3}{287 \cdot 307.784} = 1.777$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.777 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.573$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 152 \cdot 15^{1.373} = 6260.613$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 327.18 \cdot 15^{1.37 - 1} = 898.39$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 898.387 = 22.25$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)]$$

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.9 \cdot 0.495 = 0.94$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.9 - 1) \cdot 0.495 = 0.093$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.9 \cdot 0.495 = 0.742$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.093 \\ 0.742 \end{pmatrix} = 0.972$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.972}{0.94} = 1.035$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.031}{1.000 + 0.031} = 1.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.972} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.093 \cdot 23.3 \\ 0.742 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.24$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9724} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0935 \cdot 0.0015 \\ 0.7423 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mC_p'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.24 + 8.314 = 31.554$$

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.6 \cdot 6260.613 = 10016.981$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03386 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.622$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.031)} = 3.723 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.25 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 898.387 = 3.194 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 37233.043 + 31939.763 = 69172.805$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.622^2 + 4 \cdot 1.861 \times 10^{-3} \cdot 6.917 \times 10^4 = 1.579 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.622 + \sqrt{1579.064}}{2 \cdot 0.002} = 1911.918$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.912 \times 10^3}{1.6 \cdot 898.387} = 1.375$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{1.375}{15} = 0.092 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 9.168$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.375} = 10.908$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.214$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10016.981}{10.908^{1.214}} = 550.701$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1911.918}{10.908^{1.214-1}} = 1146.547$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1146.547}{\sqrt[3]{\frac{550.701}{165}}} = 767.211$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|780 - 767.211|}{780} \cdot 100 = 1.64 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме
значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.375 - 1) = 0.6$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.6 \cdot 1.375}{1.214 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.908^{1.214 - 1}} \right) = 4.116$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.373 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.373 - 1}} \right) = 1.705$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6260.613}{15 - 1} \cdot [0.6 + (4.116 - 1.705)] = 1346.676$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.97 \cdot 1346.676 = 1306.275$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 1306.275}{0.928 \cdot 42447.806 \cdot 1.777} = 0.507$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.507 \cdot 42447.806} = 0.167$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.18$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.18 \cdot 1500}{30} = 9 \quad \text{м/с - середня швидкість поршня;}$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 9 = 194.2$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1306.275 - 194.2 = 1112.075$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1112.075}{1306.275} = 0.851$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.507 \cdot 0.851 = 0.432$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.432 \cdot 42447.806} = 0.196$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/\text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.196 \cdot 265 = 52.041$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{265 \cdot 10^3}{1112.075 \cdot 1500} = 19.063$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{19.063}{6} = 3.177$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.15$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.18}{0.15} = 1.2 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3.177}{\pi \cdot 1.2}} = 149.943$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.15$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.2 \cdot 149.943 = 179.932$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.18$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 150 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

хід поршня

$$s' = 180 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.15^2 \cdot 0.18 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 19.085$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1112.075 \cdot 19.085 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 265.302$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{265.302 + 265}{2} = 265.151$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|265.302 - 265|}{265.151} \cdot 100 = 0.114 \text{ \%,}$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{3.181 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 2.272 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 3.181 \times 10^{-3} + 2.272 \times 10^{-4} = 3.408 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 2.272 \times 10^{-4} \cdot 1.375 = 3.124 \times 10^{-4}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

де $\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00023$	$p(0) = 152$	$V(180) = 0.00341$	$p(180) = 152$
$V(10) = 0.00026$	$p(10) = 152$	$V(190) = 0.00339$	$p(190) = 153.111$
$V(20) = 0.00035$	$p(20) = 152$	$V(200) = 0.00334$	$p(200) = 156.529$
$V(30) = 0.00049$	$p(30) = 152$	$V(210) = 0.00325$	$p(210) = 162.524$
$V(40) = 0.00068$	$p(40) = 152$	$V(220) = 0.00312$	$p(220) = 171.588$
$V(50) = 0.00091$	$p(50) = 152$	$V(230) = 0.00296$	$p(230) = 184.507$
$V(60) = 0.00118$	$p(60) = 152$	$V(240) = 0.00277$	$p(240) = 202.495$
$V(70) = 0.00145$	$p(70) = 152$	$V(250) = 0.00254$	$p(250) = 227.417$
$V(80) = 0.00174$	$p(80) = 152$	$V(260) = 0.00229$	$p(260) = 262.179$
$V(90) = 0.00202$	$p(90) = 152$	$V(270) = 0.00202$	$p(270) = 311.439$
$V(100) = 0.00229$	$p(100) = 152$	$V(280) = 0.00174$	$p(280) = 382.896$
$V(110) = 0.00254$	$p(110) = 152$	$V(290) = 0.00145$	$p(290) = 489.787$
$V(120) = 0.00277$	$p(120) = 152$	$V(300) = 0.00118$	$p(300) = 655.788$
$V(130) = 0.00296$	$p(130) = 152$	$V(310) = 0.00091$	$p(310) = 924.876$
$V(140) = 0.00312$	$p(140) = 152$	$V(320) = 0.00068$	$p(320) = 1380.265$
$V(150) = 0.00325$	$p(150) = 152$	$V(330) = 0.00049$	$p(330) = 2172.246$
$V(160) = 0.00334$	$p(160) = 152$	$V(340) = 0.00035$	$p(340) = 3501.225$
$V(170) = 0.00339$	$p(170) = 152$	$V(350) = 0.00026$	$p(350) = 5271.91$
$V(360) = 0.00023$	$p(360) = 6260.613$	$V(540) = 0.00341$	$p(540) = 550.701$
$V(370) = 0.00026$	$p(370) = 10016.981$	$V(550) = 0.00339$	$p(550) = 165$
$V(380) = 0.00035$	$p(380) = 8821.103$	$V(560) = 0.00334$	$p(560) = 165$

V(390) = 0.00049	p(390) = 5783.883	V(570) = 0.00325	p(570) = 165
V(400) = 0.00068	p(400) = 3873.291	V(580) = 0.00312	p(580) = 165
V(410) = 0.00091	p(410) = 2718.55	V(590) = 0.00296	p(590) = 165
V(420) = 0.00118	p(420) = 2005.901	V(600) = 0.00277	p(600) = 165
V(430) = 0.00145	p(430) = 1549.644	V(610) = 0.00254	p(610) = 165
V(440) = 0.00174	p(440) = 1246.489	V(620) = 0.00229	p(620) = 165
V(450) = 0.00202	p(450) = 1038.409	V(630) = 0.00202	p(630) = 165
V(460) = 0.00229	p(460) = 891.771	V(640) = 0.00174	p(640) = 165
V(470) = 0.00254	p(470) = 786.378	V(650) = 0.00145	p(650) = 165
V(480) = 0.00277	p(480) = 709.678	V(660) = 0.00118	p(660) = 165
V(490) = 0.00296	p(490) = 653.64	V(670) = 0.00091	p(670) = 165
V(500) = 0.00312	p(500) = 613.003	V(680) = 0.00068	p(680) = 165
V(510) = 0.00325	p(510) = 584.283	V(690) = 0.00049	p(690) = 165
V(520) = 0.00334	p(520) = 565.184	V(700) = 0.00035	p(700) = 165
V(530) = 0.00339	p(530) = 554.258	V(710) = 0.00026	p(710) = 165

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 4242.092$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{4.242 \times 10^3}{3.181 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.334 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.334 \times 10^3 \cdot 0.97 = 1.294 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.306 \times 10^3 - 1.294 \times 10^3|}{1.306 \times 10^3 + 1.294 \times 10^3} \cdot 100 = 0.973$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 56^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 16^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 14^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 36^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.261 \times 10^3 = 7.513 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.002 \times 10^4 = 1.002 \times 10^4$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 152$	$V(\varphi_r) = 2.272 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 152$	$V(\varphi_d) = 3.408 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6260.613$	$V(\varphi_c) = 2.272 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 10016.981$	$V(\varphi_z) = 2.275 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 550.701$	$V(\varphi_b) = 3.408 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.76 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 4.126 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.374 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.95 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 376$	$p(\varphi_{z'}) = 1.002 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 3.043 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 526$	$p(\varphi_{b''}) = 557.712$	$V(\varphi_{b''}) = 3.373 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 664$	$p(\varphi_{r'}) = 165$	$V(\varphi_{r'}) = 1.068 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 36$	$p(\varphi_{r''}) = 152$	$V(\varphi_{r''}) = 6.013 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 196$	$p(\varphi_{d'}) = 154.872$	$V(\varphi_{d'}) = 3.362 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.513 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 2.272 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{zд} = 368$	$p_{zд} = 1.002 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 2.466 \times 10^{-4}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

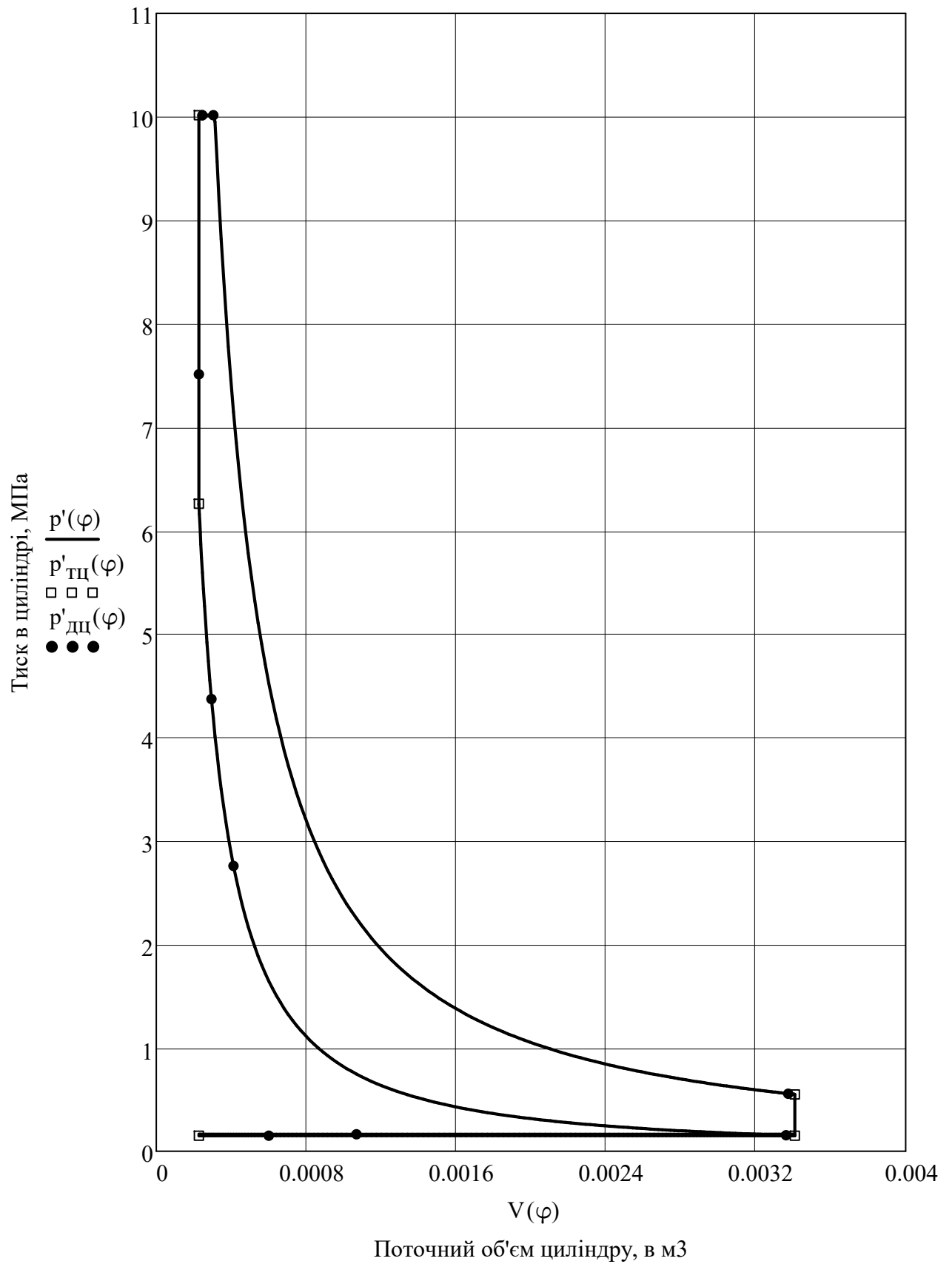


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

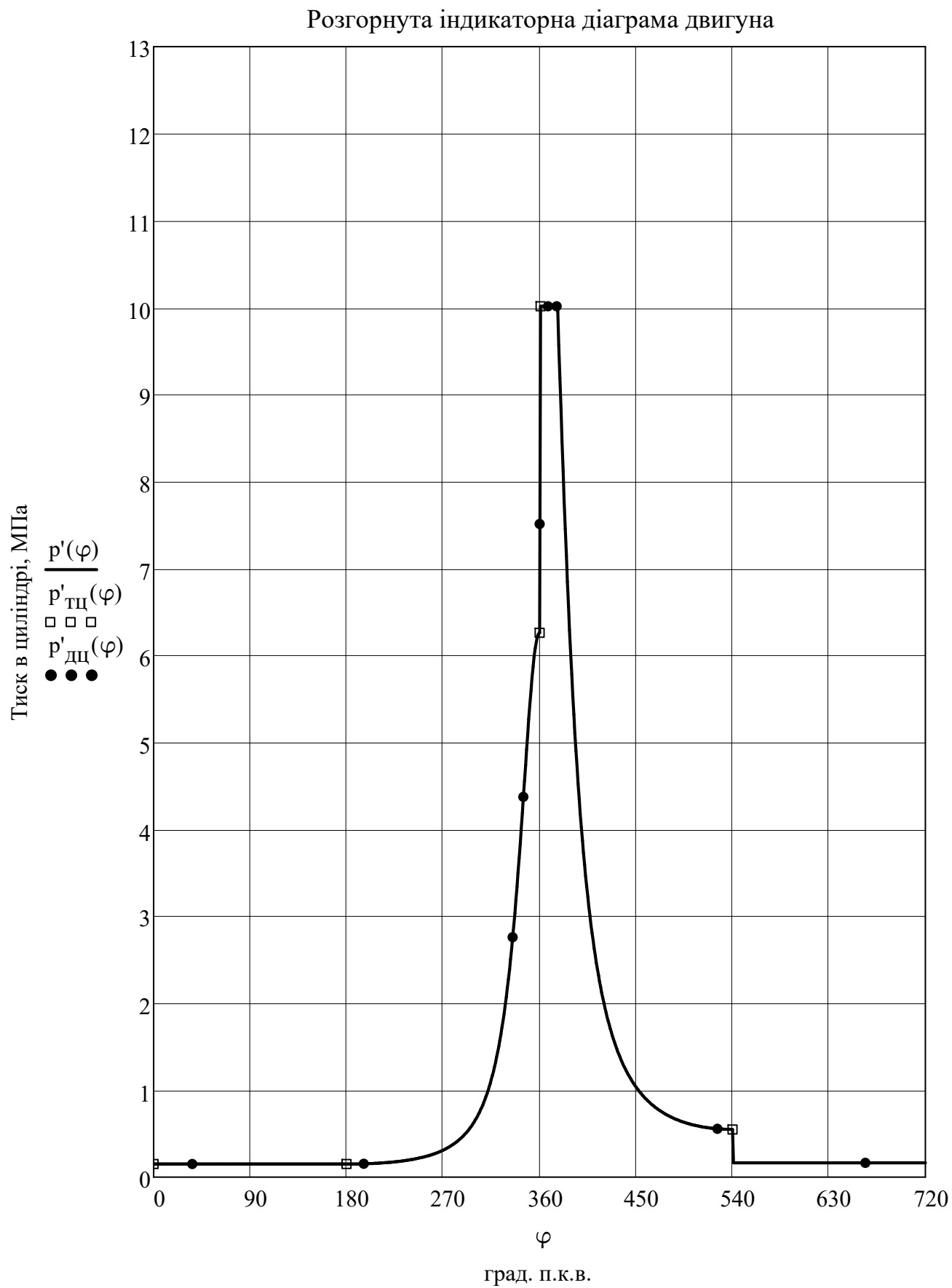


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконуємо, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

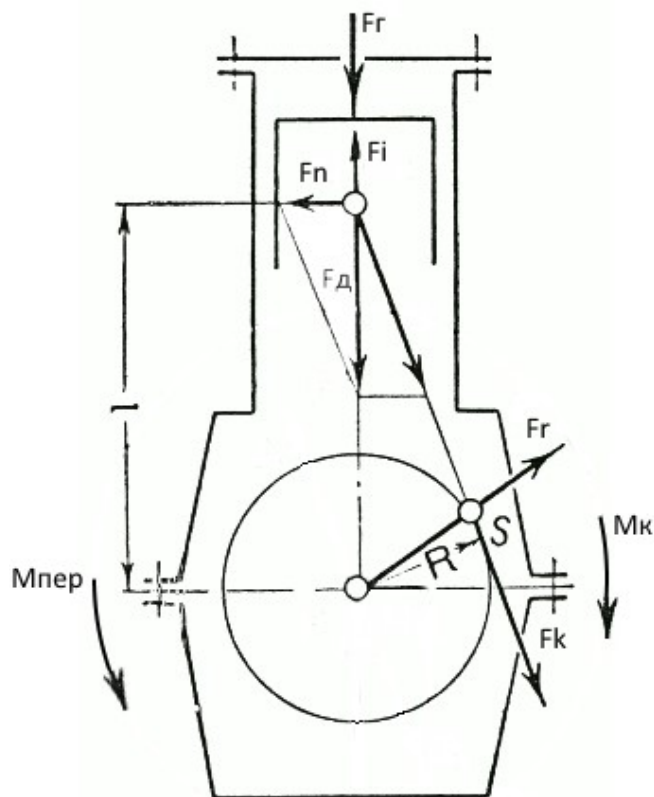


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 5.45$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 13.25$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 5.45 + \frac{1}{3} \cdot 13.25 = 9.867$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.18}{2} = 0.09$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.09}{0.256} = 0.352$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} = 0.018$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157.08$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 0.896$	$F_i(0) = -27.52$	$F_d(0) = -26.624$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.896$	$F_i(30) = -21.78$	$F_d(30) = -20.884$	$M_k(30) = -1.15$
$F_r(60) = 0.896$	$F_i(60) = -8.151$	$F_d(60) = -7.255$	$M_k(60) = -0.64$
$F_r(90) = 0.896$	$F_i(90) = 5.609$	$F_d(90) = 6.505$	$M_k(90) = 0.585$
$F_r(120) = 0.896$	$F_i(120) = 13.76$	$F_d(120) = 14.656$	$M_k(120) = 0.992$
$F_r(150) = 0.896$	$F_i(150) = 16.171$	$F_d(150) = 17.066$	$M_k(150) = 0.596$
$F_r(180) = 0.896$	$F_i(180) = 16.301$	$F_d(180) = 17.197$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 1.082$	$F_i(210) = 16.171$	$F_d(210) = 17.252$	$M_k(210) = -0.603$
$F_r(240) = 1.788$	$F_i(240) = 13.76$	$F_d(240) = 15.548$	$M_k(240) = -1.053$
$F_r(270) = 3.713$	$F_i(270) = 5.609$	$F_d(270) = 9.323$	$M_k(270) = -0.839$
$F_r(300) = 9.799$	$F_i(300) = -8.151$	$F_d(300) = 1.648$	$M_k(300) = -0.145$
$F_r(330) = 36.597$	$F_i(330) = -21.78$	$F_d(330) = 14.817$	$M_k(330) = -0.816$
$F_r(360) = 108.844$	$F_i(360) = -27.52$	$F_d(360) = 81.324$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 100.42$	$F_i(390) = -21.78$	$F_d(390) = 78.64$	$M_k(390) = 4.33$
$F_r(420) = 33.657$	$F_i(420) = -8.151$	$F_d(420) = 25.506$	$M_k(420) = 2.249$
$F_r(450) = 16.56$	$F_i(450) = 5.609$	$F_d(450) = 22.169$	$M_k(450) = 1.995$
$F_r(480) = 10.751$	$F_i(480) = 13.76$	$F_d(480) = 24.511$	$M_k(480) = 1.66$
$F_r(510) = 8.535$	$F_i(510) = 16.171$	$F_d(510) = 24.706$	$M_k(510) = 0.863$
$F_r(540) = 7.942$	$F_i(540) = 16.301$	$F_d(540) = 24.243$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 1.126$	$F_i(570) = 16.171$	$F_d(570) = 17.296$	$M_k(570) = -0.604$
$F_r(600) = 1.126$	$F_i(600) = 13.76$	$F_d(600) = 14.885$	$M_k(600) = -1.008$
$F_r(630) = 1.126$	$F_i(630) = 5.609$	$F_d(630) = 6.735$	$M_k(630) = -0.606$
$F_r(660) = 1.126$	$F_i(660) = -8.151$	$F_d(660) = -7.025$	$M_k(660) = 0.619$
$F_r(690) = 1.126$	$F_i(690) = -21.78$	$F_d(690) = -20.654$	$M_k(690) = 1.137$
$F_r(720) = 1.126$	$F_i(720) = -27.52$	$F_d(720) = -26.394$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -26.624$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.695$	$F_r(30) = -16.738$	$F_k(30) = -12.776$	$M_{пер}(30) = 1.15$
$F_n(60) = -1.649$	$F_r(60) = -2.199$	$F_k(60) = -7.108$	$M_{пер}(60) = 0.64$
$F_n(90) = 1.723$	$F_r(90) = -1.723$	$F_k(90) = 6.505$	$M_{пер}(90) = -0.585$
$F_n(120) = 3.332$	$F_r(120) = -10.214$	$F_k(120) = 11.026$	$M_{пер}(120) = -0.992$
$F_n(150) = 2.203$	$F_r(150) = -15.881$	$F_k(150) = 6.626$	$M_{пер}(150) = -0.596$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -17.197$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -2.227$	$F_r(210) = -16.054$	$F_k(210) = -6.698$	$M_{пер}(210) = 0.603$
$F_n(240) = -3.535$	$F_r(240) = -10.835$	$F_k(240) = -11.698$	$M_{пер}(240) = 1.053$
$F_n(270) = -2.469$	$F_r(270) = -2.469$	$F_k(270) = -9.323$	$M_{пер}(270) = 0.839$
$F_n(300) = -0.375$	$F_r(300) = 0.499$	$F_k(300) = -1.614$	$M_{пер}(300) = 0.145$
$F_n(330) = -1.912$	$F_r(330) = 11.876$	$F_k(330) = -9.065$	$M_{пер}(330) = 0.816$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 81.324$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 10.149$	$F_r(390) = 63.029$	$F_k(390) = 48.11$	$M_{пер}(390) = -4.33$
$F_n(420) = 5.799$	$F_r(420) = 7.731$	$F_k(420) = 24.989$	$M_{пер}(420) = -2.249$
$F_n(450) = 5.871$	$F_r(450) = -5.871$	$F_k(450) = 22.169$	$M_{пер}(450) = -1.995$
$F_n(480) = 5.573$	$F_r(480) = -17.082$	$F_k(480) = 18.441$	$M_{пер}(480) = -1.66$
$F_n(510) = 3.189$	$F_r(510) = -22.99$	$F_k(510) = 9.591$	$M_{пер}(510) = -0.863$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -24.243$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -2.232$	$F_r(570) = -16.095$	$F_k(570) = -6.715$	$M_{пер}(570) = 0.604$
$F_n(600) = -3.384$	$F_r(600) = -10.374$	$F_k(600) = -11.199$	$M_{пер}(600) = 1.008$
$F_n(630) = -1.784$	$F_r(630) = -1.784$	$F_k(630) = -6.735$	$M_{пер}(630) = 0.606$
$F_n(660) = 1.597$	$F_r(660) = -2.129$	$F_k(660) = 6.882$	$M_{пер}(660) = -0.619$
$F_n(690) = 2.666$	$F_r(690) = -16.554$	$F_k(690) = 12.635$	$M_{пер}(690) = -1.137$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -26.394$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

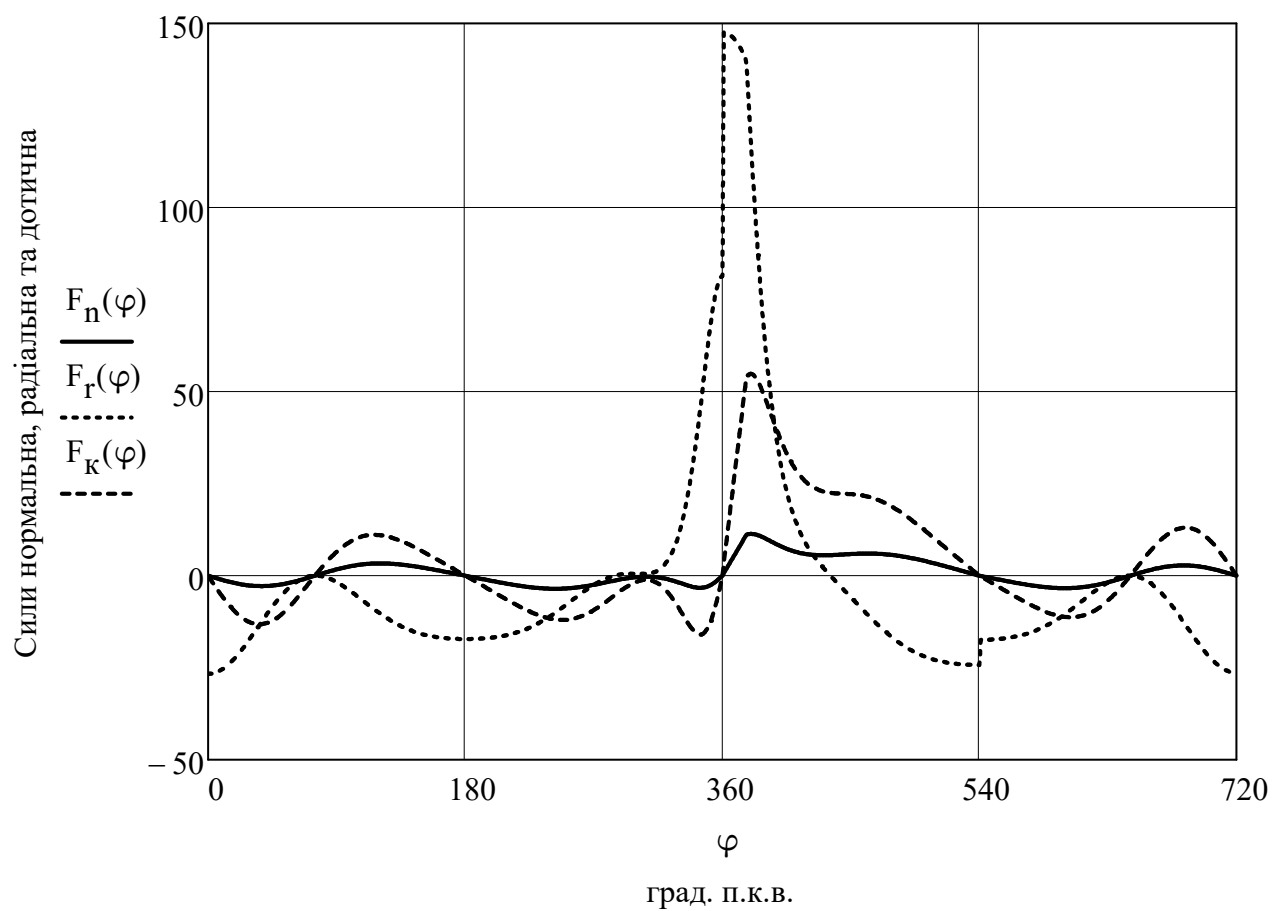
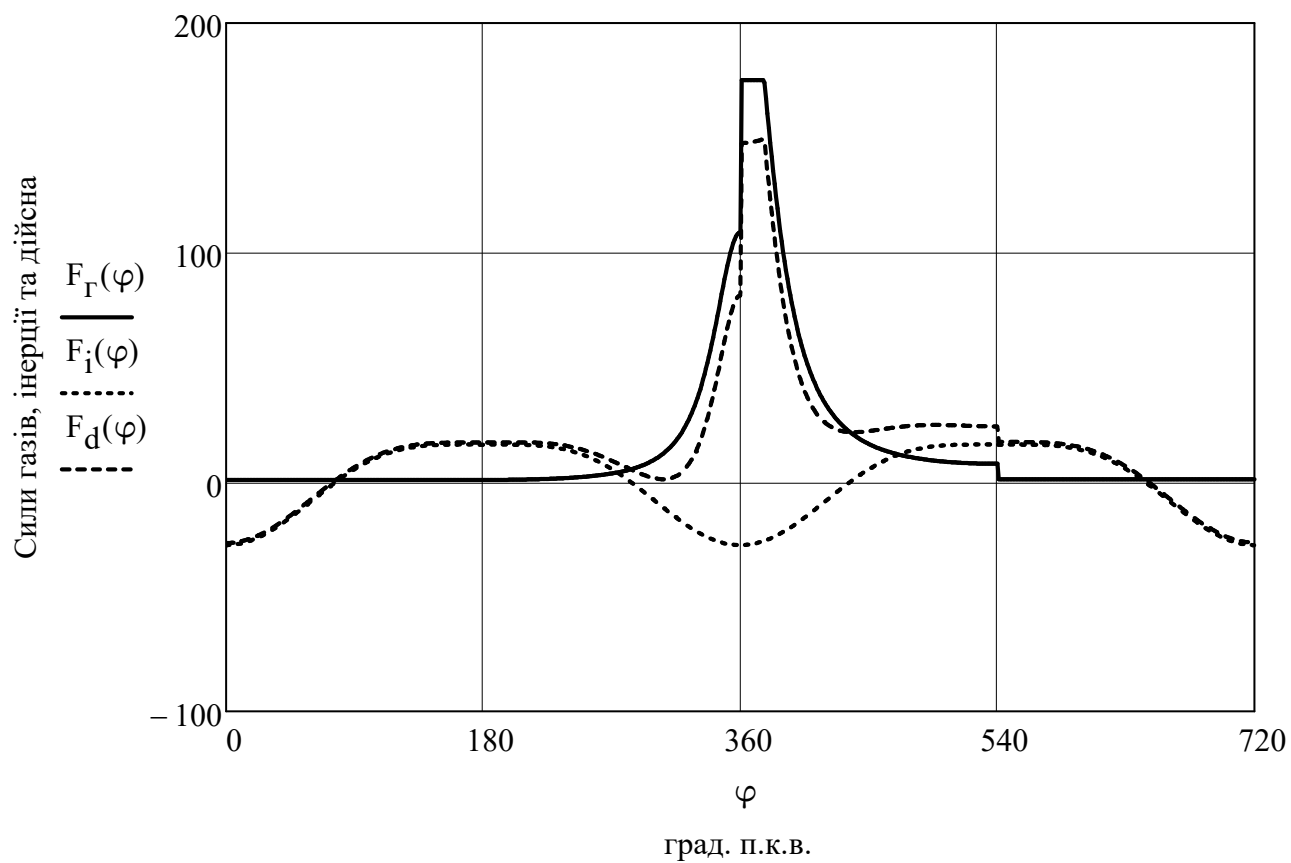


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

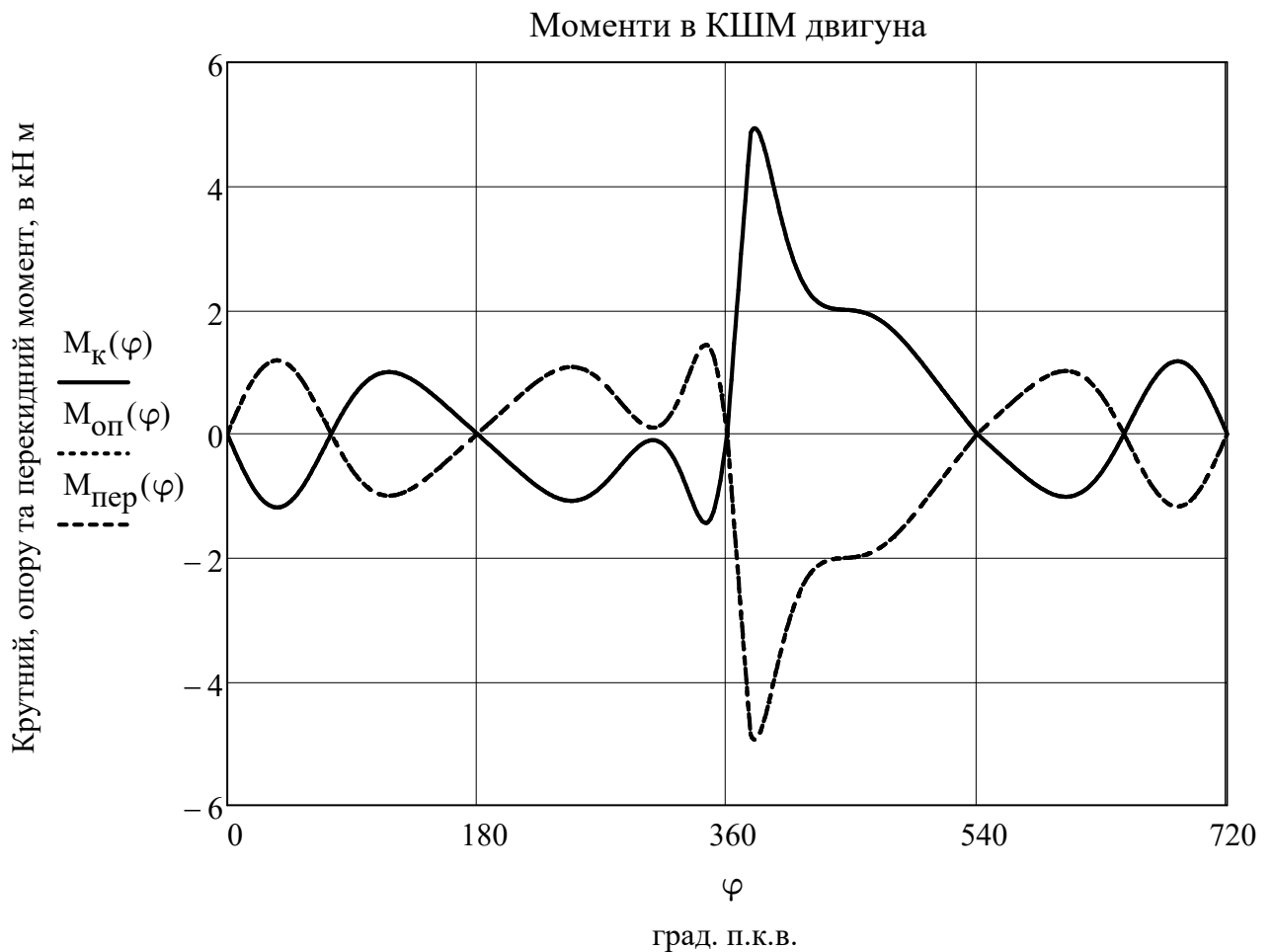


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_K = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_K = 0, \Delta\varphi_K \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

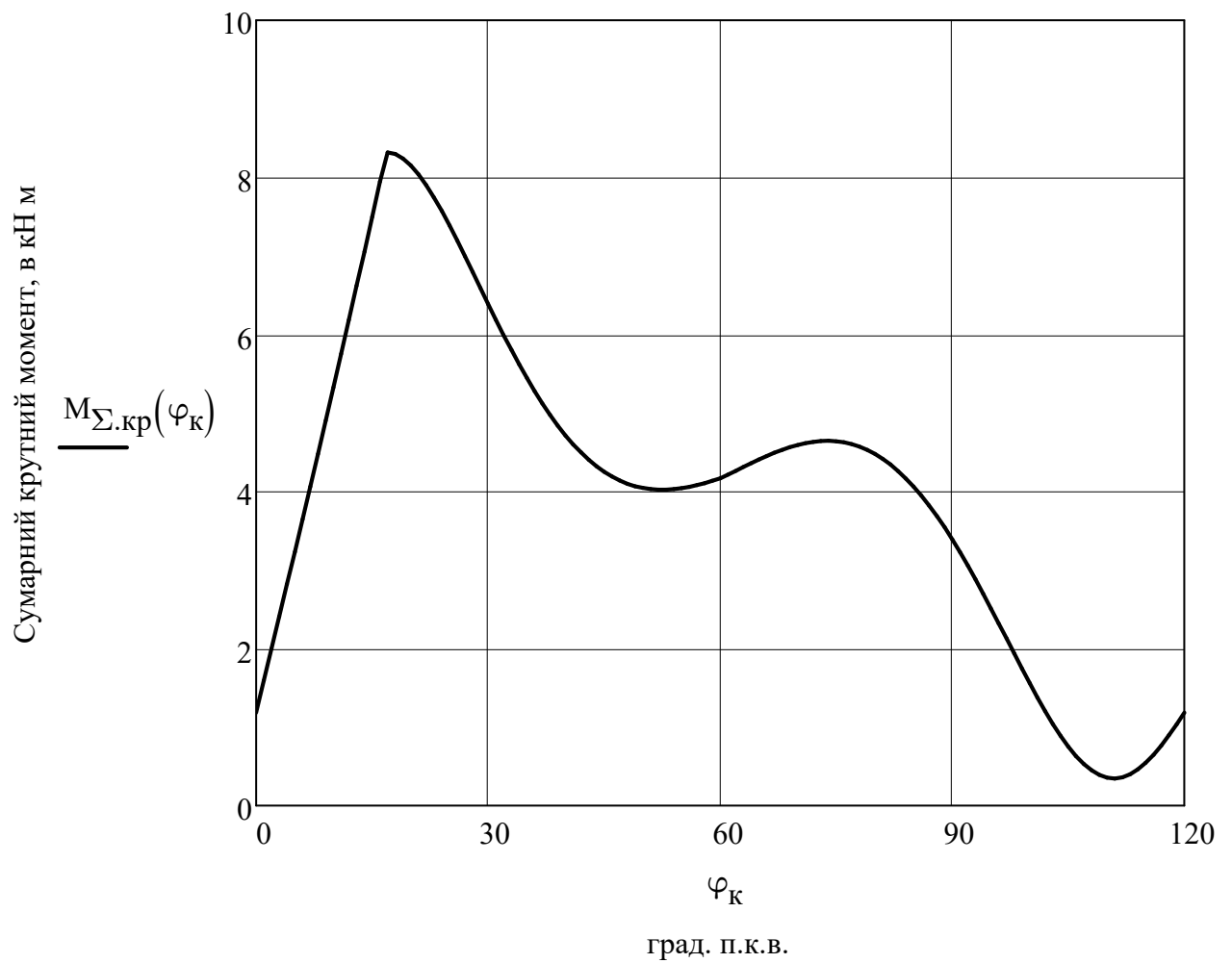


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 1.183$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 6.184$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.633$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 7.573$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.167$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.279$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.321$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.1$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.45$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.167$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.183$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{52.041 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 6.136 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 265.302 = 265301.913$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.653 \times 10^5}{6.136 \times 10^5} \cdot 100 = 43.236$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 613614.877 \cdot 0.432 = 265000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.653 \times 10^5 - 2.65 \times 10^5|}{2.653 \times 10^5} \cdot 100 = 0.114$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.П}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.09 + 0.04 = 0.13$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.13 \cdot 613614.877 = 79769.934$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 194.200 = 116.520$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{116.52 \cdot 3.18086 \times 10^{-3} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 27.79756$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 27.798 = 27797.558$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 79769.934 + 27797.558 = 107567.492$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж} / \text{кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{107567.492 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00308$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.003 \cdot 98}{0.9} = 0.335$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.335 = 335.453$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 79769.9 + 27797.6 + 335.5 = 107902.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{107902.945}{613614.877} \cdot 100 = 17.585$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 780 - 273 = 507$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 327.176 - 273 = 54.176$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 507 = 33.527$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 54.176 = 29.117$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.972 \cdot 33.527 \cdot 507 = 16529.925$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.117 \cdot 54.176 = 1482.234$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16529.9 - 1482.2 = 15047.7$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{52.041}{3.6} \cdot 15047.691 = 217525.664$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{217525.664}{613614.877} \cdot 100 = 35.45$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{194.2}{1306.275} \cdot 0.507 = 0.075$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.075 \cdot 613614.877 = 46276.541$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 79769.934 + 46276.541 - 107902.945 = 18143.53$$

Витрата циркуляційного масла, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг} / \text{м}^3$ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094 \text{ Дж} / \text{кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.814 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 2.407 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{2.407 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.203$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.203 = 1203.407$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 18143.53 + 1203.407 = 19346.937$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{19346.937}{613614.877} \cdot 100 = 3.153$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 613614.9 - \sum \begin{pmatrix} 265301.9 \\ 107902.9 \\ 217525.7 \\ 19346.9 \end{pmatrix} = 3537.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3537.419}{613614.877} \cdot 100.000 = 0.576$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 613614.9$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 265301.9$	$q_{\text{е}} = 43.2$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 217525.7$	$q_{\Gamma} = 35.4$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 107902.9$	$q_{\text{в}} = 17.6$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 19346.9$	$q_{\text{м}} = 3.2$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 3537.4$	$q_{\text{нв}} = 0.6$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 43.236 + 35.45 + 17.585 + 3.153 + 0.576 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	250	265,2	6,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1049	1112	6,0
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,385	0,395	2,6
4	Механічний ККД	η_m	-	0,845	0,85	0,6
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\Gamma}{(кВт год)}$	220	214	-2,7
6	Діаметр циліндру	D	мм	150	150	0,0
7	Хід поршня	S	мм	180	180	0,0

Ефективна потужність двигуна що проектується, була збільшена згідно із завданням на 15 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріст потужності склав 15,2 кВт, що дало приріст у відсотковому співвідношенні на рівні 6,1%. Забезпечення зростання потужності, за умови коли діаметр циліндру, хід поршня та частота обертання колінчастого валу залишаються не змінними, було реалізовано шляхом збільшення середнього ефективного тиску. Так порівняння зазначеного параметру для проектного двигуна з двигуном-прототипом показало приріст на 6,0%.

Найбільш поширеним шляхом забезпечення приросту середнього ефективного тиску є збільшення тиску наддуву. Для проектного двигуна величину тиску наддуву було доведено до $p_v = 160$ кПа. Досягнення зазначеного тиску наддуву, реалізується буде реалізовано за рахунок газотурбінного наддуву.

Оптимізація робочого циклу та при правильному підборі початкових даних дозволило покращити параметри робочого циклу двигуна, про що свідчить збільшення ефективного ККД на 2,7 % та відповідно зменшення питомої ефективної витрати палива на – 2,6%.

Для механічного ККД спостерігається незначне зростання на 0,6% внаслідок покращення продувки та зменшення насосних втрат.

Правильний вибір початкових параметрів, та покращення ефективності робочого циклу вдалося отримати задану ефективну потужність двигуна без зміни геометричних розмірів циліндру.

					ПННІ НУК 142.44.24.16.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ РЕГУЛЬОВАНОВОГО НАДДУВУ

3.1 Опис та аналіз існуючих систем регулювання наддуву

3.1.1 Опис будови та принцип роботи існуючих систем регулювання наддуву.

Різновид схем виконання комбінованих поршневих двигунів в значній мірі пов'язана з необхідністю забезпечення умов ефективного використання теплової енергії, та забезпечення потрібних вихідних техніко-економічних показників. Одним з найпоширеніших шляхів вирішення цієї проблеми є застосування газотурбінного наддуву (ГТН).

Але застосування ГТН на двигуні створює певні недоліки, серед яких забезпечення ефективної роботи двигуна на режимах малих та часткових навантажень, а також особливості роботи на перехідних режимах. Вирішення зазначених проблем лежить через впровадження регулювання турбонаддуву. Серед з методів регулювання набув поширення перемикавання газових або повітряних потоків.

Найбільш ефективним методом регулювання є перепуск відпрацьованих газів (ВГ). При цьому способі регулювання турбокомпресор (ТК) з самого початку розраховується на меншу витрату на режимах малих навантажень, і на максимальну витрату на режимі повної потужності.

Такий двоступеневий режим роботи ТК, може забезпечити його високий ККД двигуна по всій характеристиці. Достатній перепад тиску та витрата газу здійснюються для того, щоб забезпечити потреби двигуна у повітрі на режимах малих та часткових навантажень, а також щоб при роботі двигуна на режимах номінально та максимальної потужності навантаження на турбіну не були занадто великими навантаження.

Розділ газового потоку ВГ забезпечує незначне підвищення ККД ТК при високих навантаженнях, при тому що випуску отримує додатковий

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

гідравлічний опір який є допустимим, що дає в результаті можливість експлуатувати ТК на режимах, близьких до граничної потужності.

Така система здобула поширення насамперед для автомобільних високообертових двигунів (з частотами обертання порядку 4500 хв^{-1} і більше), а також для бензинових двигунів з ГТН.

При цьому застосовуються малорозмірні компресори з низькими моментами інерції, а рівень досягає наддуву становить $p_k = 180 - 400 \text{ кПа}$. Схема системи приведена на рис. 3.1

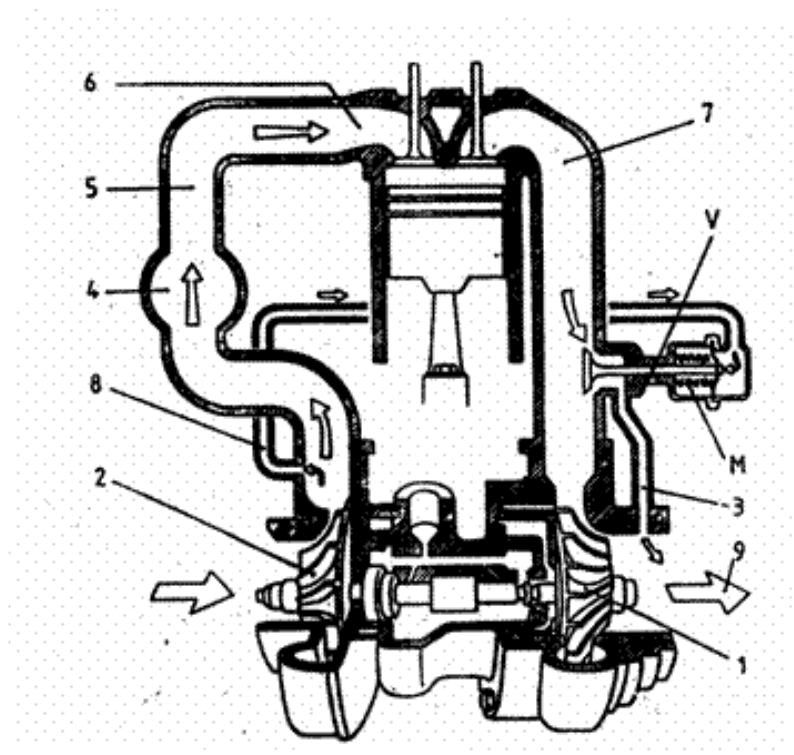


Рис. 3.1 - Схема регулювання наддуву перепуском відпрацьованих газів.

1 - турбіна, 2 - компресор, 3 - байпасний трубопровід, 4 - впускний трубопровід, 5 - впускний колектор, 6 - впускний клапан, 7 - випускний колектор, 8 - трубопровід, 9 - випускний трубопровід, V - розвантажувальний клапан, М - пружина .

При роботі двигуна відпрацьовані гази по випускному колектору 7 підводяться до газової турбіни 1, а потім на випуск 9. Компресор 2 стискає вхідне повітря і по впускному трубопроводу 4 і впускного колектору 5 подає його до впускного клапана 6 і в циліндр двигуна.

На режимах повних навантажень і високих частот обертання турбокомпресор створює надмірний тиск наддуву. Щоб цього не відбувалося, в

випускному колекторі 7 розміщується розвантажувальний клапан V, що знаходиться в закритому положенні, завдяки пружині М.

Надпружинна порожнина перекрита герметичною мембраною, до якої підведене повітря другого контуру від компресора 2 по трубопроводу 8. Тому при високому тиску наддуву, під тиском повітря клапан відкривається і відпрацьовані гази частково стравлюють по байпасному трубопроводу 3 у випускний трубопровід після турбіни. При зниженні частоти обертання і повних навантаженнях, коли тиск наддуву знижується, тиск повітря стає недостатнім для відкриття клапана V і перепуск газів припиняється. Тобто завдяки такому виконанню вдається підвищувати крутний момент двигуна при зниженні частоти обертання валу.

Схема автоматичного управління роботою клапана представлена на рис. 3.2

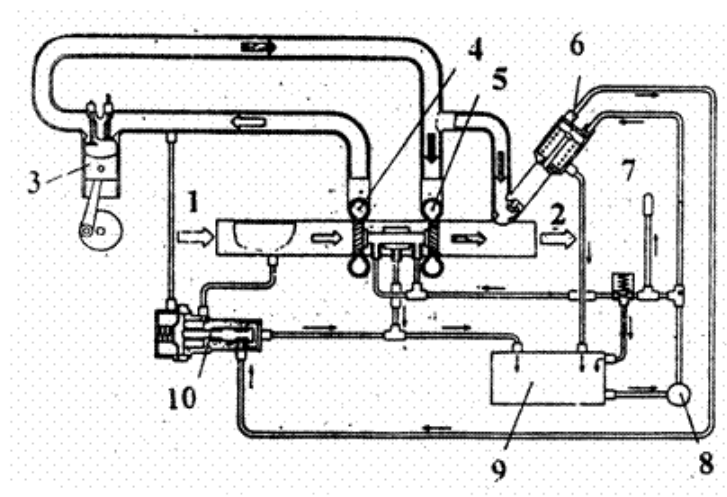


Рис. 3.2 – Схема системи регулювання турбокомпресорів за допомогою клапанів перепуску газів або повітря.

1 - вхід повітря, 2 - вихід газів з ГТН, 3 - двигун, 4 - компресор, 5 - турбіна, 6 - клапан перепуску газів (байпасування), 7 - до двигуна, 8 - насос, 9 - масляний бак, 10 - контроль за співвідношенням тисків.

При роботі двигуна 3 ВГ подаються до турбіни 5, яка обертає компресор 4. Повітря всмоктується з боку 1, а ВГ викидаються в сторону 2. Вузол 10 здійснює контроль за співвідношенням тисків у впускному колекторі після компресора і у впускному каналі 1 перед компресором 4. Клапан

перепуску газів 6 керується гідравлічно від тиску масла, що подається насосом 8 з масляного бака 9. Перепади тиску на клапані вузла 10 відбувається або скиданням тиску масла в порожнині керування клапану перепуску газів, або через відсутність скидання і тоді тиском масла клапан перепуску відкриває скидання ВГ повз турбіни.

На карбюраторних двигунах з турбонаддувом, для гоночних автомобілів, додатково до регулювання перепуском застосовувалися дросельні заслінки, що встановлювалися безпосередньо перед компресором і за ним (рис. 3.3).

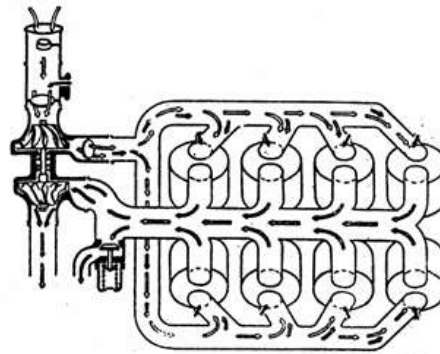


Рис. 3.3 – Схема регулювання наддуву з дросельними заслінками перед компресором і за ним.

Ці заслінки при скиданні газу закривалися, внаслідок чого ротор при наступному за цим через короткий час розгоні збільшував частоту обертання стрибком. Вузол клапана перепуску ВГ показаний на рис. 3.4 а і б. Канал 1 з'єднується з трубопроводом подачі ВГ до газової турбіни. До отвору 2 підводиться керуюче середовище (масло або стиснене повітря). Мембрана 3 відділяє керуючу порожнину з порожниною поворотної пружини 4, яка утримує клапан 5 в закритому стані. Під дією тиску керуючої рідини середовища клапан 5 піднімається і відкриває підбурювання ВГ з випускного каналу 1 до каналу 7 випуску газів до глушника. Для повітряного охолодження трубопроводу байпасування ВГ останній виконаний з ребрами охолодження 6.

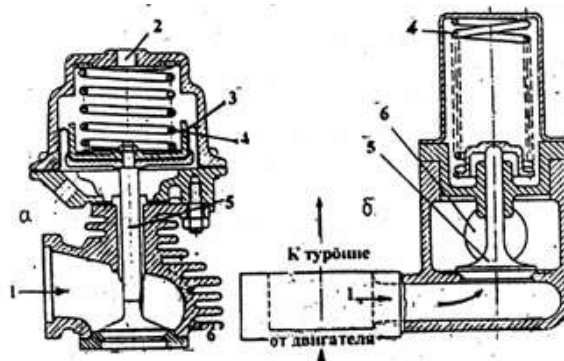


Рис. 3.4 – Схеми двох видів клапанів перепуску.

а - клапан з керуванням тиском наддуву, б - клапан з керуванням тиском ВГ. 1 - випускний колектор, 2 - підведення наддувочного повітря до мембрани клапана перепуску, 3 - мембрана, 4 - поворотна пружина, 5 - клапан перепуску, 6 - до глушника.

Схеми роботи клапана наведені на рис. 3.5 а і б, де показані положення клапана перепуску 5 в закритому положенні (рис. 3.5 а) і відкритому положенні, тобто в стані перепуску (байпасування) газів (б).

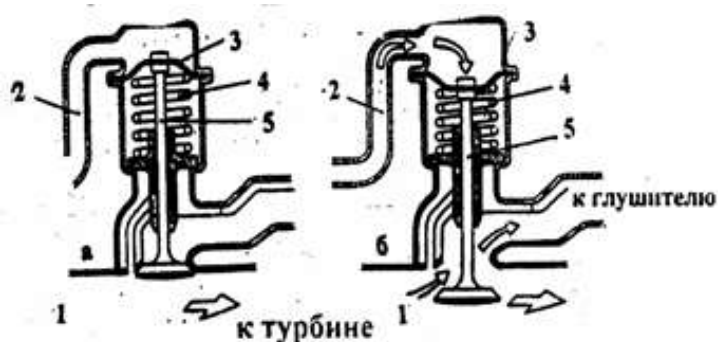


Рис. 3.5 – Принципова схема роботи клапана перепуску відпрацьованих газів перед турбіною.

а - клапан перепуску закритий, б - клапан перепуску відкритий. 1 - випускний колектор, 2 - трубопровід подачі керуючого тиску наддуву до мембрани управління роботою клапана, 3 - мембрана, 4 - поворотна пружина, 5 - клапан перепуску ВГ.

В даному випадку роботою клапана управляє тиск повітря, створюваний компресором. Тобто на режимах високих навантажень і високих частот обертання, коли ТК створює надмірно високий тиск наддуву, стиснене повітря по каналу 2 діє на розділову мембрану 3, відкриває клапан 5 і гази перепускає з випускного колектора в обхід турбіни до глушника. На рис. 3.6 а і б показані схеми роботи клапана перепуску газів при управлінні клапаном перепуску по тиску наддуву.

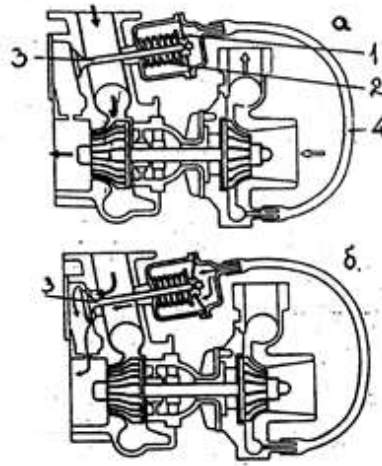


Рис. 3.6 – Конструктивна схема роботи клапана перепуску ВГ при його регулюванні за величиною тиску наддуву.

1 - мембрана, 2 - поворотна пружина, 3 - клапан перепуску, 4 - трубопровід подачі керуючого повітря.

3.1.2 Схема регульованого наддуву що пропонується на проектованому двигуні.

Система регульованого наддуву що пропонується в даному проекті, на відміну від типових схем наддуву, що ставлять за мету зниження ризиків перевищення тиску на режимі повних та максимальних навантажень, має дещо інше завдання. Для стаціонарних та мобільних електростанцій працюючих на режимах малих та часткових навантажень є проблема підвищеної витрати повітря на цих режимах роботи.

Так дані експериментального дослідження проведені на двигуні 6 ЧН 15/18 і відображені в розрахунковій частині даного проекту показують, що на режимах малих та часткових навантажень ми маємо коефіцієнт надлишку повітря (α) в діапазоні від 2,5 до 4,2. Як свідчать автори з джерела [3] згідно результатів отриманих в ході експериментальних досліджень, наявність сумарного коефіцієнту надлишку повітря в камері згоряння понад 2,8 призводить до погіршення ефективності процесів сумішоутворення та згоряння. Тому раціональним є застосування заходів націлених на обмеження подачі додаткової циклової порції повітря. Саме тому в даному проекті пропонується система регулювання, що реалізує принцип ступеневої подачі

повітря. Схема регульованого наддуву представлена в графічній частині проекту.

Сутність пропонованої системи регулювання полягає в тому, що перед турбіною встановлюється перепускний клапан, що завдяки електронно-механічному керуванню дає можливість відкривати клапан, та стравлювати частину ВГ у випускний колектор перед глушником шуму.

Внаслідок такого перепуску частини ВГ, зменшується їх частка що іде на турбіну і тим самим зменшується її робота. Так як колесо турбіни зв'язано одним з колесом компресора, то відповідно падає робота зроблена ним, а разом з цим знижується тиск та витрата повітряного потоку через компресор.

Ключовою точкою для переходу з режиму «Скидання» на режим «Подача» є навантаження на рівні 0,45-0,5 від номіналу. Завдяки цьому забезпечується не лише ефективна робота двигуна по характеристиці але й ККД ТК на високому рівні.

					ПННІ НУК 142.44.24.16.ПЗ	Арку
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок турбокомпресору.

3.2.1 Вибір типорозміру турбокомпресору.

Вихідні дані для проектування

Двигун для якого проектується турбокомпресор, згідно ДСТУ	6ЧН 15/18
Номінальна ефективна потужність двигуна, в кВт	$P_{eH} = 265.2$
Питома ефективна витрата пального на номінальному режимі, в кг/(кВт год)	$b_{eH} = 0.214$
Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі	$\alpha_H = 1.80$
Тиск повітря після компресору, на номінальному режимі, в кПа	$p_B = 160$
Кількість розрахункових точок на номінальному режимі роботи	$i = 2 \dots 10$

Тоді, одна точка буде відповідати 10% від повного навантаження, відповідно

- $i = 1 = 10\%$ від повного навантаження;
- $i = 2 = 20\%$ від повного навантаження;
- $i = 3 = 30\%$ від повного навантаження;
- $i = 4 = 40\%$ від повного навантаження;
- $i = 5 = 50\%$ від повного навантаження;
- $i = 6 = 60\%$ від повного навантаження;
- $i = 7 = 70\%$ від повного навантаження;
- $i = 8 = 80\%$ від повного навантаження;
- $i = 9 = 90\%$ від повного навантаження;
- $i = 10 = 100\%$ від повного навантаження;

Ефективна потужність двигуна, в кВт та в частках від номінального навантаження

$$\Delta P_e(i) = i \cdot 0.1$$

$$P_{eH}(i) = P_{eH} \cdot \Delta P_e(i) \quad \text{при} \quad n = 1500 = \text{const}$$

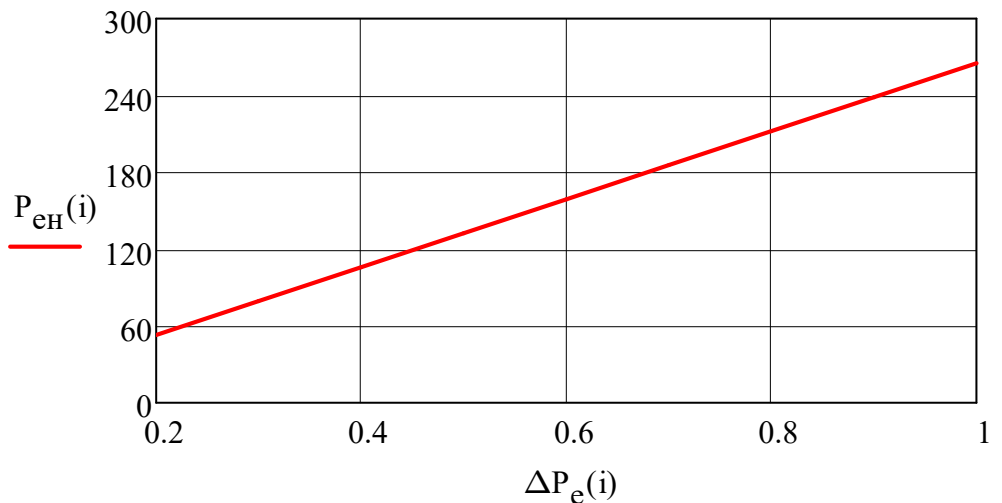
$$P_{eH}(2) = 53.04$$

$$P_{eH}(4) = 106.08$$

$$P_{eH}(6) = 159.12$$

$$P_{eH}(8) = 212.16$$

$$P_{eH}(10) = 265.2$$



Питома ефективна витрата пального, отримана на основі апроксимації експериментальних даних, в кг/(кВт год)

$$b_e(i) = \sum \left(\begin{array}{c} 3.62036796537 \cdot 10^2 \cdot 1 \\ -3.109 \cdot 10^2 \cdot \Delta P_e(i) \\ 1.62554112554 \cdot 10^2 \cdot \Delta P_e(i)^2 \end{array} \right) \cdot 10^{-3}$$

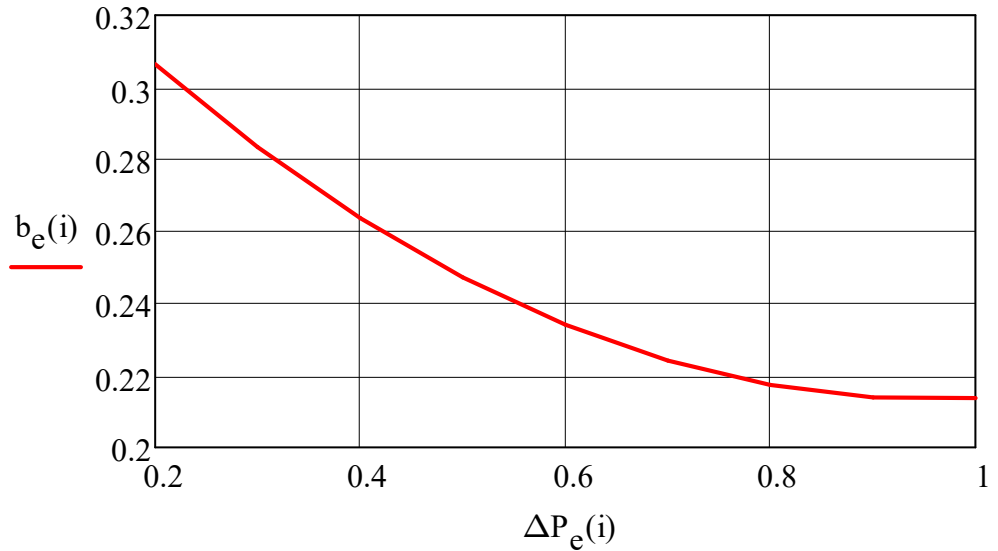
$$b_e(2) = 0.306$$

$$b_e(4) = 0.264$$

$$b_e(6) = 0.234$$

$$b_e(8) = 0.217$$

$$b_e(10) = 0.214$$



Коефіцієнт надлишку повітря, отриманий на основі апроксимації експериментальних даних

$$\alpha(i) = \sum \left(\begin{array}{c} 5.65257 \cdot 1 \\ -6.68030 \cdot \Delta P_e(i) \\ 3.21 \cdot \Delta P_e(i)^2 \end{array} \right) - 0.3821$$

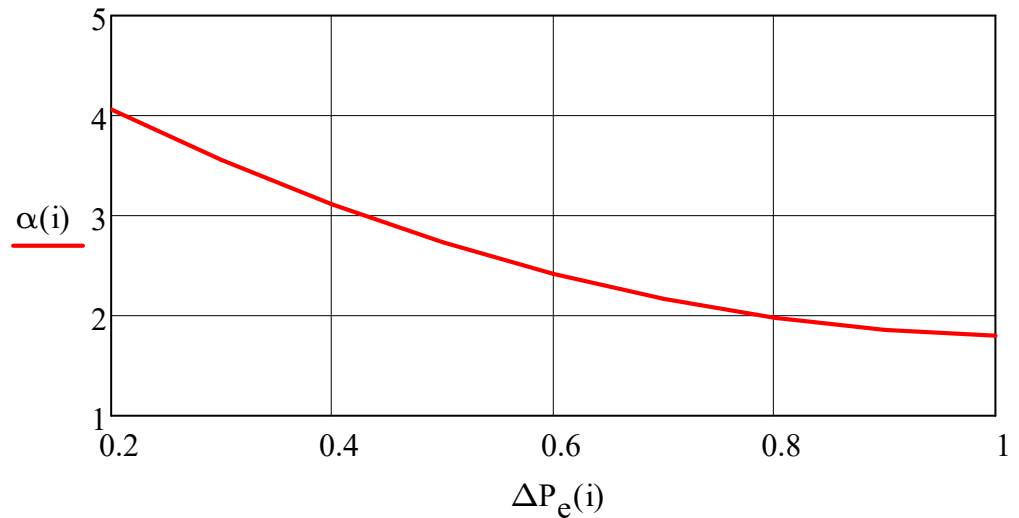
$$\alpha(2) = 4.063$$

$$\alpha(4) = 3.112$$

$$\alpha(6) = 2.418$$

$$\alpha(8) = 1.981$$

$$\alpha(10) = 1.8$$



Тиск повітря після компресору, отриманий на основі апроксимації даних випробувань, в кПа

$$p_B(i) = 10 \cdot (8.64 + 7.36 \cdot \Delta P_e(i))$$

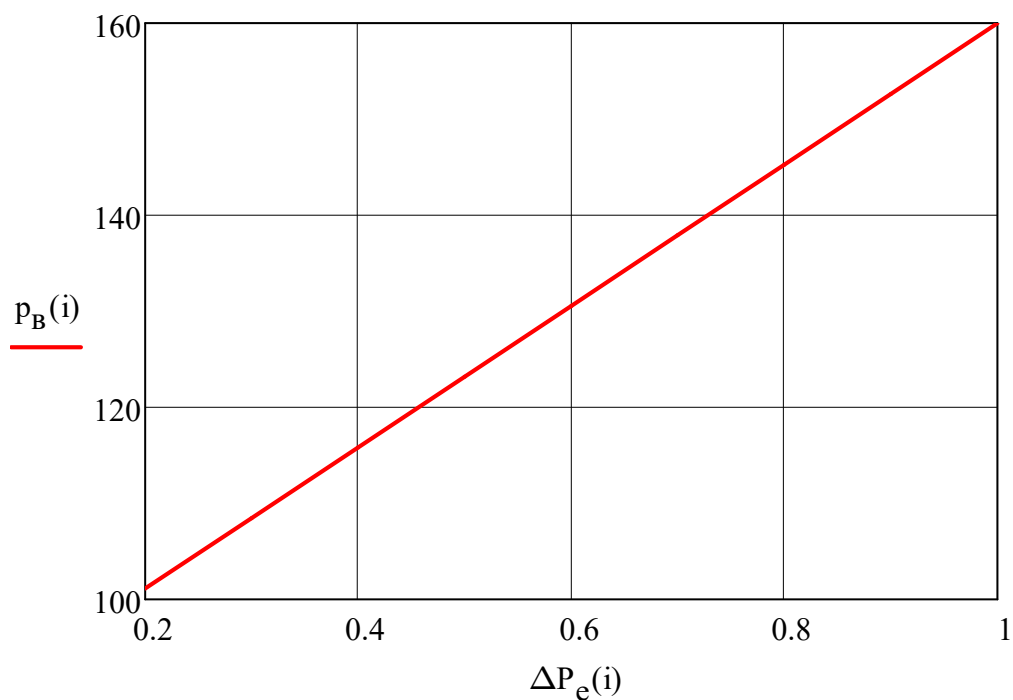
$$p_B(2) = 101.12$$

$$p_B(4) = 115.84$$

$$p_B(6) = 130.56$$

$$p_B(8) = 145.28$$

$$p_B(10) = 160$$



Годинна витрата палива двигуном, в кг/год

$$B_T(i) = P_{eH}(i) \cdot b_e(i)$$

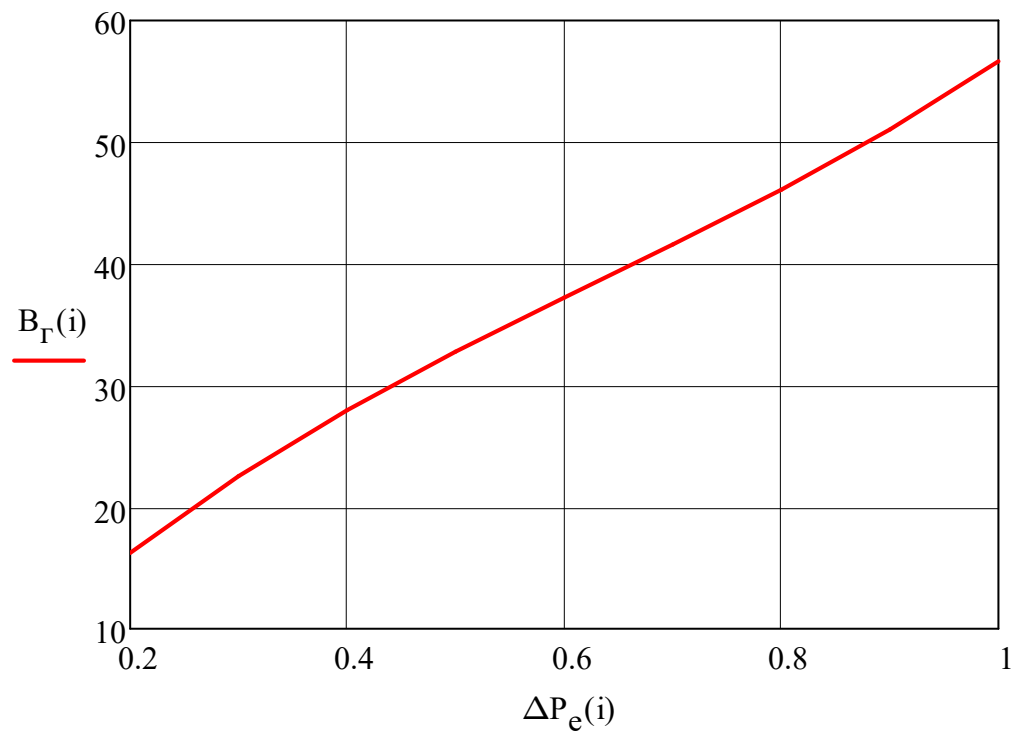
$$B_T(2) = 16.249$$

$$B_T(4) = 27.972$$

$$B_T(6) = 37.237$$

$$B_T(8) = 46.113$$

$$B_T(10) = 56.671$$



Годинна витрата повітря через двигун, в кг/год

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma}$$

де $\nu = 0.02$ - коефіцієнт втрат внаслідок витікань продувочного повітря;
приймаємо на основі даних розрахунку робочого циклу двигуна

$l_0 = 14.45$ кг повітря/кг палива - теоретично необхідна кількість повітря
необхідна для згоряння одиниці палива;

$$G_{\Gamma}(i) = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha(i) \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma}(i)$$

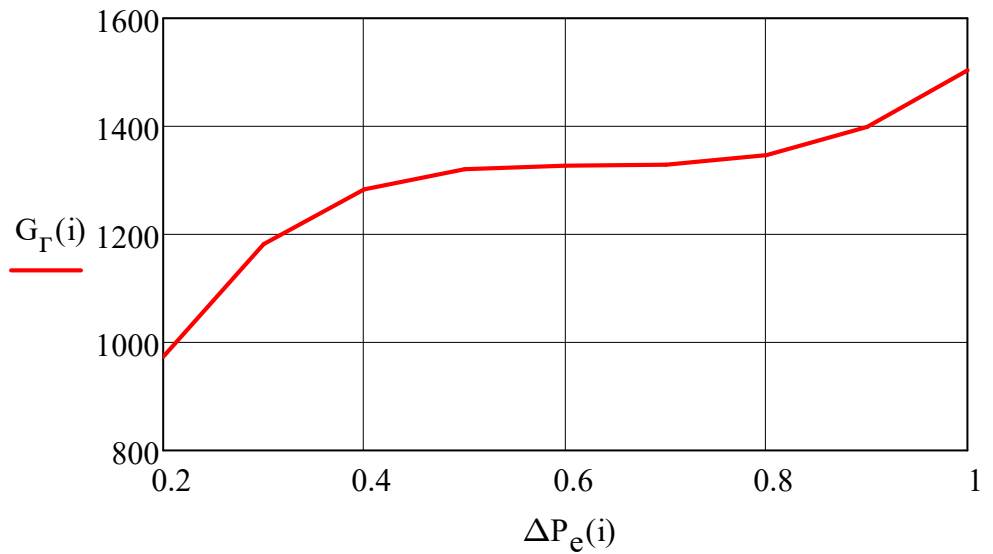
$$G_{\Gamma}(2) = 973.4$$

$$G_{\Gamma}(4) = 1283.5$$

$$G_{\Gamma}(6) = 1327.5$$

$$G_{\Gamma}(8) = 1346.7$$

$$G_{\Gamma}(10) = 1504.2$$



Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_s(i) = \frac{G_{\Gamma}(i)}{3600}$$

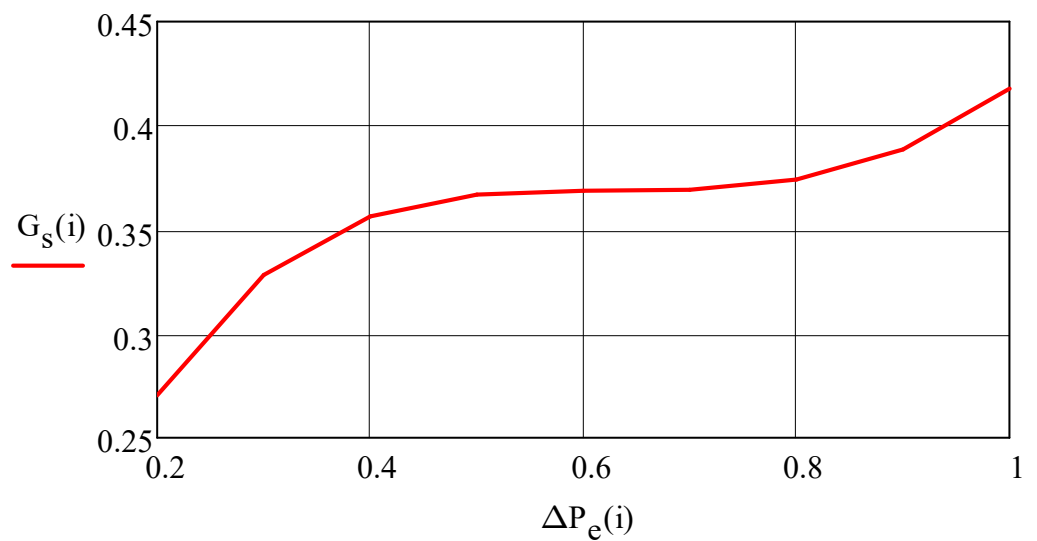
$$G_s(2) = 0.27$$

$$G_s(4) = 0.357$$

$$G_s(6) = 0.369$$

$$G_s(8) = 0.374$$

$$G_s(10) = 0.418$$



Секундна витрата повітря через компресор, в кг/с

$$G_K = G_S \cdot \beta_{\text{ВИТ}}$$

де $\beta_{\text{ВИТ}} = 1.015$ - коефіцієнт що враховує втрати повітря через наявні нещільності в компресорі; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\beta_{\text{ВИТ}}=(1,01...1,02)$

$$G_K(i) = G_S(i) \cdot \beta_{\text{ВИТ}}$$

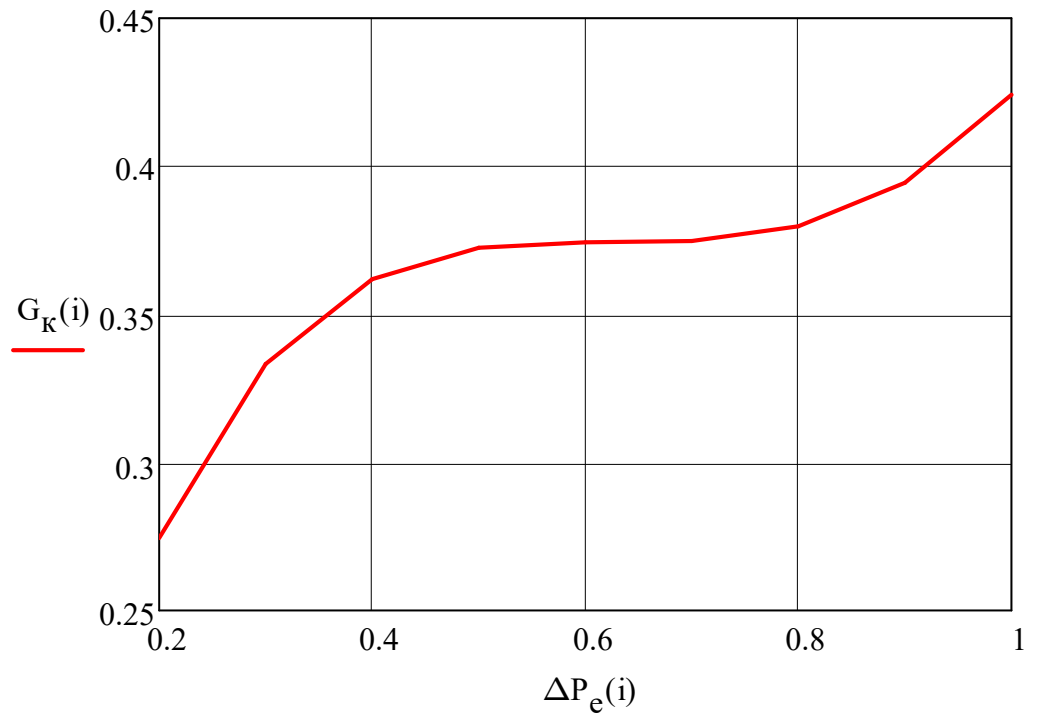
$$G_K(2) = 0.274$$

$$G_K(4) = 0.362$$

$$G_K(6) = 0.374$$

$$G_K(8) = 0.38$$

$$G_K(10) = 0.424$$



Розрахунок допоміжних параметрів.

Густина навколишнього повітря, в кг/м³

$$\rho_0 = \frac{p_0}{T_0 \cdot R_{\text{П}}}$$

де $R_{\text{П}} = 287.4$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала для повітря;

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$p_0 = 101.3$ кПа - тиск навколишнього повітря

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^3}{T_0 \cdot R_{\text{П}}} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{293 \cdot 287.4} = 1.203$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_K = \frac{p_B}{p_0 - \Delta p_K}$$

де $\Delta p_K = 4$ кПа - втрати тиску на вході в компресор, головним чином у повітряному фільтрі; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_K = (2 \dots 4)$ кПа

$$\pi_K(i) = \frac{p_B(i)}{p_0 - \Delta p_K}$$

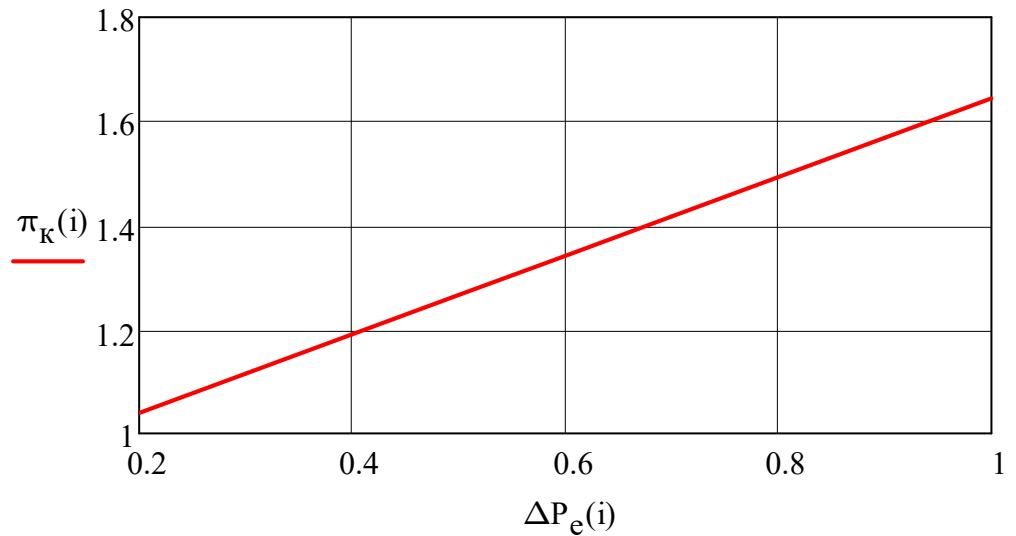
$$\pi_K(2) = 1.039$$

$$\pi_K(4) = 1.191$$

$$\pi_K(6) = 1.342$$

$$\pi_K(8) = 1.493$$

$$\pi_K(10) = 1.644$$



На основі отриманих результатів обираємо з графіку полів подач турбокомпресор, який найбільш задовільняє вимоги по величинам G_K та π_K

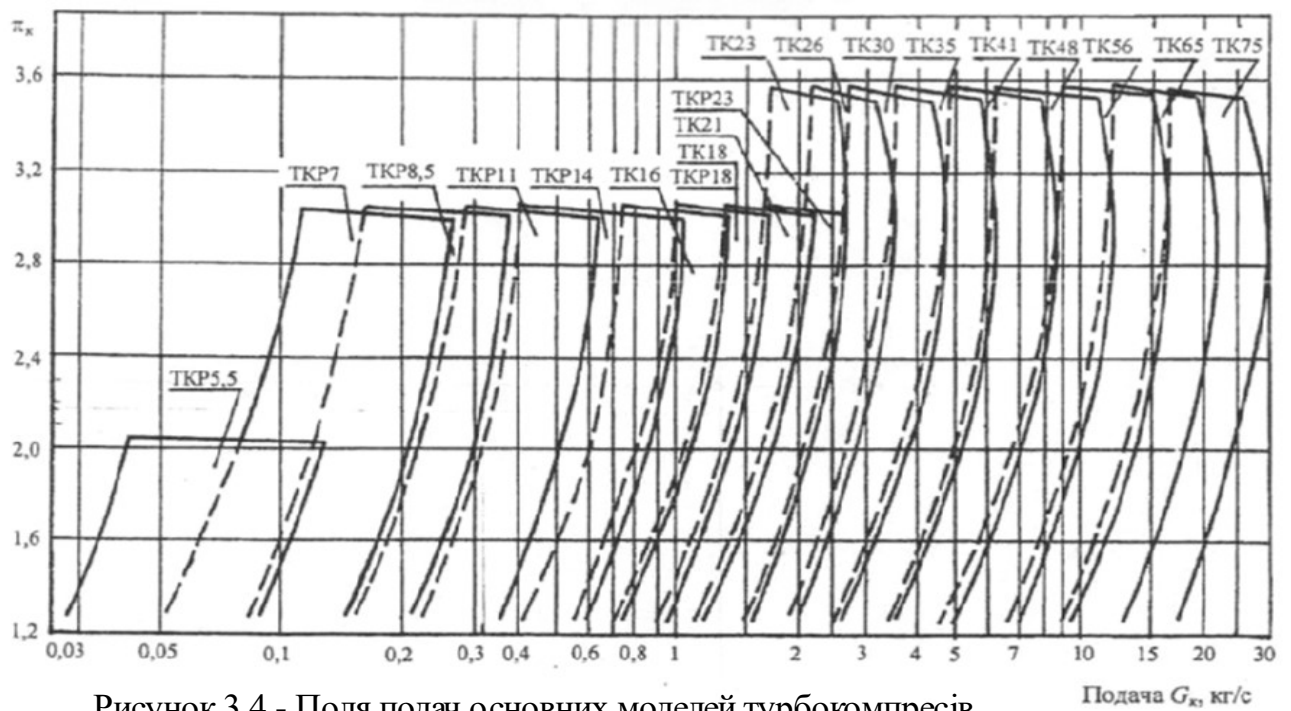


Рисунок 3.4 - Поля подач основних моделей турбокомпресів

В нашому випадку найбільш оптимальним вибором турбокомпресора згідно графіку представленого на рисунку 1.1 є турбокомпресор моделі ТКР-14

Заданося в першому наближенні величиною температури повітря у на виході з компресору, згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $T'_B = (320...360)$ К

$$T'_B = 350.2$$

Середня теплоємність повітря при сталому об'ємі, кДж/(кмоль К)

$$mC_V = a + b \cdot T$$

$$\text{де } a = 20.95$$

$$b = 419 \cdot 10^{-5} \quad - \text{емпіричні коефіцієнти;}$$

$$mC_V = a + b \cdot T'_B = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 350.2 = 22.417$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_s = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.417} = 1.371$$

Температура повітря на виході з компресора, в К

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right)$$

де $\eta_K = 0.74$ - ККД компресора;

$$T_B(i) = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K(i) - 1}{\eta_K} \right)$$

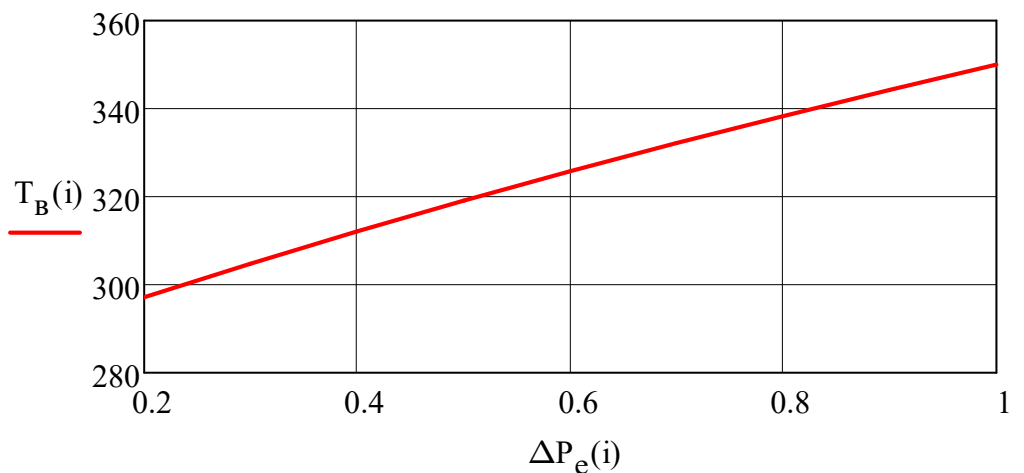
$$T_B(2) = 297.147$$

$$T_B(4) = 312.13$$

$$T_B(6) = 325.783$$

$$T_B(8) = 338.355$$

$$T_B(10) = 350.029$$



Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_B = \frac{|T_B(10) - T'_B|}{T_B(10)} \cdot 100 = \frac{|350.029 - 350.2|}{350.029} \cdot 100 = 0.049$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta T_B] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Перепад між вхідною та вихідною температурою повітря, в К

$$\Delta T(i) = T_B(i) - T_0$$

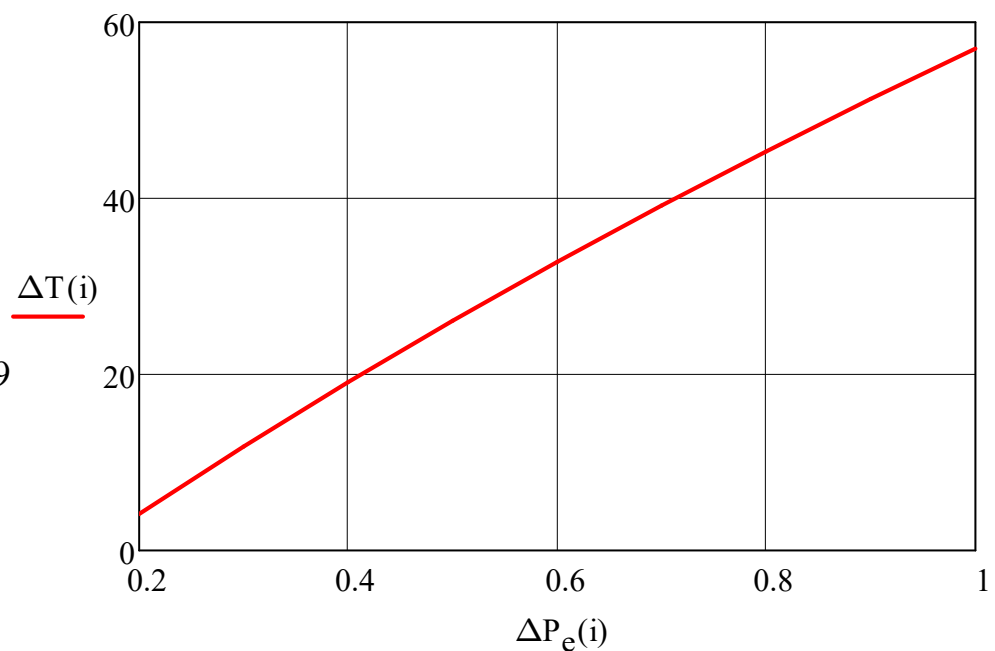
$$\Delta T(2) = 4.147$$

$$\Delta T(4) = 19.13$$

$$\Delta T(6) = 32.783$$

$$\Delta T(8) = 45.355$$

$$\Delta T(10) = 57.029$$



Для ефективного наповнення циліндрів, дотримання рівня теплової напруженості деталей ЦПГ, допустимий перепад температур згідно [5, ст 24] не повинен перевищувати $\Delta T = (50 \dots 60) \text{ K}$.

Висновок: Так як $\Delta T > 40$ то є бажаним встановлення ОНП.

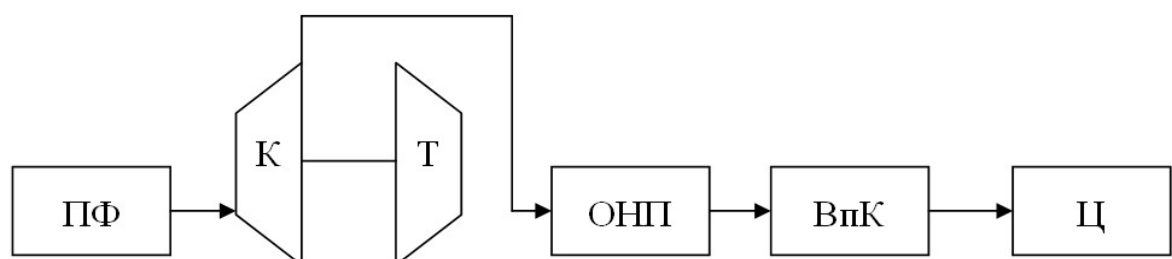


Рисунок 3.5 - Пропонована схема системи наддуву;

ПФ - повітряний фільтр; К - компресор; Т - турбіна; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; ВпК - впускний колектор; Ц - циліндр

Густина повітря на виході з компресору, в кг/м³

$$\rho_B(i) = \frac{p_B(i) \cdot 10^3}{T_B(i) \cdot R_{\Pi}}$$

$$\rho_B(2) = 1.184 \quad \rho_B(4) = 1.291 \quad \rho_B(6) = 1.394 \quad \rho_B(8) = 1.494 \quad \rho_B(10) = 1.59$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна, в К

$$T_s = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T$$

де $E_{\text{ОНП}} = 0.6$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача повітря; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $E_{\text{ОНП}} = (0,5...0,6)$

$$T_s(i) = T_B(i) - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T(i)$$

$$T_s(2) = 294.659$$

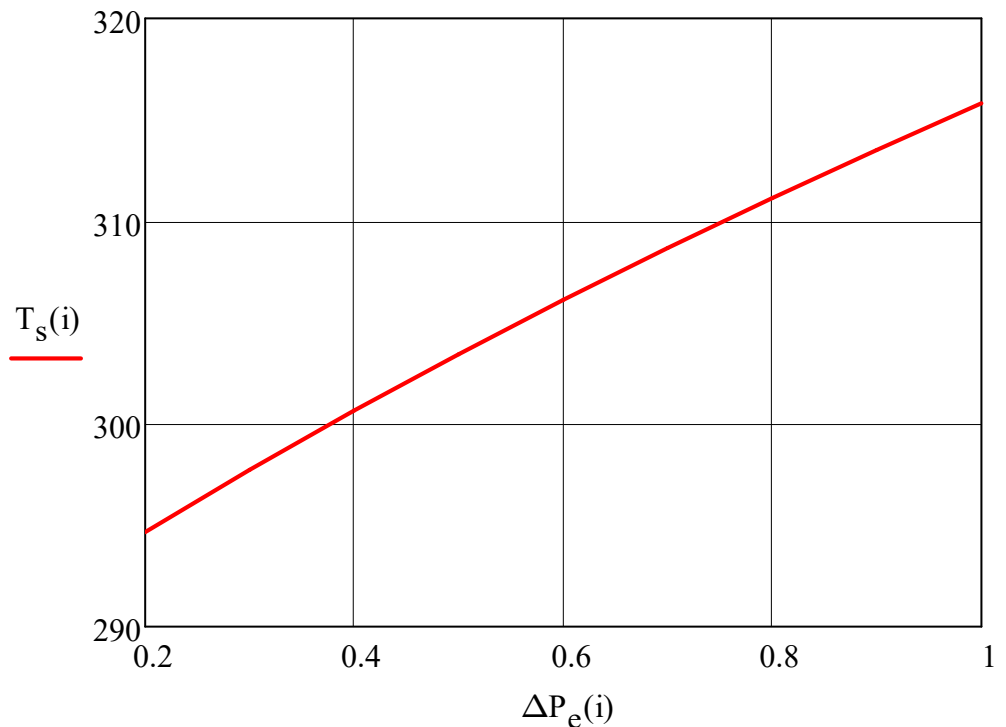
$$T_s(4) = 300.652$$

$$T_s(6) = 306.113$$

$$T_s(8) = 311.142$$

$$T_s(10) = 315.812$$

$T_s(i)$

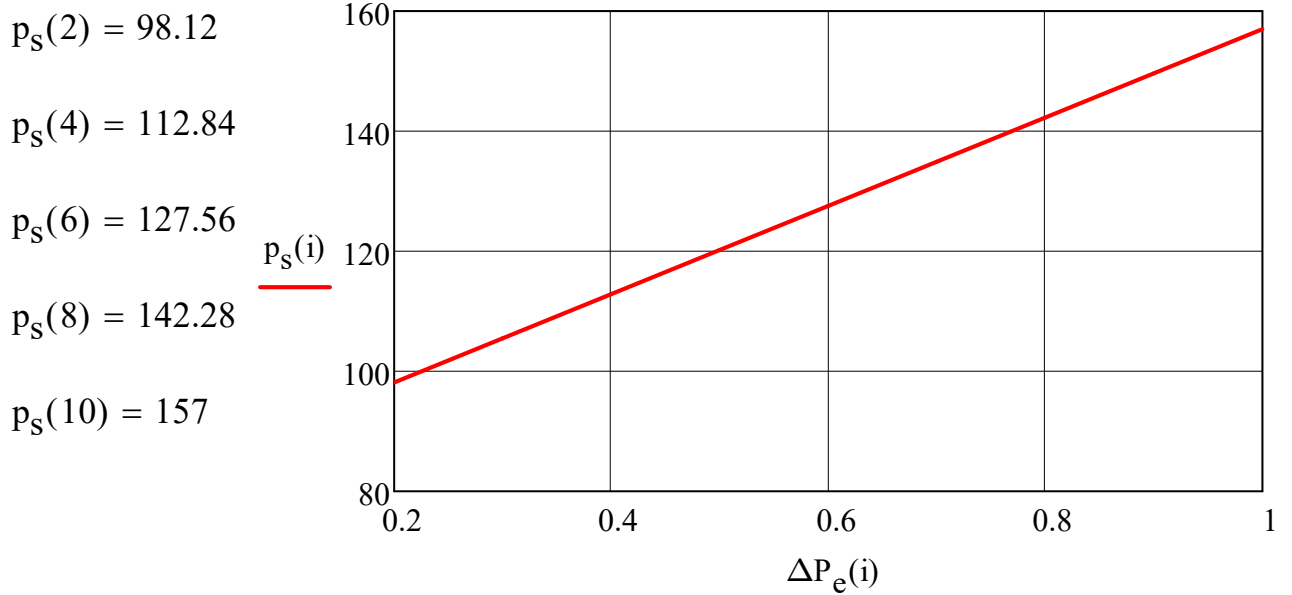


Тиск повітря у впускному колекторі двигуна, в кПа

$$p_s = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}}$$

де $\Delta p_{\text{ОНП}} = 3$ кПа - втрати тиску в охолоджувачі наддувочного повітря; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_{\text{ОНП}} = (2...4)$ кПа

$$p_s(i) = p_B(i) - \Delta p_{\text{ОНП}}$$



Густина повітря у впускному колекторі, в кг/м^3

$$\rho_s(i) = \frac{p_s(i) \cdot 10^3}{T_s(i) \cdot R_{\text{П}}}$$

$$\rho_s(2) = 1.159 \quad \rho_s(4) = 1.306 \quad \rho_s(6) = 1.45 \quad \rho_s(8) = 1.591 \quad \rho_s(10) = 1.73$$

3.2.2 Розрахунок параметрів проточної частини компресору.

Вихідні дані для проектування проточної частини компресору

ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [5, ст 24]

$$\eta_{\text{к}} = 0.74$$

Діаметр колеса на виході, в м

$$D_2 = 0.14$$

Кількість лопаток колеса, з ряду чисел 12, 14, 16...

$$z_{\text{к}} = 12$$

Кількість лопаток дифузору, з ряду чисел 13, 17, 19...

$$z_{\text{д}} = 13$$

Розрахунок параметрів та показників компресору

Приймаємо згідно [5, ст 24] із діапазону значень, попереднє значення показника адіабати для повітря, в компресорі $k_{\text{к}} = (1.39 \dots 1.4)$

$$k_{\text{к.пр}} = 1.394$$

Температура після компресору при адіабатному стиску, в К

$$T_{\text{к.ад}}(i) = T_0 \cdot \pi_{\text{к}}(i)^{\frac{k_{\text{к.пр}} - 1}{k_{\text{к.пр}}}}$$

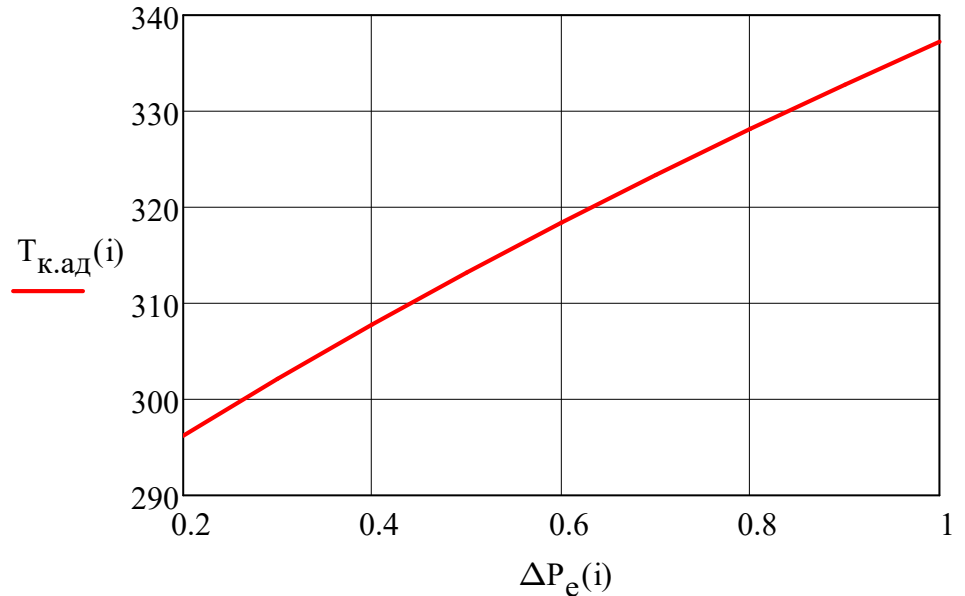
$$T_{\text{к.ад}}(2) = 296.206$$

$$T_{\text{к.ад}}(4) = 307.806$$

$$T_{\text{к.ад}}(6) = 318.39$$

$$T_{\text{к.ад}}(8) = 328.151$$

$$T_{\text{к.ад}}(10) = 337.225$$



Середня температура в процесі стиску в °C

$$t_{\text{cp}}(i) = \frac{1}{2} \cdot (T_0 + T_{\text{к.ад}}(i)) - 273$$

$$t_{\text{cp}}(2) = 21.603 \quad t_{\text{cp}}(4) = 27.403 \quad t_{\text{cp}}(6) = 32.695 \quad t_{\text{cp}}(8) = 37.575 \quad t_{\text{cp}}(10) = 42.113$$

Середня теплоємність при сталому об'ємі в кДж/(кмоль °C)

$$\mu C_{V_m}(i) = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot t_{\text{cp}}(i)$$

$$\mu C_{V_m}(2) = 21.041 \quad \mu C_{V_m}(4) = 21.065 \quad \mu C_{V_m}(6) = 21.087 \quad \mu C_{V_m}(8) = 21.107$$

$$\mu C_{V_m}(10) = 21.126$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_{\text{к}}(i) = 1 + \frac{8.314}{\mu C_{V_m}(i)}$$

$$k_{\text{к}}(2) = 1.395 \quad k_{\text{к}}(4) = 1.395 \quad k_{\text{к}}(6) = 1.394 \quad k_{\text{к}}(8) = 1.394 \quad k_{\text{к}}(10) = 1.394$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k_K = \frac{|k_{K.пр} - k_K(10)|}{k_{K.пр}} \cdot 100 = \frac{|1.394 - 1.394|}{1.394} \cdot 100 = 0.033$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta k_K] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Питома робота, що витрачається на привід компресору, в Дж/кг

$$L_K(i) = \frac{R_{II} \cdot T_0 \cdot k_K(i)}{k_K(i) - 1} \cdot \frac{\left(\frac{k_K(i)-1}{k_K(i)} \pi_K(i) - 1 \right)}{\eta_K}$$

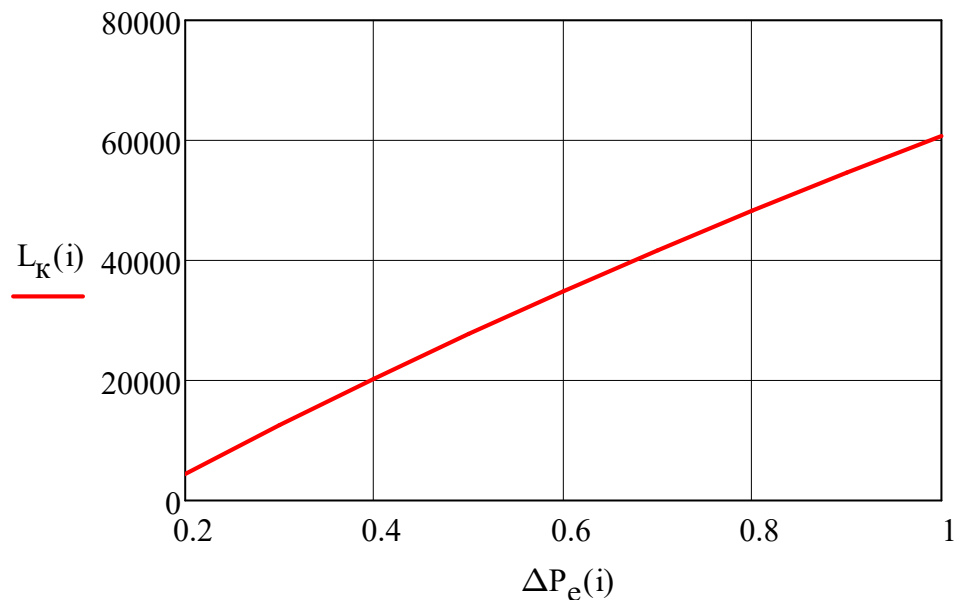
$$L_K(2) = 4406.104$$

$$L_K(4) = 20345.025$$

$$L_K(6) = 34889.943$$

$$L_K(8) = 48300.283$$

$$L_K(10) = 60766.424$$



Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_K} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90}$$

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопатей на виході; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0.001 \dots 0.002)$ м

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [5, ст 24] вибирається з діапазону $k_{90} = (0.015 \dots 0.030)$

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_K} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90} = 1 - \frac{\pi}{12} + \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.14} + 0.02 = 0.769$$

Коефіцієнт роботи

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d$$

де $\alpha_d = 0.05$ - коефіцієнт дискового тертя; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\alpha_d = (0,04...0,06)$

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d = 0.769 + 0.05 = 0.819$$

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 в м/с

$$u_2(i) = \sqrt{\frac{L_K(i)}{\mu_1}}$$

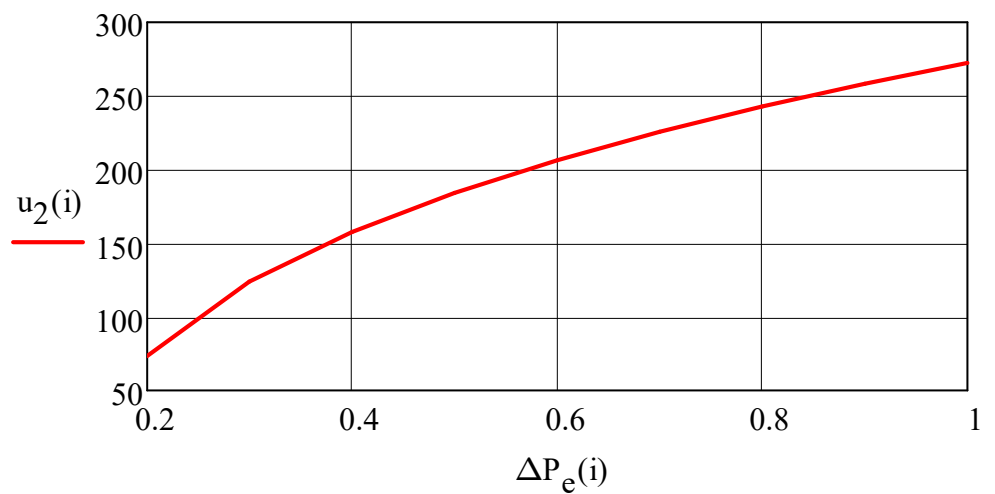
$$u_2(2) = 73.351$$

$$u_2(4) = 157.619$$

$$u_2(6) = 206.41$$

$$u_2(8) = 242.86$$

$$u_2(10) = 272.403$$



Частота обертання ротора турбокомпресора, в хв^{-1}

$$n_{TK}(i) = \frac{60 \cdot u_2(i)}{\pi \cdot D_2}$$

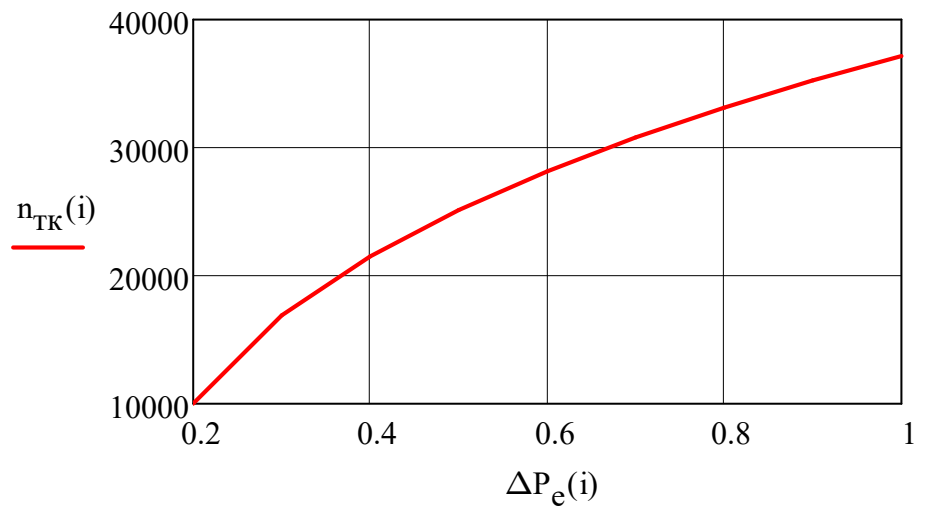
$$n_{TK}(2) = 10006.48$$

$$n_{TK}(4) = 21502.208$$

$$n_{TK}(6) = 28158.148$$

$$n_{TK}(8) = 33130.561$$

$$n_{TK}(10) = 37160.863$$



Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_K(i) = 10^{-3} \cdot G_K(i) \cdot L_K(i)$$

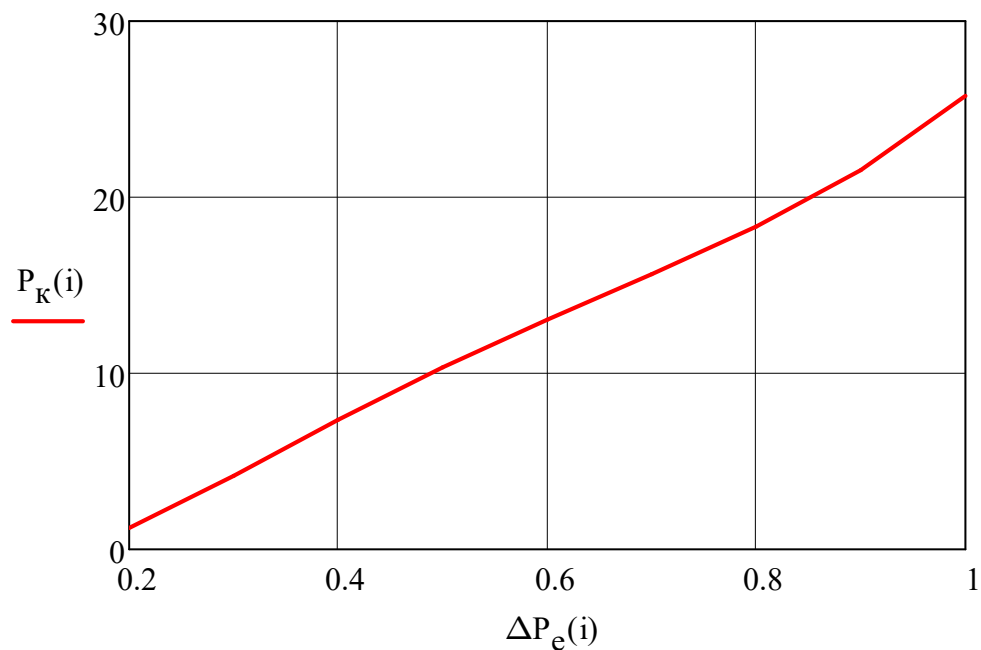
$$P_K(2) = 1.209$$

$$P_K(4) = 7.362$$

$$P_K(6) = 13.059$$

$$P_K(8) = 18.339$$

$$P_K(10) = 25.772$$



3.2.3 Розрахунок проточної частини турбіни

Вихідні дані для розрахунку

ККД газової турбіни по ГОСТ 9658-81

$$\eta_{T.pr} = 0.73$$

Температура газів перед турбіною, в К

$$T_T = 770$$

Опір тракту на виході з турбіни, в кПа

$$\Delta p_T = 2$$

Кількість лопаток соплового апарату

$$z_c = 13$$

Кількість лопаток робочого колеса

$$z_K = 12$$

Коефіцієнт витоку продувного повітря

$$\nu = 0.009$$

Газова стала для відпрацьованих газів, в Дж/(кг К)

$$R_T = 207.585$$

Коефіцієнт швидкості

$$\phi = 0.95$$

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_{T.пр}(i) = P_K(i)$$

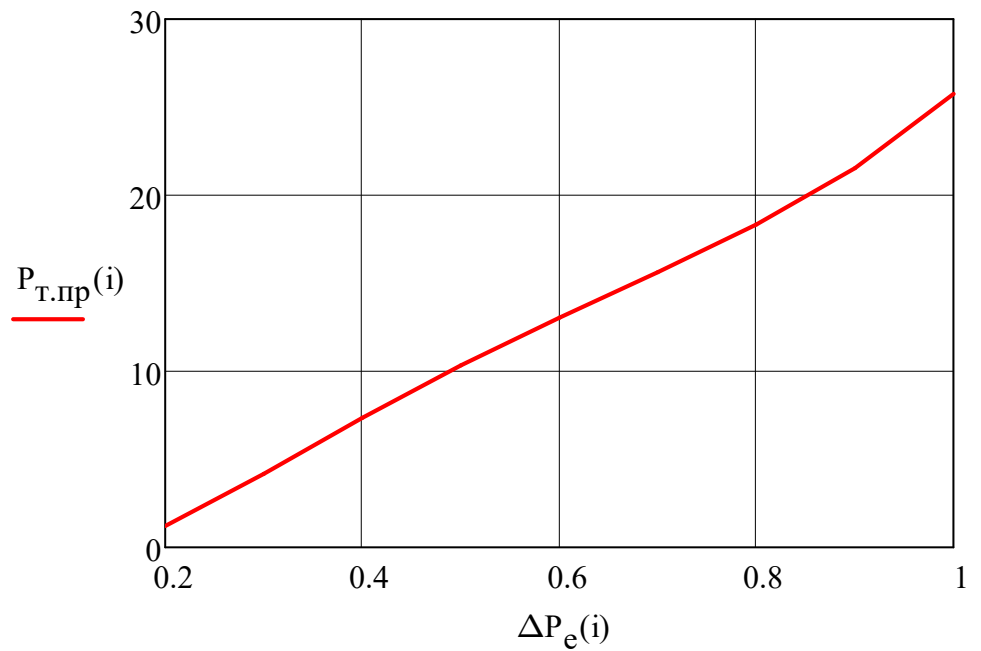
$$P_{T.пр}(2) = 1.209$$

$$P_{T.пр}(4) = 7.362$$

$$P_{T.пр}(6) = 13.059$$

$$P_{T.пр}(8) = 18.339$$

$$P_{T.пр}(10) = 25.772$$



Витрата газів через турбіну, в кг/с

$$G_T(i) = 1.01 \cdot G_K(i)$$

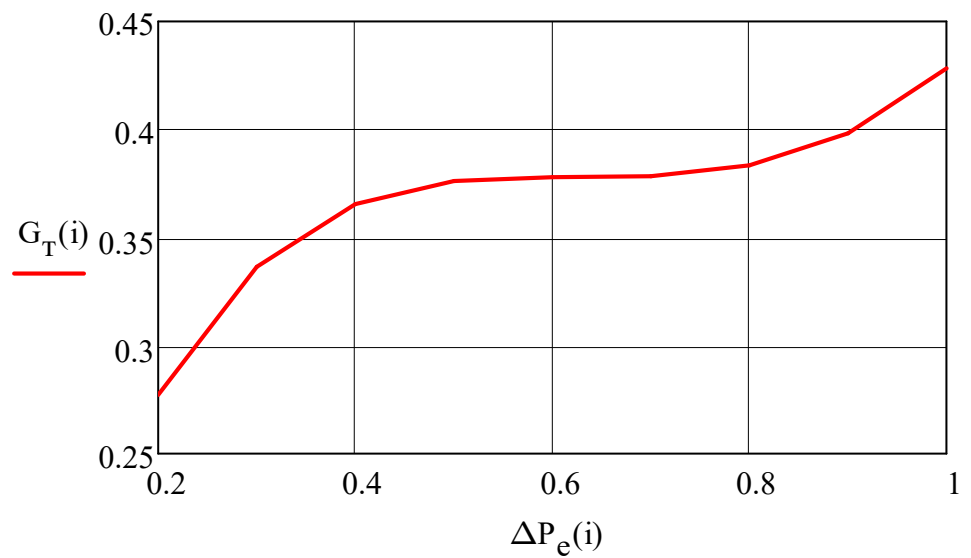
$$G_T(2) = 0.277$$

$$G_T(4) = 0.365$$

$$G_T(6) = 0.378$$

$$G_T(8) = 0.383$$

$$G_T(10) = 0.428$$



Розрахунок основних параметрів та показників турбіни

Тиск на виході з турбіни, в кПа

$$p_2 = p_0 + \Delta p_T = 101.3 + 2 = 103.3$$

Питома адіабатна робота турбіни, в Дж/кг

$$L_{T.ад}(i) = \frac{10^3 \cdot P_{T.пр}(i)}{G_T(i) \cdot \eta_{T.пр}}$$

$$L_{T.ад}(2) = 5975.999$$

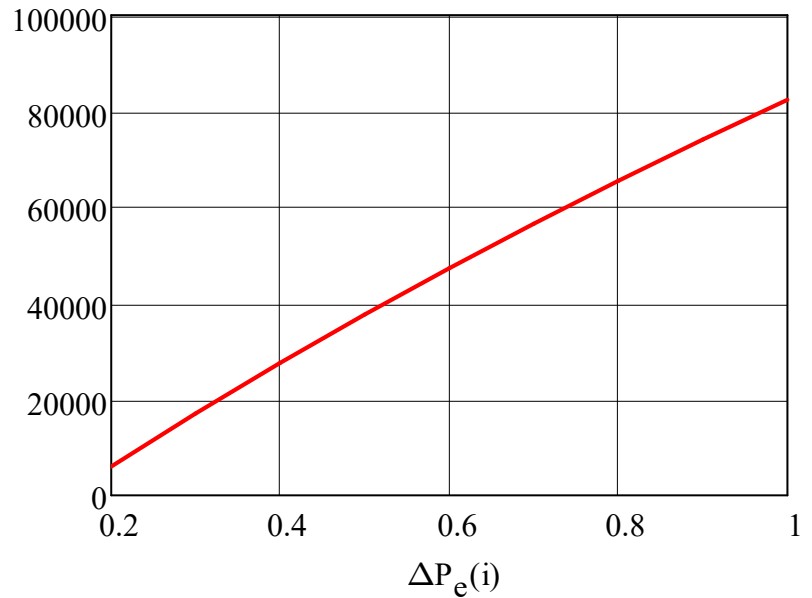
$$L_{T.ад}(4) = 27593.957$$

$$L_{T.ад}(6) = 47321.23$$

$$L_{T.ад}(8) = 65509.675$$

$$L_{T.ад}(10) = 82417.501$$

$L_{T.ад}(i)$



Приймаємо із заданого діапазону $k_T = (1.32 \dots 1.35)$ попереднє значення показника адіабати для турбіни.

$$k_{T.пр} = 1.32$$

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{1}{(1 - A)^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр} - 1}}}$$

$$\text{де } A(i) = \frac{(k_{T.пр} - 1) \cdot L_{T.ад}(i)}{k_{T.пр} \cdot R_T \cdot T_T}$$

$$A(2) = 0.009 \quad A(4) = 0.042 \quad A(6) = 0.072 \quad A(8) = 0.099 \quad A(10) = 0.125$$

$$\pi_T(i) = \frac{1}{(1 - A(i))^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр} - 1}}}$$

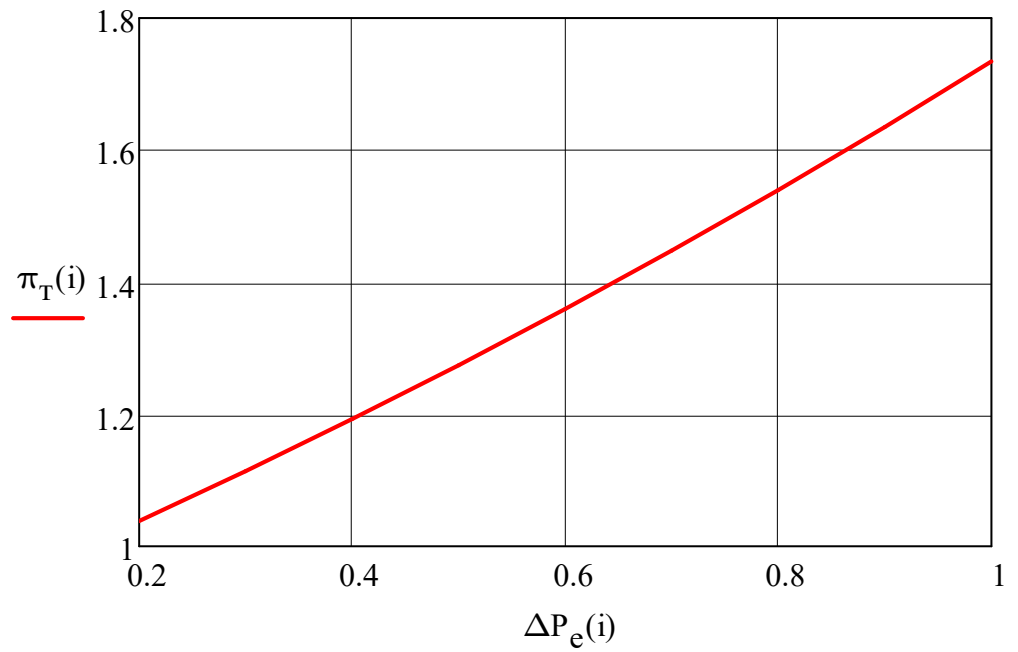
$$\pi_T(2) = 1.038$$

$$\pi_T(4) = 1.193$$

$$\pi_T(6) = 1.36$$

$$\pi_T(8) = 1.54$$

$$\pi_T(10) = 1.735$$



Температура після турбіни при адіабатному розширенні, в К

$$T_{2.ад}(i) = T_T \cdot \left(\frac{1}{\pi_T(i)} \right)^{\frac{k_{т.пр}-1}{k_{т.пр}}}$$

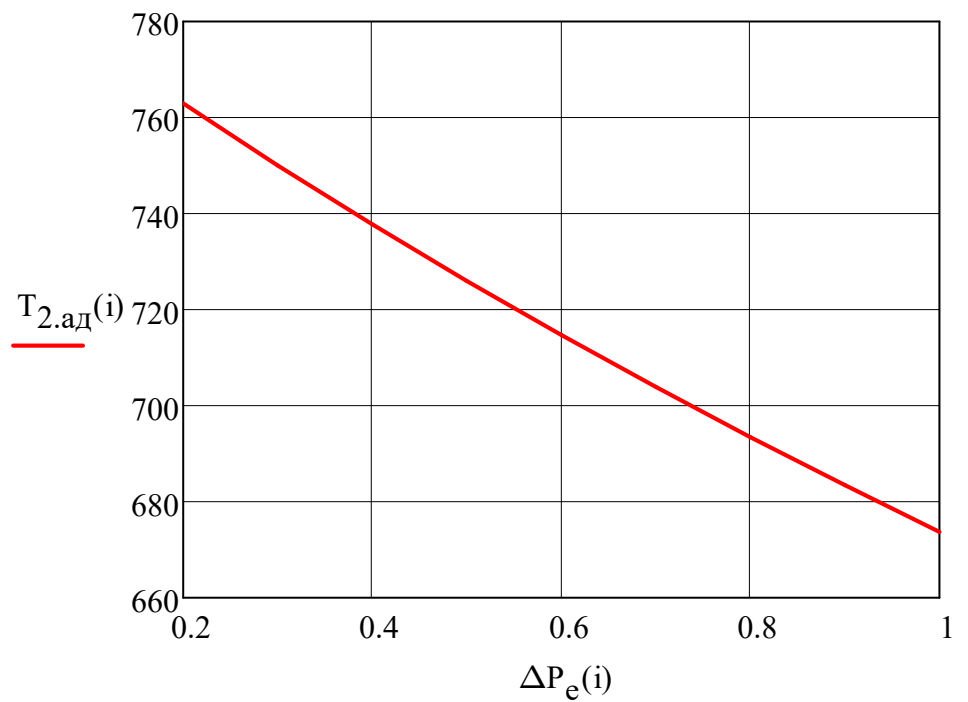
$$T_{2.ад}(2) = 763.021$$

$$T_{2.ад}(4) = 737.775$$

$$T_{2.ад}(6) = 714.737$$

$$T_{2.ад}(8) = 693.496$$

$$T_{2.ад}(10) = 673.75$$



Середня температура газів у процесі розширення, в °С

$$t_{cp}(i) = \frac{1}{2} \cdot (T_T + T_{2.ad}(i))$$

$$t_{cp}(2) = 766.511 \quad t_{cp}(4) = 753.887 \quad t_{cp}(6) = 742.368 \quad t_{cp}(8) = 731.748$$

$$t_{cp}(10) = 721.875$$

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_T(i) = \frac{\alpha(i)}{1 - \nu}$$

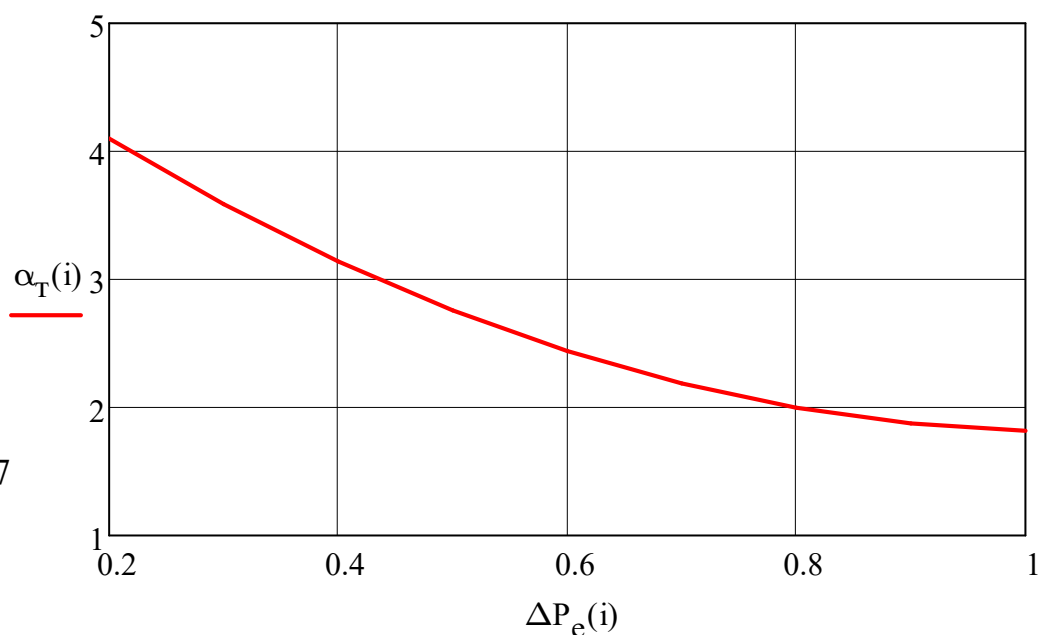
$$\alpha_T(2) = 4.1$$

$$\alpha_T(4) = 3.14$$

$$\alpha_T(6) = 2.44$$

$$\alpha_T(8) = 1.999$$

$$\alpha_T(10) = 1.817$$



Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{п.з}(i) = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_T(i)}$$

$$a_{п.з}(2) = 21.552 \quad a_{п.з}(4) = 21.711 \quad a_{п.з}(6) = 21.907 \quad a_{п.з}(8) = 22.101$$

$$a_{п.з}(10) = 22.208$$

$$b_{п.з}(i) = \left(427 + \frac{184}{\alpha_T(i)} \right) \cdot 10^{-5}$$

$$b_{п.з}(2) = 4.719 \times 10^{-3} \quad b_{п.з}(4) = 4.856 \times 10^{-3} \quad b_{п.з}(6) = 5.024 \times 10^{-3}$$

$$b_{п.з}(8) = 5.191 \times 10^{-3} \quad b_{п.з}(10) = 5.283 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$

$$\mu C_V(i) = a_{\text{п.з}}(i) + b_{\text{п.з}}(i) \cdot t_{\text{ср}}(i)$$

$$\mu C_V(2) = 25.169 \quad \mu C_V(4) = 25.372 \quad \mu C_V(6) = 25.637 \quad \mu C_V(8) = 25.899$$

$$\mu C_V(10) = 26.022$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_T(i) = 1 + \frac{8.314}{\mu C_V(i)}$$

$$k_T(2) = 1.33 \quad k_T(4) = 1.328 \quad k_T(6) = 1.324 \quad k_T(8) = 1.321 \quad k_T(10) = 1.32$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k = \frac{|k_{\text{Т.пр}} - k_T(10)|}{k_{\text{Т.пр}}} \cdot 100 = \frac{|1.32 - 1.32|}{1.32} \cdot 100 = 0.038$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta k] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Тиск газів перед турбіною, в кПа

$$p_T(i) = \pi_T(i) \cdot p_2$$

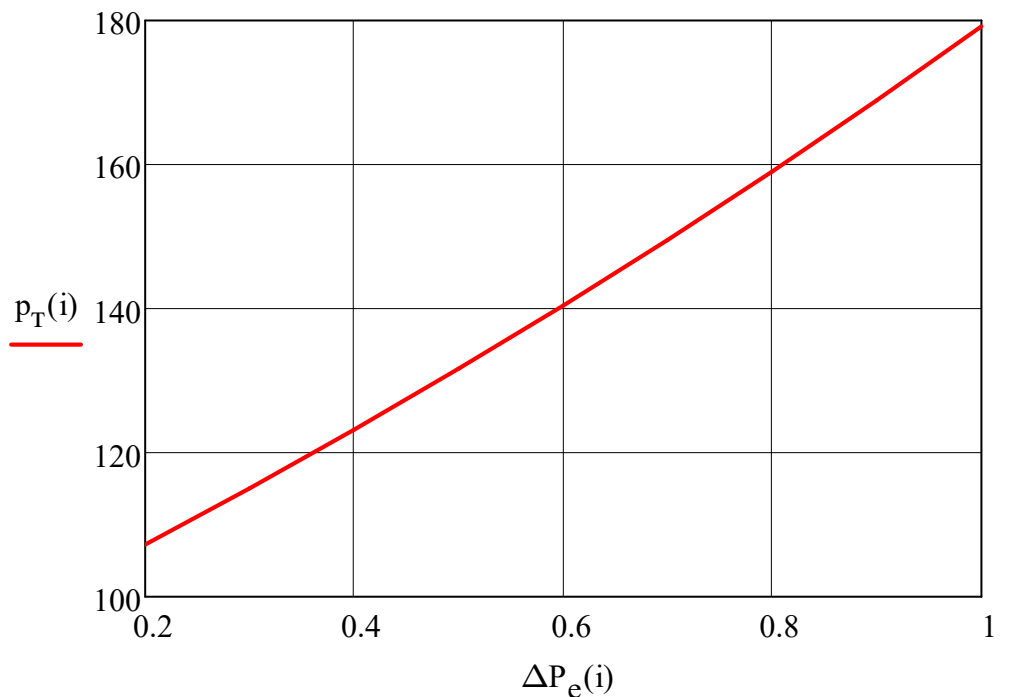
$$p_T(2) = 107.253$$

$$p_T(4) = 123.222$$

$$p_T(6) = 140.45$$

$$p_T(8) = 159.063$$

$$p_T(10) = 179.191$$



Теоретична швидкість по повному перепаду тисків у турбіні, в м/с

$$c_0(i) = \sqrt{2 \cdot L_{T.ад}(i)}$$

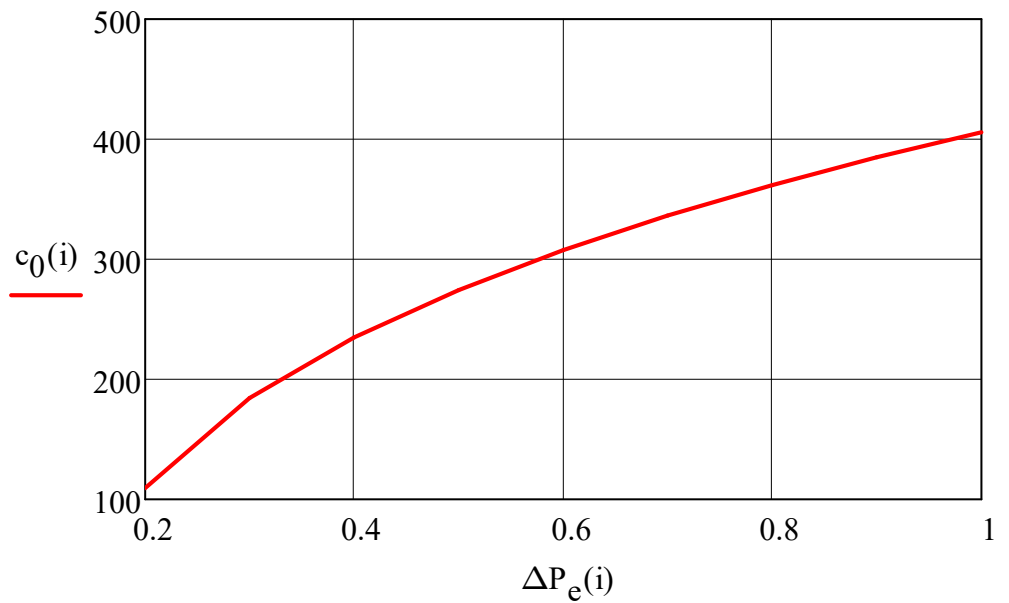
$$c_0(2) = 109.325$$

$$c_0(4) = 234.921$$

$$c_0(6) = 307.64$$

$$c_0(8) = 361.966$$

$$c_0(10) = 405.999$$



Колова швидкість робочого колеса, в м/с

$$u_1 = u_{1.в} \cdot c_0$$

де $u_{1.в} = 0.6$ - відносна колова швидкість робочого колеса; згідно [5, ст 25] вибирається з діапазону $u_{1.в} = (0,55 \dots 0,65)$.

$$u_1(i) = u_{1.в} \cdot c_0(i)$$

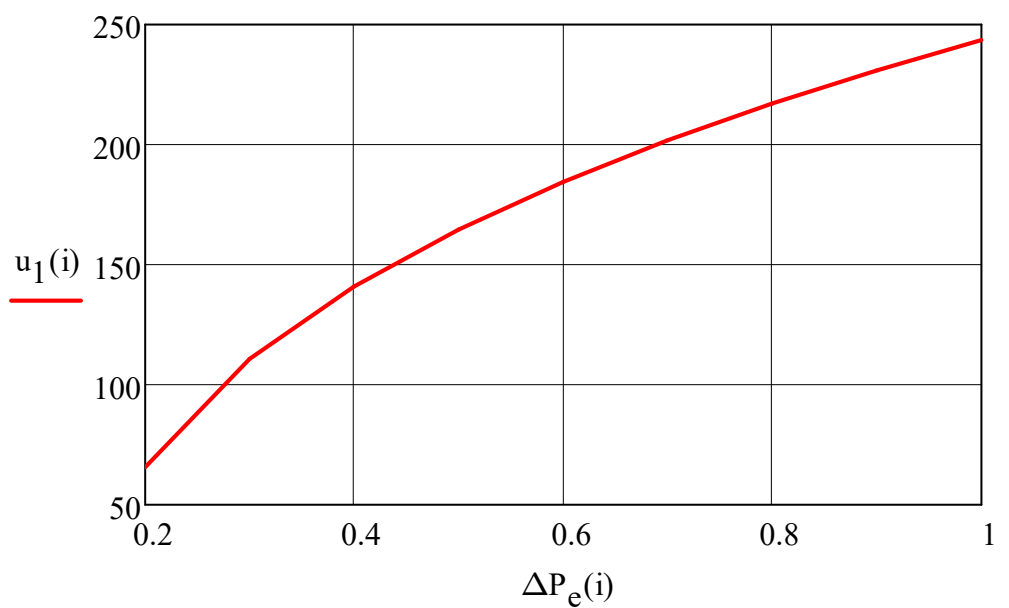
$$u_1(2) = 65.595$$

$$u_1(4) = 140.953$$

$$u_1(6) = 184.584$$

$$u_1(8) = 217.18$$

$$u_1(10) = 243.599$$



3.2.4 Розрахунок проточної частини перепускного клапану

Вихідні дані для розрахунку

Діаметр горловини перепускного клапану, в м

$$d_{\text{Гор}} = 0.052$$

Кут нахилу фаски перепускного клапану, в °

$$\alpha_{\text{кл}} = 45$$

Коефіцієнт витрати перепускного клапану,

$$\mu_{\text{кл}} = 1.15$$

Задамо закон зворотного руху клапану

Для руху клапану під час його відкриття уведемо має дві ключові ділянки:
ділянку підйому та ділянку вистою клапану.

Враховуючи що до режиму середніх навантажень клапан вже майже має бути відкритим, то прив'яжемо переміщення до режиму навантаження двигуна.

Тоді на ділянці підйому клапану маємо:

$$h(i) = h_{\text{клmax}} * k_{\text{лп}} * i$$

де $k_{\text{лп}}$ - приведений коефіцієнт лінійного переміщення клапану;

А на ділянці вистою будемо мати:

$$h(i) = h_{\text{клmax}}$$

В результаті обчислень маємо:

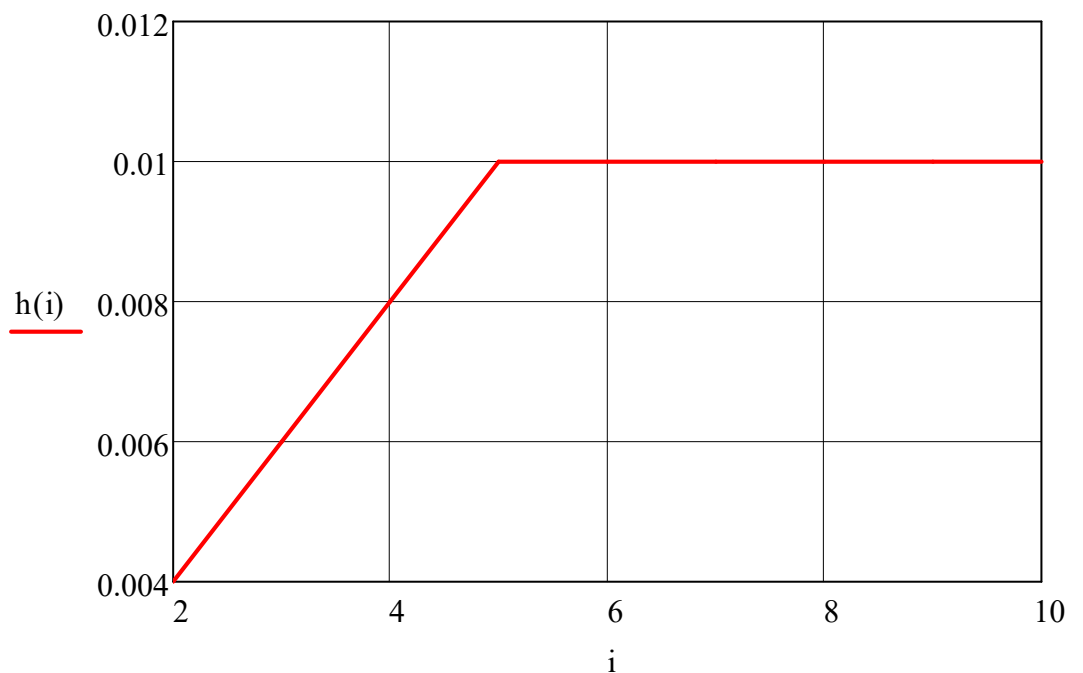
$$h(2) = 0.004$$

$$h(4) = 0.008$$

$$h(6) = 0.01$$

$$h(8) = 0.01$$

$$h(10) = 0.01$$



Визначимо площу прохідного перерізу перепускного клапану, в м²

$$f_{\text{кл}}(i) = \pi \cdot h(i) \cdot \left[d_{\text{гор}} \cdot \cos\left(\alpha_{\text{кл}} \cdot \frac{\pi}{180}\right) + h(i) \cdot \sin\left(\alpha_{\text{кл}} \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \left(\cos\left(\alpha_{\text{кл}} \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)^2 \right]$$

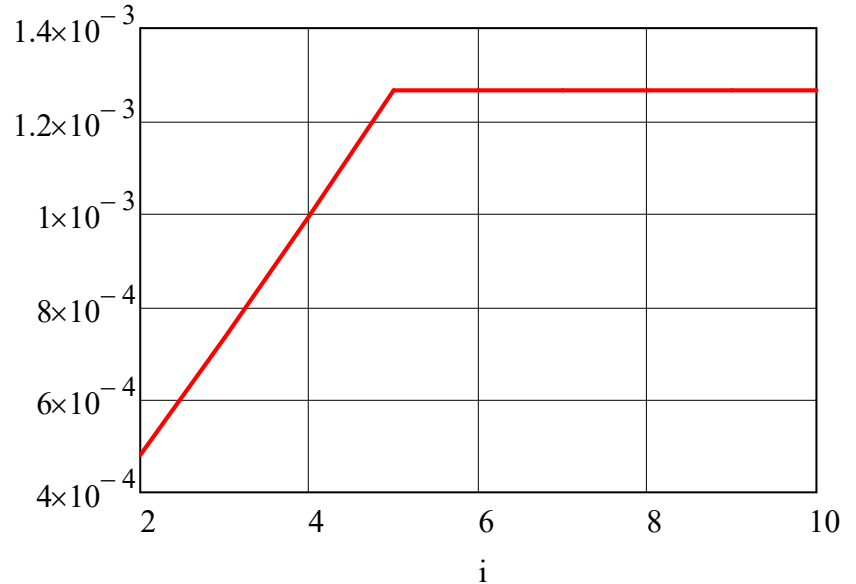
$$f_{\text{кл}}(2) = 4.798 \times 10^{-4}$$

$$f_{\text{кл}}(4) = 9.952 \times 10^{-4}$$

$$f_{\text{кл}}(6) = 1.266 \times 10^{-3}$$

$$f_{\text{кл}}(8) = 1.266 \times 10^{-3}$$

$$f_{\text{кл}}(10) = 1.266 \times 10^{-3}$$



Витрата газів через турбіну, з урахуванням перепускного клапану в кг/с

$$G'_T(i) = \mu_{\text{кл}} \cdot v_0(i) \cdot f_{\text{кл}}(i) \cdot \frac{p_T(i) \cdot 10^3}{R_T \cdot T_T}$$

Відповідно витрата повітря через компресор, з урахуванням перепуску в кг/с

$$G'_K(i) = 0.989 \cdot G'_T(i)$$

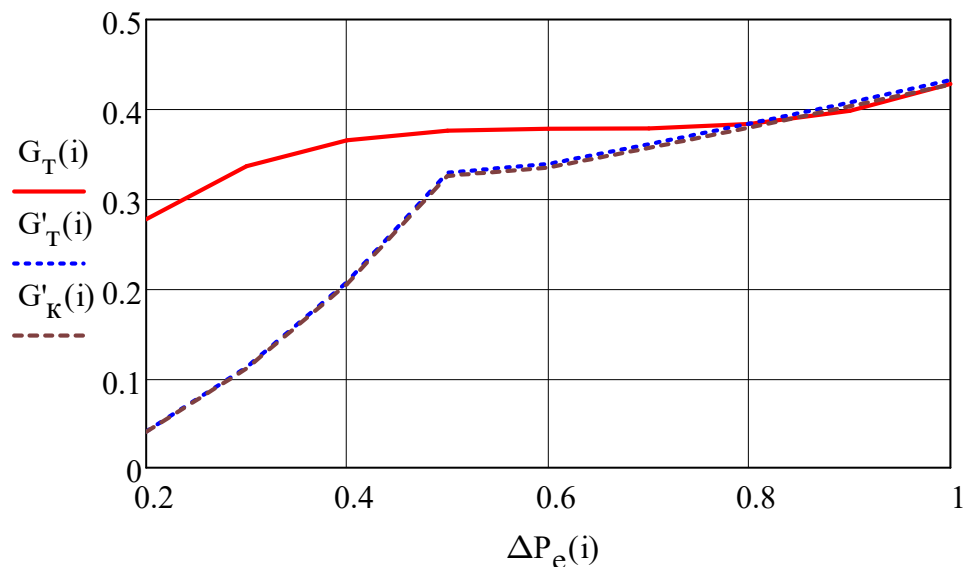
$$G'_T(2) = 0.04$$

$$G'_T(4) = 0.207$$

$$G'_T(6) = 0.339$$

$$G'_T(8) = 0.384$$

$$G'_T(10) = 0.432$$



--- витрата газів через турбіну без перепускного клапану;

... витрата газів через турбіну з працюючим перепускним клапаном;

- - - витрата повітря через компресор.

3.5 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи випуску штатного двигуна. Згідно отриманих результатів виявлено неефективну роботу турбокомпресору на режимах малих та часткових навантажень. Окремо розглянуто особливості роботи комбінованого двигуна на перехідних режимах. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає встановлення керованого клапану перепуску відпрацьованих газів. Розраховано параметри двигуна та турбокомпресору на різних режимах навантаження. Оцінено ефективність запропонованого конструкторського рішення.

					ПННІ НУК 142.44.24.16.ПЗ	Арку
						85
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.2.1 Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 265$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.214$ г/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.80$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

4.2.2 Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.214 \cdot 265 \cdot 1.1 \cdot 1.8 \cdot 14.45 = 1623.754$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1.624 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 1.8 \cdot 14.45} \right) = 0.467$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 800$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{800}{273}} = 0.333$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.467}{0.333} = 1.401$$

4.2.3 Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Визначимо максимальну разову витрагу токсичних компонентів відпрацьованих газів, враховуючи групу потужності двигуна

Так група А - складається з малопотужних швидкохідних двигунів, та двигунів підвищеної швидкохідності $P_e < 73,6$ кВт, $n = 1000 \dots 3000$ хв⁻¹.

група Б - складається з двигунів середньої потужності, середньої швидкохідності та швидкохідні $P_e = 73,6 \dots 736$ кВт, $n = 500 \dots 1500$ хв⁻¹.

група В - складається з потужних двигунів середньої швидкохідності $P_e = 736 \dots 7360$ кВт, $n = 500 \dots 1000$ хв⁻¹

група Г - складається з потужних двигунів підвищеної швидкохідності, багатопотужних $P_e = 736 \dots 7360$ кВт, $n = 1500 \dots 3000$ хв⁻¹, $i > 30$;

Таким чином згідно до наведеної класифікації проєктований двигун відноситься до групи Б, і відповідно коефіцієнти викидів будемо обирати з неї.

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид чадного газу, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CO} = P_{екс} \cdot e_{m.CO.Б} = 265.2 \cdot 6.2 = 1644.24$$

Секундний максимальний разовий викид чадного газу

$$M_{CO.c} = \frac{M_{CO}}{3600} = \frac{1644.24}{3600} = 0.457$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид окислів азоту, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{NOx} = P_{екс} \cdot e_{m.NOx.Б} = 265.2 \cdot 9.6 = 2545.92$$

Секундний максимальний разовий викид окислів азоту

$$M_{NOx.c} = \frac{M_{NOx}}{3600} = \frac{2545.92}{3600} = 0.707$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид вуглеводнів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH} = P_{екс} \cdot e_{m.CH.Б} = 265.2 \cdot 2.9 = 769.08$$

Секундний максимальний разовий викид вуглеводнів

$$M_{CH.c} = \frac{M_{CH}}{3600} = \frac{769.08}{3600} = 0.214$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид сажі, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_C = P_{екс} \cdot e_{m.C.Б} = 265.2 \cdot 0.5 = 132.6$$

Секундний максимальний разовий викид сажі

$$M_{C.c} = \frac{M_C}{3600} = \frac{132.6}{3600} = 0.037$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид двоокису сірки, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{SO_2} = P_{екс} \cdot e_{m.SO_2.B} = 265.2 \cdot 1.2 = 318.24$$

Секундний максимальний разовий викид двоокису сірки

$$M_{SO_2.c} = \frac{M_{SO_2}}{3600} = \frac{318.23999999999995}{3600} = 0.088$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий формальдегіду, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH_2O} = P_{екс} \cdot e_{m.CH_2O.B} = 265.2 \cdot 0.12 = 31.824$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{CH_2O.c} = \frac{M_{CH_2O}}{3600} = \frac{31.824}{3.6 \times 10^3} = 8.84 \times 10^{-3}$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид бензапирену, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{БП} = P_{екс} \cdot e_{m.БП.B} = 265.2 \cdot 1.2 \cdot 10^{-5} = 3.182 \times 10^{-3}$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{БП.c} = \frac{M_{БП}}{3600} = \frac{3.182 \times 10^{-3}}{3.6 \times 10^3} = 8.84 \times 10^{-7}$$

Максимальний разовий сумарний масовий викид токсичних компонентів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП}$$

$$M_{TK1} = M_{CO} + M_{NOx} + M_{CH} = 1644.24 + 2545.9199999999996 + 769.07999$$

$$M_{TK2} = M_C + M_{SO_2} + M_{CH_2O} = 132.6 + 318.24 + 31.824 = 482.664$$

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП} = 4959.24 + 482.664 + 0.003 = 5441.907$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{1.644 \times 10^3}{5.442 \times 10^3} = 0.302 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.214$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NO}_x} = \frac{M_{\text{NO}_x}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{2.546 \times 10^3}{5.442 \times 10^3} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{M_{\text{CH}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{769.08}{5.442 \times 10^3} = 0.141 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.133$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{M_{\text{C}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{132.6}{5.442 \times 10^3} = 0.024 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 2.437$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{318.24}{5441.907} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta m_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{CH}_2\text{O}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{31.824}{5441.907} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta m_{\text{БП}} = \frac{M_{\text{БП}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{3.18 \times 10^{-3}}{5.44 \times 10^3} = 5.85 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{БП}} \cdot 100 = 5.85 \times 10^{-5}$$

Валовий викид чадного газу, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CO}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CO.Б}} = 265.2 \cdot \frac{0.214}{1000} \cdot 26 = 1.476$$

Середньодобовий викид чадного газу, в г/добу

$$W_{\text{CO.сд}} = \frac{W_{\text{CO}}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.476}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 4.043 \times 10^{-6}$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці.

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.2 Розрахунок рівня шуму проектного двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 265 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.5 \times 10^3 + 265^{0.55}) = 31.823$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 31.823 + 0 = 85.823$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допутимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.3.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right)$$

де $m = 5200$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.5 \times 10^3}{60} = 25 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі};$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.5 \times 10^3 \cdot 265^{0.55} \cdot \frac{1 + 265}{5.2 \times 10^3} = 1.651 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{5.2 \times 10^3}{265} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.651 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 76.178$$

Валовий викид окислів азоту, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{NO}_x} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{NO}_x \cdot B = 265.2 \cdot \frac{0.214}{1000} \cdot 40 = 2.27$$

Середньодобовий викид окислів азоту, в г/добу

$$W_{\text{NO}_x.\text{сд}} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{365 \cdot 1000} = \frac{2.27}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 6.219 \times 10^{-6}$$

Валовий викид вугдеводнів, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{CH} \cdot B = 265.2 \cdot \frac{0.214}{1 \times 10^3} \cdot 12 = 0.681$$

Середньодобовий викид вугдеводнів, в г/добу

$$W_{\text{CH.сд}} = \frac{W_{\text{CH}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.681}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.866 \times 10^{-6}$$

Валовий викид сажі, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{C}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{C} \cdot B = 265.2 \cdot \frac{0.214}{1 \times 10^3} \cdot 2 = 0.114$$

Середньодобовий викид сажі, в г/добу

$$W_{\text{C.сд}} = \frac{W_{\text{C}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.114}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.11 \times 10^{-7}$$

Валовий викид двоокису сірки, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{SO}_2} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{SO}_2 \cdot B = 265.2 \cdot \frac{0.214}{1 \times 10^3} \cdot 5 = 0.284$$

Середньодобовий викид двоокису сірки, в г/добу

$$W_{\text{SO}_2.\text{сд}} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.284}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 7.774 \times 10^{-7}$$

Валовий викид формальдегіду, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}_2\text{O}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CH}_2\text{O},\text{Б}} = 265.2 \cdot \frac{0.214}{1 \times 10^3} \cdot 0.5 = 0.028$$

Середньодобовий викид формальдегіду, в г/добу

$$W_{\text{CH}_2\text{O},\text{сд}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.028}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 7.774 \times 10^{-8}$$

Валовий викид бензапирену, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{БП}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{БП},\text{Б}} = 265.2 \cdot \frac{0.214}{1 \times 10^3} \cdot 5.5 \cdot 10^{-5} = 3.121 \times 10^{-6}$$

Середньодобовий викид бензапирену, в г/добу

$$W_{\text{БП},\text{сд}} = \frac{W_{\text{БП}}}{365 \cdot 1000} = \frac{3.121 \times 10^{-6}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 8.552 \times 10^{-12}$$

Сумарний валовий викид токсичних компонентів, в кг/добу

$$W_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} W_{\text{CO}} \\ W_{\text{NO}_x} \\ W_{\text{CH}} \\ W_{\text{C}} \\ W_{\text{SO}_2} \\ W_{\text{CH}_2\text{O}} \\ W_{\text{БП}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.476 \\ 2.27 \\ 0.681 \\ 0.114 \\ 0.284 \\ 0.028 \\ 0 \end{pmatrix} = 4.852$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при середньодобовому зваженні, в долях та %
- чадного газу

$$\delta w_{\text{CO}} = \frac{W_{\text{CO}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{1.476}{4.852} = 0.304 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.409$$

- окислів азоту

$$\delta w_{\text{NO}_x} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{W_{\text{TK}}} = \frac{2.27}{4.852} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta w_{\text{CH}} = \frac{W_{\text{CH}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.681}{4.852} = 0.14 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.035$$

- сажі

$$\delta w_{\text{C}} = \frac{W_{\text{C}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.114}{4.852} = 0.023 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{C}} \cdot 100 = 2.339$$

- двоокису сірки

$$\delta w_{\text{SO}_2} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.284}{4.852} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta w_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.028}{4.852} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta w_{\text{БП}} = \frac{W_{\text{БП}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{3.12 \times 10^{-6}}{4.85} = 6.43 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{БП}} \cdot 100 = 6.433 \times 10^{-5}$$

Сумарний річний валовий викид токсичних компонентів, в кг/рік

$$W_{\text{TK.p}} = W_{\text{TK}} \cdot 365 = 4.852 \cdot 365 = 1771.114$$

4.4 Висновки по розділу

Застосування різного роду заходів щодо зниження токсичності відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння, є на сьогодні обов'язковою передумовою збереження навколишнього довкілля. Стаціонарні двигуни враховуючи їх розміри роблять свій шкідливий внесок в забруднення навколишнє довкілля, що в свою чергу надає йому непоправної шкоди.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації проектного двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності суднового дизельного двигуна, потужністю 265 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 15/18, за рахунок застосування системи регульованого наддуву.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне: В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є допоміжна суднова дизель-генераторна електростанція на базі 6ЧН 15/18. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано штатну систему повітропостачання дизельного двигуна, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено проблеми ефективності використання турбокомпресора на різних режимах роботи дизеля. Запропоновано систему регулювання витрати відпрацьованих газів через сопловий апарат турбіни з метою покращення ефективності використання їх теплової енергії. Розраховано параметри турбокомпресора на номінальному режимі роботи двигуна. Оцінено якість запропонованого технічного рішення щодо системи наддуву та двигуна в цілому.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.16.ПЗ	Арку
						94
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.-375с.

4. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

5. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

6. Система стандартів безпеки праці