МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт, за рахунок застосування системи наддуву.
Прототип 6Ч 23/30.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ ***Пак О.В.***
(підпис)

Керівник роботи:
_____*ст. викладач*_____
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Швець І.А.***
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала 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)
«___»_____ 2022 р.

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

Студенту Паку Олександру Васильовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт, за рахунок застосування системи наддуву. Прототип 6Ч 23/30.

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2022 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 23/30, номінальною потужністю 330 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 проектованого двигуна.
Розділ 3. Розробка системи наддуву
Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.
Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.
1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6Ч 23/30 (СК)
3. Схема системи наддуву (ПС), 4. Турбокомпресора (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	15.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	25.03.2022	
4.	Розробка системи наддуву	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2022	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2022	
8.	Робота з кресленням принципової схеми системи наддуву	10.05.2022	
9.	Робота з складальним кресленням турбокомпресора	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Пак О.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.
(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання вирішене питання покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт на базі прототипу 6Ч 23/30, за рахунок застосування системи наддуву.

Описано об’єкт встановлення двигуна-прототипу, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано будову і роботу двигуна-прототипу, його систем та складових елементів.

Розраховано параметри робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна а також складових зовнішнього теплового балансу.

Проаналізовано та описано шляхи форсування двигунів, та їх перспективи щодо підвищення ефективності роботи двигунів внутрішнього згоряння. Обґрунтовано обрано систему газотурбінного наддуву як шлях ефективного форсування двигуна-прототипу. Описано її будову та принцип роботи. Запропоновано заходи щодо її встановлення на двигуні. Розраховано параметри термодинамічні робочого тіла при проходженні соплового апарату компресора та турбіни. Визначено геометричні параметри складових елементів турбокомпресору.

Розглянуто проблеми пов’язані зі шкідливим впливом токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Визначено показники виходу основних токсичних компонентів проектованого двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектованого двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система наддуву, турбокомпресор, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, in accordance with the task, the issue of improving the effective indicators of a stationary power plant, with a capacity of 400 kW on the basis of the prototype 6h 23/30, due to the use of the substrate system.

The object of installation of the prototype engine, which is a stationary diesel generator power plant. The structure and operation of the prototype engine, its systems and components are discussed and described.

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

The ways of forging engines, and their prospects for increasing the efficiency of internal combustion engines are analyzed and described. The gas turbine substrate system is substantiated as a path of effective prototype engine. It describes its structure and the principle of work. Measures are proposed to install it on the engine. The parameters of the thermodynamic working body are calculated when passing the nozzle apparatus of the compressor and turbine. The geometric parameters of the components of the turbocharger are determined.

Problems are considered related to the harmful effects of toxic components of exhaust gases to the environment. The indicators of the output of the main toxic components of the projected engine are determined. Possible dangers that may occur during the repair and operation of the engine are analyzed for proposed measures to prevent them. The noise and vibration of the projected engine are determined

Keywords: stationary power plant, diesel engine, working cycle, system of ultra, turbocharger, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП……... 4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ……... 6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу та обґрунтування вибору генератора ……. 6
1.2. Опис двигуна-прототипу……..……..... 10
1.3 Висновки по розділу ……... 14
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА 15
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна…..…… 15
2.2. Побудова індикаторної діаграми……..……. 26
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ…… 33
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу……..…… 41
2.5. Аналіз отриманих показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу ……. 47
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ НАДДУВУ ……. 49
3.1. Обґрунтування вибору та опис системи наддуву …… 49
3.2. Розрахунок турбокомпресору ……..... 52
3.3. Висновки по розділу……...…… 84
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ…… 85
4.1. Захист навколишнього середовища…….. 85
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля ……... 89
4.3 Висновок по розділу ……... 91

					ПНН НУК 142.44.22.16.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Пак О.В.			Пояснювальна записка	Лит.	Аркуш 2 / Аркушів
Перевірив		Швець І.А.					
Н. Контр.		Швець І.А.				ПНН НУК	
Затвердив.		Нестеренко В.В					

ВИСНОВКИ…….. 92
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……. 93
ДОДАТКИ
Додаток 1 Специфікація Двигун 6ЧН 23/30
Додаток 2 Специфікація Турбокомпресор

ВСТУП

Незважаючи на більш ніж вікову історію світового двигунобудування інтерес дослідників до проблем сумішоутворення і горіння в дизелях - найбільш поширених двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) не зменшується. Сучасна техніка пред'являє все більш жорсткі вимоги до потужносним, екологічним та економічним показникам дизелів, що потребує вирішення проблем поліпшення процесів сумішоутворення і горіння.

Головним завданням розвитку транспорту країни є необхідність створення потужних і економічних двигунів внутрішнього згоряння, а також модернізація перебувають у провадженні двигунів з метою поліпшення їх техніко-економічних показників.

Основним шляхом підвищення потужності і економічності двигунів, на сьогоднішній день, залишається застосування газотурбінного наддуву (ГТН). Технічна досконаліть агрегатів системи ГТН, оптимальність настройки системи в цілому, багато в чому визначає експлуатаційні показники двигуна. Значна роль в цьому належить ефективності відцентрового турбокомпресора (ТК).

Складний взаємозв'язок робочих процесів поршневих частин двигуна, газової турбіни і компресора, велике число конструктивних параметрів турбіни і компресора, що впливають на їх ефективність, призводять до значних витрат часу і коштів на експериментальну доведення проточної частини турбокомпресора на двигуні. Доведення агрегатів наддуву на безмоторних стендах часто виявляється малопридатним через істотні відмінності умов роботи в стаціонарному потоці газу в порівнянні з умовами роботи на двигуні. Це відноситься перш за все до турбіни, і тому необхідно ще на стадії проектування ТК вибирати оптимальну геометрію його проточної частини з урахуванням спільної роботи компресора, турбіни та ДВЗ. Тому питання щодо форсування двигуна за рахунок застосування газотурбінного наддуву залишається **актуальним завданням на сьогодні.**

Завдяки встановлення такої системи на двигуні є можливість підвищити його вихідну потужність без суттєвого збільшення масо-габаритних параметрів, але при

цьому необхідно врахувати невідворотнє зростання теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити питання покращення ефективних показників чотиритактного поршневого дизельного двигуна з проектованою потужністю 400 кВт, за рахунок застосування системи наддуву.

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати будову двигуна прототипу, а також ознайомитись з принципом функціонування його систем та механізмів;

- визначити параметри робочого циклу проектованого двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;

- проаналізувати шляхи форсування чотиритактних поршневих двигунів, виявити їх переваги та недоліки, а також обрати один з них що забезпечить найкращі ефективні показники проектованого двигуна;

- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні 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 впуску-випуску двигуна, та їх вплив на роботу пари «двигун-турбокомпресор».

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов’язаних з форсуванням двигуна з мінімальними фінансовими та людськими ресурсами.

Апробацію результатів дослідження планується здійснити на студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука - 2022» яка має відбутися в травні 2022 року.

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

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

Дизель-електричні агрегати змінного струму з дизелями ряду Ч 23/30 встановлюються в якості головних і допоміжних енергетичних установок на річкових, озерних і морських судах з необмеженим районом плавання, головних енергетичних установок на плавучих кранах та на дизельних електростанціях.

Вони служать основним джерелом електроенергії для промислових підприємств, населених пунктів в районах, віддалених від центральних енергосистем; резервним джерелом живлення на підприємствах з безперервними технологічними процесами.

На вимогу замовника можуть бути змонтовані разом з необхідним обладнанням на загальному підрамнику для роботи на пересувному фундаменті в утеплених контейнерах типу «Північ». Можлива установка і експлуатація на автомобільній або залізничній платформах, на спеціальних санях і плавучому понтоні.

Дизель-генератори можуть працювати автономно і в загальну мережу паралельно з іншими аналогічними агрегатами і з мережею.

Надійно працюють в умовах холодного і жаркого, сухого і вологого, тропічного, а також морського клімату, в широкому діапазоні барометричних тисків, включаючи високогір'ї.

Система охолодження - водяна двоконтурна. На вимогу споживача можлива комплектація радіаторні-вентиляторної установкою, що забезпечує повітряне охолодження агрегатів в районах, що зазнають труднощі з водопостачанням.

Загальна компоновка агрегату забезпечує хороший доступ до вузлів і деталей, які вимагають періодичних оглядів і доглядів, а також

ремонтопридатність. З агрегатом поставляються необхідні інструменти і пристосування, що дозволяють швидко і якісно проводити розбирання і складання вузлів.

Висока економічність агрегатів по паливу і маслу, невелика собівартість обслуговування і ремонту забезпечують мінімальну вартість одиниці виробленої енергії.

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)

Стаціонарна електростанція представляє собою окрему споруду загальним розміром 8 х 9 м, до її складу входять наступні приміщення: машинний зал, склад ГСМ, кабіна оператора та побутові приміщення.

Машинний зал являє собою основне робоче приміщення де розташований двигун-генератор, елементи системи пуску та електроприлади генератору. Також в машинному залі, згідно з правил безпеки, розташований порошковий автоматичний вогнегасник.

Склад паливо-мастильних матеріалів розташований окремо від машинного залу. Кабіна оператора та побутові приміщення представляють собою окреме ізольоване приміщення. Головна ціль в віддалені окремого приміщення для оператора – це ізоляція від шкідливих факторів (шуму та вібрації) які виникають при роботі двигуна.

Обов’язковим для стаціонарної електростанції є аварійний вихід на випадок надзвичайних ситуацій.

1.1.2 Обгрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 400$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_н = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_н = 750$ хв$^{-1}$ - номінальна частота обертання ротору генератора;

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

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{н.ф} = \frac{U_н}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_П$$

де $\eta_П = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_п = (0{,}96...0{,}99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_П = 400 \cdot 0.985 = 394$$

Номінальна повна потужність на клемах генераторної установки, в кВА

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

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

$$P_н = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{394.000}{0.850} = 463.529$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{н.ф} = \frac{P_н \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_н} = \frac{463.529 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 704.26$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_н = P_н \cdot к_{ерс}$$

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

$$P'_н = P_н \cdot к_{ерс} = 463.529 \cdot 1.080 = 500.612$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_н \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_н} = \frac{500.612 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 760.601$$

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

$$P_{max} = P'_н \cdot к_н$$

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

$$P_{max} = P'_н \cdot к_н = 500.612 \cdot 1.1 = 550.673$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_н} = \frac{550.673 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 836.661$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_н} = \frac{60 \cdot 50}{750} = 4$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі 1А-500/750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 400.

1.2 Опис двигуна прототипу.

Двигуни 6Ч 23/30 використовуються в якості головних суднових двигунів і для приводу генераторів змінного і постійного струму в суднових і допоміжних двигун-генераторах. Поздовжній і поперечний розрізи двигуна показані на рис. 1.1 та 1.2

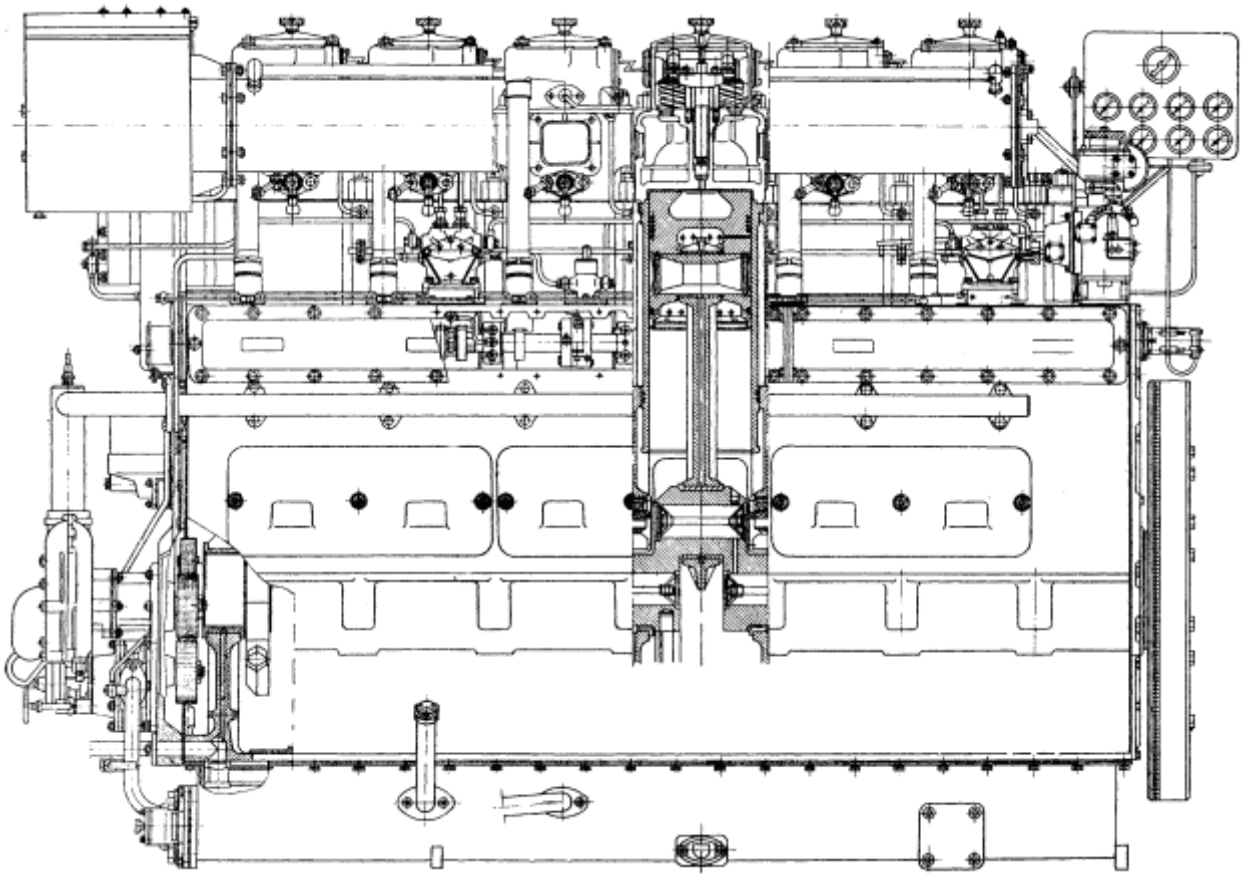


Рис. 1.1 – Повздовжній переріз двигуна 6Ч 23/30

Фундаментна рама двигуна лита, чавунна. У гніздах поперечних перегородок рами розташовані ліжка корінних підшипників зі сталевими вкладишами, залитими свинцюватою бронзою. Перший від маховика підшипник упорний. Зварений піддон рами виконує функцію маслозбірника.

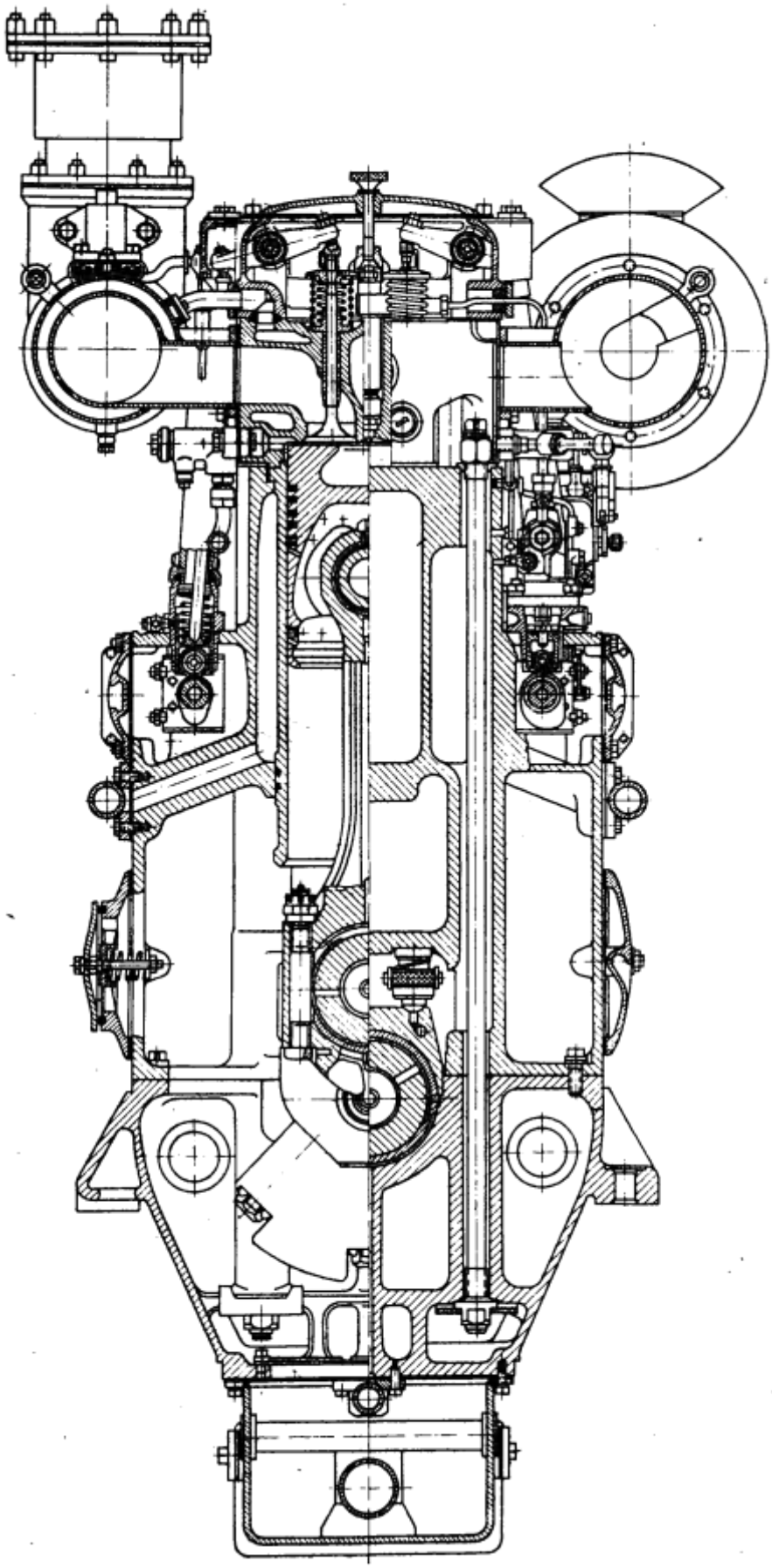


Рис. 1.2 – Поперечний переріз двигуна 6Ч 23/30

Блок-картер литий чавунний. У його верхній частині розміщені втулки циліндрів. На обох сторонах блоку є горизонтальні полиці для встановлення штовхачів штанг паливних насосів, розподільника повітря і регулятора частоти обертання. Нижче полиць розташовані ліжка підшипників розподільного валу.

Втулка циліндра лита чавунна. Ущільнення водяний порожнини втулки у верхній частині досягається притиранням її бурту і мідної прокладкою, внизу - двома гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. Ущільнення між блоком і кришкою здійснюється мідної прокладкою. У кришці розміщені форсунка, два впускних, два випускних, пусковий та декомпресійний запобіжний клапани.

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву, з камерою згоряння напіврозділеного типу. На поршні встановлюються чавунні поршневі кільця: чотири компресійних і два маслоз'ємних. Поршневий палець сталевий, цементовий, порожнистий, плаваючого типу.

Шатун штампований з легованої сталі. Стрижень - двотаврового перетину, в верхню головку шатуна запресована бронзова втулка, вкладиші нижньої головки сталеві, залиті свинцюватою бронзою.

Колінчастий вал штампований з легованої, стали. На передньому кінці укріплені шестерні приводу масляного і водяних насосів, на задньому кінці роз'ємна шестерня приводу розподільних валів.

В механізм газорозподілу входять два рознімних сталевих розподільних вали для впускних і випускних клапанів. Вали встановлені в роз'ємних алюмінієвих підшипниках і розташовані по обидва боки блоку. У шестициліндрового дизеля вал складається з трьох окремих частин. Кулачки виконані заодно з валом. На розподільному валу впускних клапанів встановлені роз'ємні кулачки для приводу паливних насосів. На другому розподільному валу встановлена шестерня приводу повітряного розподілювача.

Регулятор швидкості - одно режимний, непрямої дії, з гідравлічною системою посилення дії вимірювача швидкості, з ізодромним та жорстким

зворотними зв'язками і регульованим ступенем нерівномірності. Регулятор встановлений на задній торцевій частині дизеля, з приводом від розподільного валу впускних клапанів через пару конічних шестерень.

Система мастила - циркуляційна, одноконтурна, включає в себе шестеренчастий насос з приводом від колінчастого валу, здвоєний сітчастий фільтр грубої очистки, два фільтри тонкого очищення, трубчастий холодильник масла спарений з водяним холодильником. Для прокачування масляної системи двигуна перед пуском є ручний насос, що підкачує. Заповнення піддону маслом і його відкачування здійснюється спеціальним насосом.

Система охолодження - двоконтурна, з водо-водяним охолодженням. Циркуляція прісної води в двигуні здійснюється відцентровим насосом, встановленим на передньому торці двигуна з приводом від колінчастого валу. Відцентровий самовсмоктувальний насос забортної води прокачує воду через масляний і водяний холодильники.

Пуск дизеля проводиться стисненим повітрям. Система пуску включає: пускові балони, повітряний клапан пуску на регуляторі, розподільник повітря, пускові клапани в кришках циліндрів.

Пост управління розташовується в задньому торці дизеля. Двигун комплектується контрольно-вимірювальними приладами і набором інструментів і запасних частин, необхідних для його експлуатації.

Технічна характеристика двигуна 6Ч 23/30:

- потужність номінальна 330 кВт
- частота обертання 750 $хв^{-1}$
- середня швидкість поршня 7,5 м / с
- питома витрата палива на номінальній потужності 215 г/(кВтгод)
- питома витрата мастила на угар 2 г/(кВтгод)
- маса (суха) 5000 кг
- призначений ресурс до перебирання 6 000 год.
- призначений ресурс до капітального ремонту 24 000 год.

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над даним розділом, було вивчено та розглянуто функціональне призначення об’єкту встановлення проектованого двигуна. Стаціонарна дизель-генераторна електростанція і є тим самим об’єктом. Описано її будову та задачі які вона має вирішувати для споживача під час роботи.

Детально розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливі шляхи щодо форсування двигуна-прототипу з метою отримання високих техніко-економічних показників із збереженням показників надійності та довговічності.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 400$
Частота обертання колінчастого валу, хв$^{-1}$	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 14$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.0$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_в = 135$
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	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 140$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 750$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.96$

Паливо: дизельне Евро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.86$; $H = 0.13$; $O = 0.01$; $S = 0$; $W = 0$;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $^{кДж}/_{кг}$

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

2.1.3 Параметри робочого тіла

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

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

або у $^{\text{кг повітря}}/_{\text{1 кг палива}}$:

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

Кількість свіжого заряду, в $^{\text{кмоль}}/_{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha\cdot L_0 = 2\cdot 0.495 = 0.989$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $^{\text{кмоль}}/_{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{CO2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{H2O} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{O2} = 0.21\cdot(\alpha - 1)\cdot L_0 = 0.21\cdot(2 - 1)\cdot 0.495 = 0.104$$

Кількість N_2

$$M_{N2} = 0.79\cdot\alpha\cdot L_0 = 0.79\cdot 2\cdot 0.495 = 0.781$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $^{\text{кмоль}}/_{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum\begin{pmatrix} M_{CO2} \\ M_{H2O} \\ M_{O2} \\ M_{N2} \end{pmatrix} = \sum\begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.104 \\ 0.781 \end{pmatrix} = 1.022$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_в = T_a \cdot \left(\frac{p_в}{p_a}\right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}}$$

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

$$T_в = T_a \cdot \left(\frac{p_в}{p_a}\right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}} = 293 \cdot \left(\frac{135}{101.3}\right)^{\frac{1.6-1}{1.6}} = 326.3$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_в - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону ΔT_{int}= 10 - 70 К)

$$T_{int} = T_в - \Delta T_{int} = 326.3 - 50 = 276.3$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_в - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_в - \Delta p_{охл} = 135 - 3 = 132$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_в$$

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

$$p_d = k \cdot p_в = 0.95 \cdot 135 = 128.25$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{int} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{276.317 + 10}{750} \cdot \frac{140}{14 \cdot 128.25 - 140} = 0.032$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{int} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{276.32 + 10 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 300.82$$

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

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_в} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{128.25}{135} \cdot \frac{276.317}{300.818 \cdot (1 + 0.032)} = 0.91$$

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

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

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_п \cdot T_{int}}$$

де $R_П = 287$ $^{Дж}/_{кг\,К}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_п \cdot T_{int}} = \frac{132 \cdot 10^3}{287 \cdot 276.317} = 1.665$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.377$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \varepsilon^{n_1} = 128.25 \cdot 14^{1.377} = 4855.966$$

Для дизельних двигунів з наддувом p_c = (4000...9000) кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 300.82 \cdot 14^{1.38 - 1} = 813.57$$

Для дизельних двигунів з наддувом T_c = (700...1000) К, згідно [1, ст. 16]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 813.568 = 22.026$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.022}{0.989} = 1.033$$

Для дизельних двигунів з наддувом β_0 = (1,034...1,040), згідно [1, ст. 17]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.032$$

Для дизельних двигунів з наддувом β_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

для O_2: $mCv''_{O2} = 23{,}3 + 0{,}0015 * T_z$;
для N_2: $mCv''_{N2} = 21{,}554 + 0{,}001457 * T_z$;
для O_2: $mCv''_{CO2} = 38{,}609 + 0{,}003349 * T_z$;
для O_2: $mCv''_{H2O} = 25{,}459 + 0{,}004438 * T_z$;

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$mCv''=1/M_2*[M_{O2}*(mCv''_{O2})+M_{N2}*(mCv''_{N2})+M_{CO2}*(mCv''_{CO2})+...$
$+M_{H2O}*(mCv''_{H2O})]$; $^{кДж}/_{(кмоль\ К)}$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$mCv''=a+b*T_z$; $^{кДж}/_{(кмоль\ К)}$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2}\cdot\sum\begin{pmatrix} M_{O2}\cdot 23.3 \\ M_{N2}\cdot 21.554 \\ M_{CO2}\cdot 38.609 \\ M_{H2O}\cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.022}\cdot\sum\begin{pmatrix} 0.104\cdot 23.3 \\ 0.781\cdot 21.554 \\ 0.072\cdot 38.609 \\ 0.065\cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.176$$

$$b = \frac{1}{M_2}\cdot\sum\begin{pmatrix} M_{O2}\cdot 0.0015 \\ M_{N2}\cdot 0.001457 \\ M_{CO2}\cdot 0.003349 \\ M_{H2O}\cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0219}\cdot\sum\begin{pmatrix} 0.1039\cdot 0.0015 \\ 0.7814\cdot 0.0015 \\ 0.0717\cdot 0.0033 \\ 0.065\cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$mCp''=mCv'' + 8.314;\ {}^{кДж}/_{(кмоль\ К)}$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$mCp''=a`+b`*T_z;\ {}^{кДж}/_{(кмоль\ К)}$

де $a' = a + 8.314 = 23.176 + 8.314 = 31.49$

$b' = b = 0.00178$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{max} = \lambda\cdot p_c = 1.5\cdot 4855.966 = 7283.95$$

Для дизельних двигунів з наддувом p_{max} = (6000...16000) кПа, [1, ст. 16]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$\xi z*Qн.p/(M_1*(1+\gamma_r)) + (mCv'' + 8.314*\lambda)*T_c = b*(mCp'')*T_z$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$A*T_z^2 + B*T_z - C = 0$

де $A = b'\cdot\beta = 0.00178\cdot 1.03214 = 0.00184$

$B = a'\cdot\beta = 31.49\cdot 1.032 = 32.502$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.032)} = 3.534 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.026 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 813.568 = 2.807 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 35337.877 + 28065.822 = 63403.699$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.502^2 + 4 \cdot 1.841 \times 10^{-3} \cdot 6.34 \times 10^4 = 1.523 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.502 + \sqrt{1523.276}}{2 \cdot 0.002} = 1772.76$$

Для дизельних двигунів з наддувом T_z = (1800...2300) К, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.773 \times 10^3}{1.5 \cdot 813.568} = 1.499$$

Для дизельних двигунів з наддувом ρ = (1,20...1,55), згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.499} = 9.337$$

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

$$n_2 = 1.223$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7283.95}{9.337^{1.223}} = 474.002$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1772.76}{9.337^{1.223-1}} = 1077.183$$

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

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1077.183}{\sqrt[3]{\frac{474.002}{140}}} = 717.362$$

Перевірка $\frac{\left|T_r - T_{r.п}\right|}{T_r} \cdot 100 = \frac{\left|750 - 717.362\right|}{750} \cdot 100 = 4.352$ %

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

де $A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.499 - 1) = 0.749$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.5 \cdot 1.499}{1.223 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.337^{1.223-1}}\right) = 3.957$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.377 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.377-1}}\right) = 1.672$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4855.966}{14 - 1} \cdot [0.749 + (3.957 - 1.672)] = 1133.469$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.96 \cdot 1133.469 = 1088.13$$

Для дизельних двигунів з наддувом p_{mi} = (750...2500) кПа, згідно [1, ст. 20]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{н.р} \cdot \rho_a} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 1088.13}{0.91 \cdot 42447.806 \cdot 1.665} = 0.484$$

Для дизельних двигунів з наддувом η_i = (0,42...0,53), згідно [1, ст. 20]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $^{кг}/_{(кВт\ год)}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.484 \cdot 42447.806} = 0.175$$

Для дизельних двигунів з наддувом b_i = (0,16...0,20) $^{кг}/_{(кВт\ год)}$, [1, ст. 20]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $^{м}/_{с}$

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30}$$

де $s_{пр} = 0.30$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.3 \cdot 750}{30} = 7.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_м = \left(88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}\right) = 88 + 11.8 \cdot 7.5 = 176.5$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_м = 1088.13 - 176.5 = 911.63$$

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

$$\eta_м = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{911.63}{1088.13} = 0.838$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_м$ = (0,80...0,92), згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м = 0.484 \cdot 0.838 = 0.406$$

Для дизельних двигунів з наддувом η_e = (0,4...0,52), згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.406 \cdot 42447.806} = 0.209$$

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

Годинна витрата рідкого палива, в $^{кг}/_{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.209 \cdot 400 = 83.591$$

2.1.10 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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{400 \cdot 10^3}{911.63 \cdot 750} = 70.204$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{70.204}{6} = 11.701$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.23$ м - діаметр циліндру по прототипу

$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.30}{0.23} = 1.304$ - співідношення ходу до діаметру

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 11.701}{\pi \cdot 1.304}} = 225.204$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.304 \cdot 225.204 = 293.744$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$d' = 230$ мм або в м $d = d' \cdot 10^{-3} = 230 \cdot 10^{-3} = 0.23$

Хід поршня

$s' = 300$ мм або в м $s = s' \cdot 10^{-3} = 300 \cdot 10^{-3} = 0.3$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.23^2 \cdot 0.3 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 74.786$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{911.63 \cdot 74.786 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 426.105$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot \left| P_{ep} - P_e \right|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot \left| 426.105 - 400 \right|}{426.105 + 400} \cdot 100 = 6.32 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{0.012}{14 - 1} = 9.588 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_a = V_s + V_c = 0.012 + 9.588 \times 10^{-4} = 0.013$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.588 \times 10^{-4} \cdot 1.499 = 1.438 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина змніи 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:

$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$ $p(\varphi) = p_{d^*}({}^{Va`}/_{V(\varphi)})^{n1}$

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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 м3,
p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

V(0) = 0.00096	p(0) = 128.25	V(180) = 0.01342	p(180) = 128.25
V(10) = 0.00108	p(10) = 128.25	V(190) = 0.01335	p(190) = 129.185
V(20) = 0.00143	p(20) = 128.25	V(200) = 0.01314	p(200) = 132.062
V(30) = 0.00199	p(30) = 128.25	V(210) = 0.01279	p(210) = 137.108
V(40) = 0.00275	p(40) = 128.25	V(220) = 0.01229	p(220) = 144.734
V(50) = 0.00365	p(50) = 128.25	V(230) = 0.01166	p(230) = 155.6
V(60) = 0.00467	p(60) = 128.25	V(240) = 0.01091	p(240) = 170.72
V(70) = 0.00576	p(70) = 128.25	V(250) = 0.01003	p(250) = 191.649
V(80) = 0.00688	p(80) = 128.25	V(260) = 0.00905	p(260) = 220.809
V(90) = 0.00799	p(90) = 128.25	V(270) = 0.00799	p(270) = 262.062
V(100) = 0.00905	p(100) = 128.25	V(280) = 0.00688	p(280) = 321.768
V(110) = 0.01003	p(110) = 128.25	V(290) = 0.00576	p(290) = 410.783
V(120) = 0.01091	p(120) = 128.25	V(300) = 0.00467	p(300) = 548.349
V(130) = 0.01166	p(130) = 128.25	V(310) = 0.00365	p(310) = 769.703
V(140) = 0.01229	p(140) = 128.25	V(320) = 0.00275	p(320) = 1140.053
V(150) = 0.01279	p(150) = 128.25	V(330) = 0.00199	p(330) = 1772.709
V(160) = 0.01314	p(160) = 128.25	V(340) = 0.00143	p(340) = 2805.884
V(170) = 0.01335	p(170) = 128.25	V(350) = 0.00108	p(350) = 4134.823

V(360) = 0.00096	p(360) = 4855.966	V(540) = 0.01342	p(540) = 474.002
V(370) = 0.00108	p(370) = 7283.95	V(550) = 0.01335	p(550) = 140
V(380) = 0.00143	p(380) = 7283.95	V(560) = 0.01314	p(560) = 140
V(390) = 0.00199	p(390) = 4884.287	V(570) = 0.01279	p(570) = 140
V(400) = 0.00275	p(400) = 3300.116	V(580) = 0.01229	p(580) = 140
V(410) = 0.00365	p(410) = 2328.13	V(590) = 0.01166	p(590) = 140
V(420) = 0.00467	p(420) = 1722.705	V(600) = 0.01091	p(600) = 140
V(430) = 0.00576	p(430) = 1332.892	V(610) = 0.01003	p(610) = 140
V(440) = 0.00688	p(440) = 1072.971	V(620) = 0.00905	p(620) = 140
V(450) = 0.00799	p(450) = 894.167	V(630) = 0.00799	p(630) = 140
V(460) = 0.00905	p(460) = 767.981	V(640) = 0.00688	p(640) = 140
V(470) = 0.01003	p(470) = 677.203	V(650) = 0.00576	p(650) = 140
V(480) = 0.01091	p(480) = 611.101	V(660) = 0.00467	p(660) = 140
V(490) = 0.01166	p(490) = 562.786	V(670) = 0.00365	p(670) = 140
V(500) = 0.01229	p(500) = 527.742	V(680) = 0.00275	p(680) = 140
V(510) = 0.01279	p(510) = 502.97	V(690) = 0.00199	p(690) = 140
V(520) = 0.01314	p(520) = 486.496	V(700) = 0.00143	p(700) = 140
V(530) = 0.01335	p(530) = 477.07	V(710) = 0.00108	p(710) = 140

Індикаторна робота робочого циклу, в $^{Дж}/_{цикл}$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi))\, d\varphi = 13980.893$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.398 \times 10^4}{0.012 \cdot 1 \times 10^3} = 1.122 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1.122 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.077 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = \frac{1.088 \times 10^3 + 1.077 \times 10^3}{2} = 1.082 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.088 \times 10^3 - 1.077 \times 10^3}{1.082 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.046$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25$ ^{o} до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

$\Delta\varphi_2 = 10$ ^{o} після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124$ ^{o} після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 16$ ^{o} до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 18$ ^{o} після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134$ ^{o} до ВМТ - точка закриття впускного 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.856 \times 10^3 = 5.827 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$p_{zд} = k_z \cdot p_{max}$

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

$p_{zд} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 7.284 \times 10^3 = 7.284 \times 10^3$

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

Назва точки:	Кут відносно 0^o пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, $м^3$
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 128.25$	$V(\varphi_r) = 9.588 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 128.25$	$V(\varphi_d) = 0.013$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4855.966$	$V(\varphi_c) = 9.588 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7283.95$	$V(\varphi_z) = 9.6 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 474.002$	$V(\varphi_b) = 0.013$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0^o пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, $м^3$
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.234 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.685 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_{f'} = 360 - f = 345$	$p(\varphi_{f'}) = 3.467 \times 10^3$	$V(\varphi_{f'}) = 1.225 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 380$	$p(\varphi_{z'}) = 7.284 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.428 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 589.936$	$V(\varphi_{b''}) = 0.011$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 140$	$V(\varphi_{r'}) = 1.261 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 128.25$	$V(\varphi_{r''}) = 1.34 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 150.81$	$V(\varphi_{d'}) = 0.012$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.827 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 9.588 \times 10^{-4}$
$z_д$	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 7.284 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.078 \times 10^{-3}$

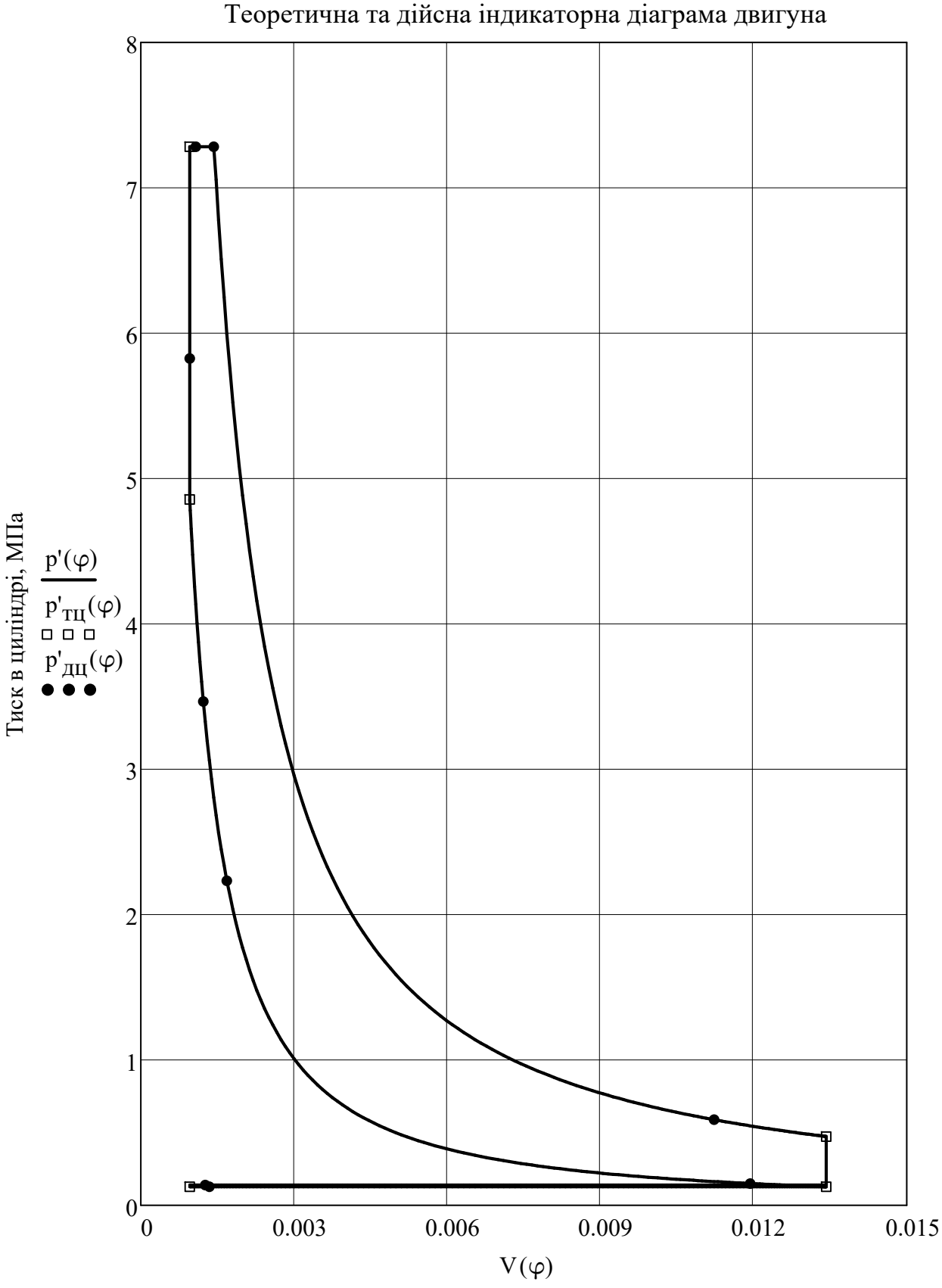


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

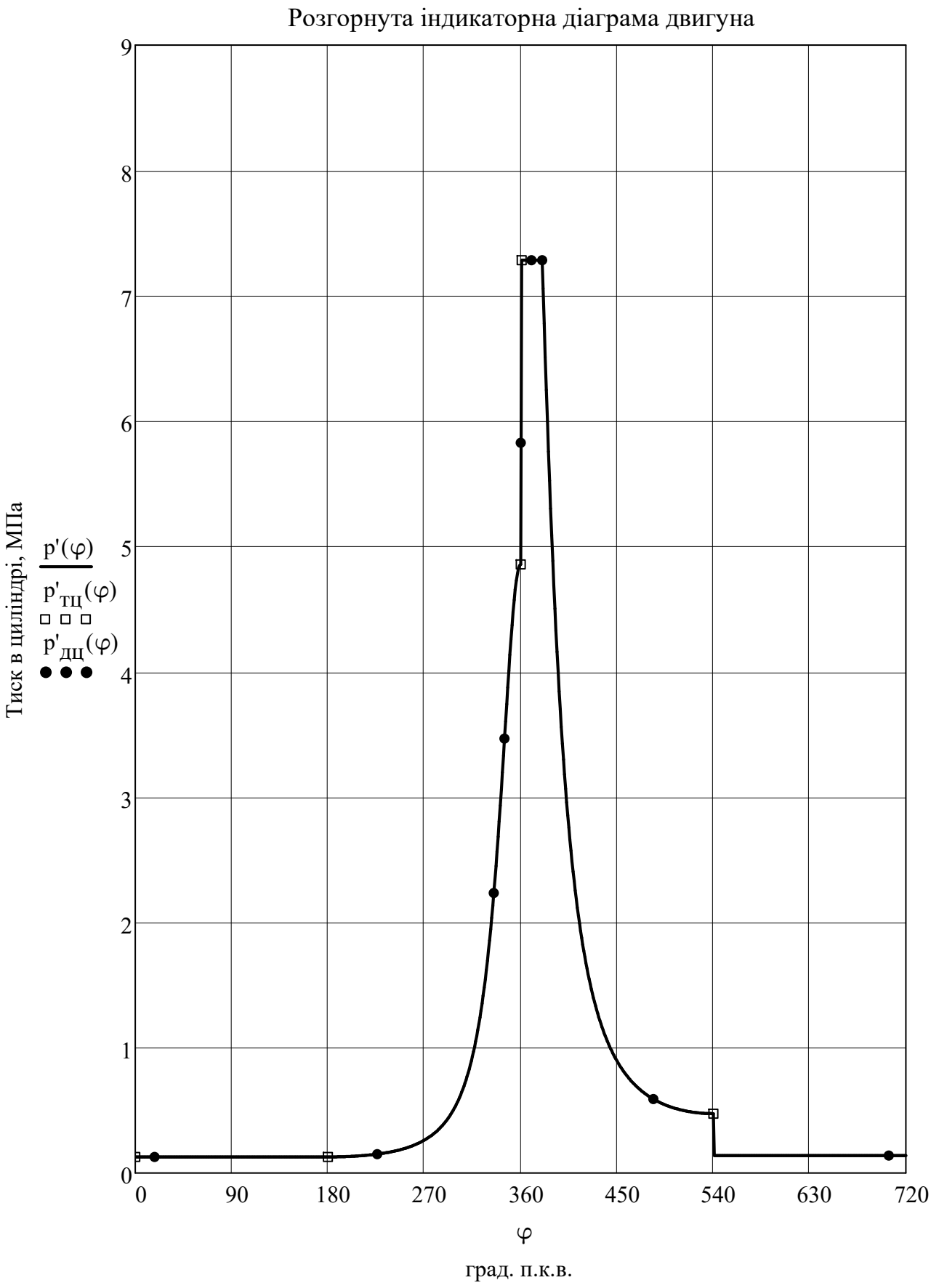


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний 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 результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу 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, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

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

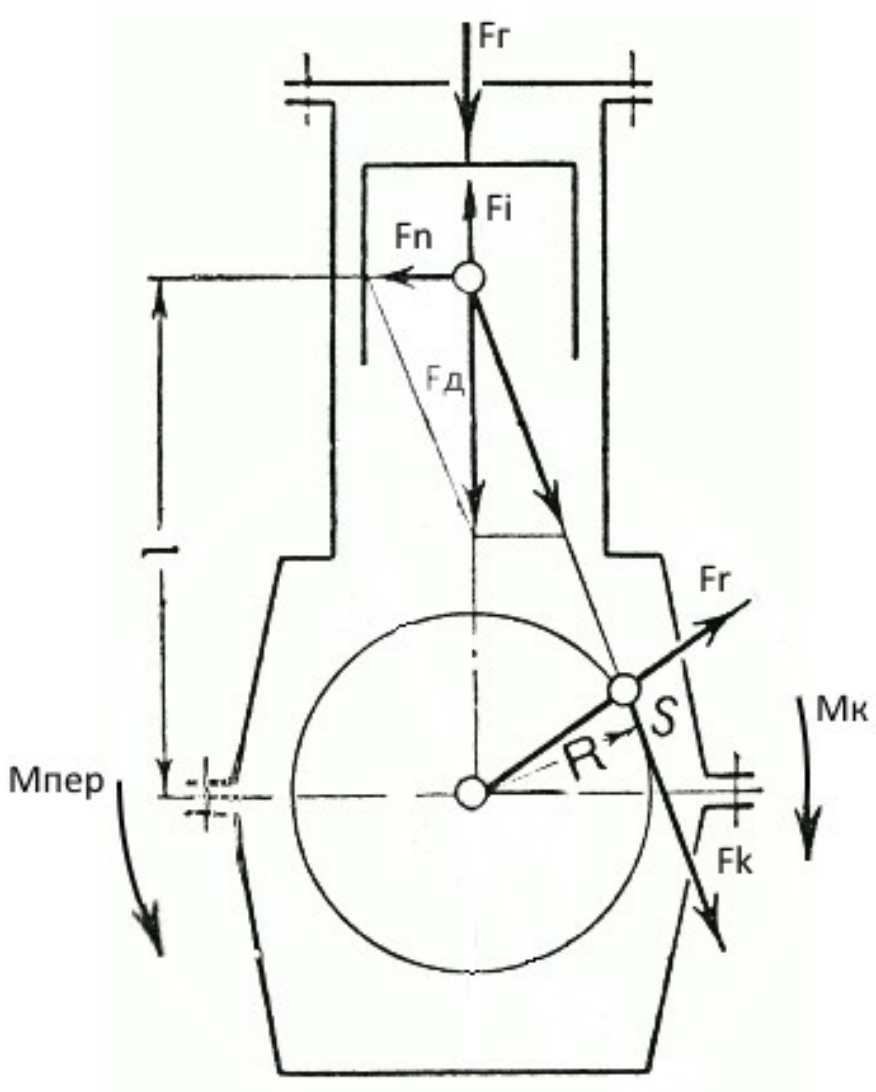


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_П = 28.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_Ш = 42.60$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_S = m_П + \frac{1}{3}\cdot m_Ш = 28.25 + \frac{1}{3}\cdot 42.60 = 42.450$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.3}{2} = 0.15$$

Довжина шатуна, в м

$$l_Ш = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.15}{0.256} = 0.586$$

Площа поршня, в $м^2$

$$A_П = \frac{\pi\cdot d^2}{4} = \frac{\pi\cdot 0.23^2}{4} = 0.042$$

Кутова швидкість, в $^{рад}/_{с}$

$$\omega = \frac{\pi\cdot n}{30} = \frac{\pi\cdot 750}{30} = 78.54$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

$$F_г(\varphi) = \left(p(\varphi) - p_a\right)\cdot A_п$$

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)

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

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

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

Крутний момент на валу двигуна

$$M_к(\varphi) = F_к(\varphi)\cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_к(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

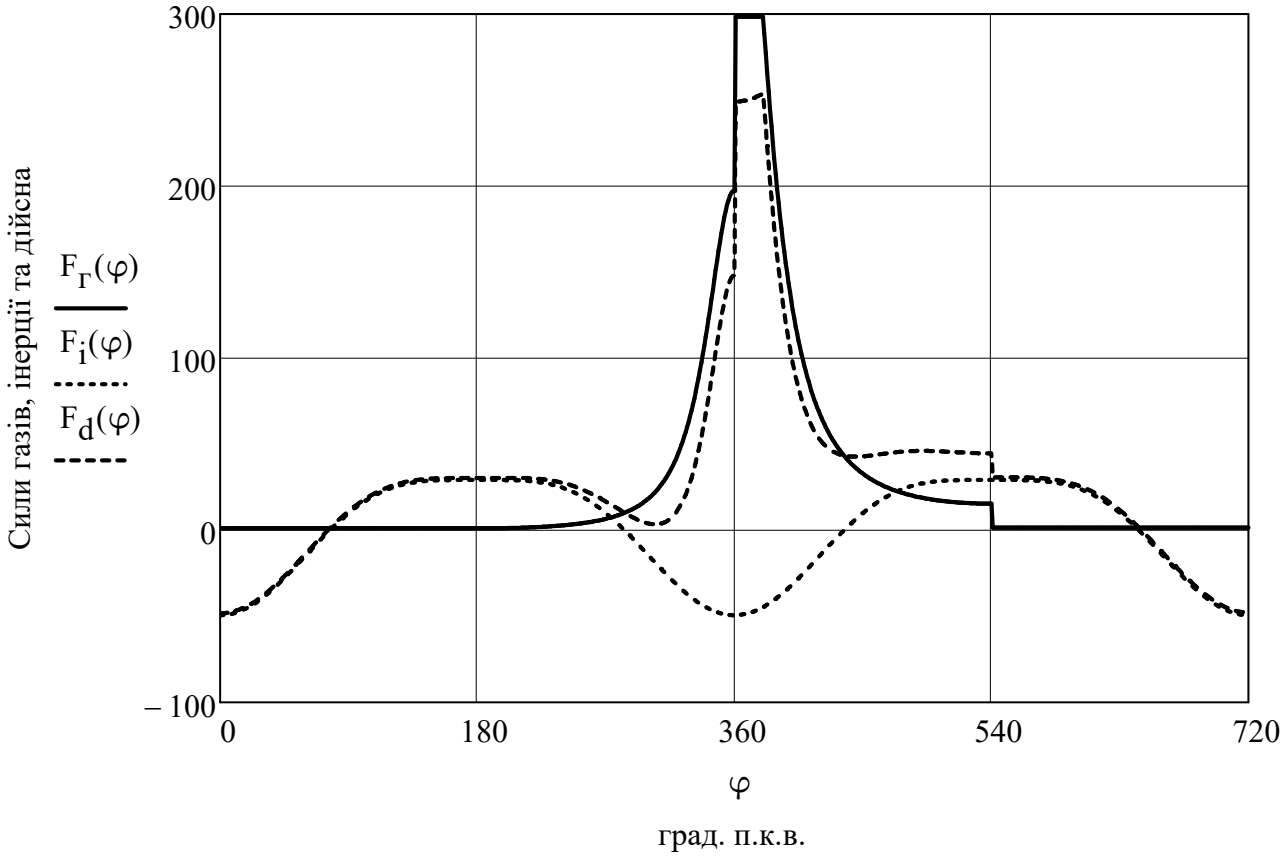
$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi)\cdot\left(r\cdot\cos\left(\varphi\cdot\frac{\pi}{180}\right) + l_ш\cdot\cos(\beta'(\varphi))\right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
Сили Fг, Fи та Fд обраховані в кН, крутний момент Мк розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_г(0) = 1.120$	$F_i(0) = -49.333$	$F_d(0) = -48.213$	$M_к(0) = 0.000$
$F_г(30) = 1.12$	$F_i(30) = -39.043$	$F_d(30) = -37.924$	$M_к(30) = -3.48$
$F_г(60) = 1.12$	$F_i(60) = -14.611$	$F_d(60) = -13.492$	$M_к(60) = -1.983$
$F_г(90) = 1.12$	$F_i(90) = 10.055$	$F_d(90) = 11.175$	$M_к(90) = 1.676$
$F_г(120) = 1.12$	$F_i(120) = 24.667$	$F_d(120) = 25.786$	$M_к(120) = 2.91$
$F_г(150) = 1.12$	$F_i(150) = 28.988$	$F_d(150) = 30.108$	$M_к(150) = 1.753$
$F_г(180) = 1.12$	$F_i(180) = 29.223$	$F_d(180) = 30.342$	$M_к(180) = 0.000$
$F_г(210) = 1.488$	$F_i(210) = 28.988$	$F_d(210) = 30.476$	$M_к(210) = -1.775$
$F_г(240) = 2.884$	$F_i(240) = 24.667$	$F_d(240) = 27.551$	$M_к(240) = -3.109$
$F_г(270) = 6.679$	$F_i(270) = 10.055$	$F_d(270) = 16.734$	$M_к(270) = -2.51$
$F_г(300) = 18.574$	$F_i(300) = -14.611$	$F_d(300) = 3.962$	$M_к(300) = -0.582$
$F_г(330) = 69.443$	$F_i(330) = -39.043$	$F_d(330) = 30.4$	$M_к(330) = -2.79$
$F_г(360) = 197.545$	$F_i(360) = -49.333$	$F_d(360) = 148.212$	$M_к(360) = -0.000$
$F_г(390) = 198.721$	$F_i(390) = -39.043$	$F_d(390) = 159.678$	$M_к(390) = 14.653$
$F_г(420) = 67.365$	$F_i(420) = -14.611$	$F_d(420) = 52.754$	$M_к(420) = 7.753$
$F_г(450) = 32.942$	$F_i(450) = 10.055$	$F_d(450) = 42.997$	$M_к(450) = 6.45$
$F_г(480) = 21.181$	$F_i(480) = 24.667$	$F_d(480) = 45.848$	$M_к(480) = 5.174$
$F_г(510) = 16.688$	$F_i(510) = 28.988$	$F_d(510) = 45.677$	$M_к(510) = 2.660$
$F_г(540) = 15.485$	$F_i(540) = 29.223$	$F_d(540) = 44.708$	$M_к(540) = 0.000$
$F_г(570) = 1.608$	$F_i(570) = 28.988$	$F_d(570) = 30.596$	$M_к(570) = -1.782$
$F_г(600) = 1.608$	$F_i(600) = 24.667$	$F_d(600) = 26.274$	$M_к(600) = -2.965$
$F_г(630) = 1.608$	$F_i(630) = 10.055$	$F_d(630) = 11.663$	$M_к(630) = -1.749$
$F_г(660) = 1.608$	$F_i(660) = -14.611$	$F_d(660) = -13.004$	$M_к(660) = 1.911$
$F_г(690) = 1.608$	$F_i(690) = -39.043$	$F_d(690) = -37.435$	$M_к(690) = 3.435$
$F_г(720) = 1.608$	$F_i(720) = -49.333$	$F_d(720) = -47.725$	$M_к(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
Сили Fn, Fr та Fk обраховані в кН, крутний момент Мпер розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -48.213$	$F_к(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.894$	$F_r(30) = -30.396$	$F_к(30) = -23.201$	$M_{пер}(30) = 3.48$
$F_n(60) = -3.067$	$F_r(60) = -4.089$	$F_к(60) = -13.218$	$M_{пер}(60) = 1.983$
$F_n(90) = 2.959$	$F_r(90) = -2.959$	$F_к(90) = 11.175$	$M_{пер}(90) = -1.676$
$F_n(120) = 5.863$	$F_r(120) = -17.97$	$F_к(120) = 19.4$	$M_{пер}(120) = -2.91$
$F_n(150) = 3.886$	$F_r(150) = -28.017$	$F_к(150) = 11.689$	$M_{пер}(150) = -1.753$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -30.342$	$F_к(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.933$	$F_r(210) = -28.36$	$F_к(210) = -11.832$	$M_{пер}(210) = 1.775$
$F_n(240) = -6.264$	$F_r(240) = -19.2$	$F_к(240) = -20.728$	$M_{пер}(240) = 3.109$
$F_n(270) = -4.432$	$F_r(270) = -4.432$	$F_к(270) = -16.734$	$M_{пер}(270) = 2.510$
$F_n(300) = -0.901$	$F_r(300) = 1.201$	$F_к(300) = -3.882$	$M_{пер}(300) = 0.582$
$F_n(330) = -3.923$	$F_r(330) = 24.365$	$F_к(330) = -18.598$	$M_{пер}(330) = 2.79$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 148.212$	$F_к(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 20.608$	$F_r(390) = 127.981$	$F_к(390) = 97.686$	$M_{пер}(390) = -14.653$
$F_n(420) = 11.994$	$F_r(420) = 15.99$	$F_к(420) = 51.683$	$M_{пер}(420) = -7.753$
$F_n(450) = 11.387$	$F_r(450) = -11.387$	$F_к(450) = 42.997$	$M_{пер}(450) = -6.45$
$F_n(480) = 10.424$	$F_r(480) = -31.951$	$F_к(480) = 34.493$	$M_{пер}(480) = -5.174$
$F_n(510) = 5.895$	$F_r(510) = -42.505$	$F_к(510) = 17.733$	$M_{пер}(510) = -2.66$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -44.708$	$F_к(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.949$	$F_r(570) = -28.471$	$F_к(570) = -11.878$	$M_{пер}(570) = 1.782$
$F_n(600) = -5.974$	$F_r(600) = -18.311$	$F_к(600) = -19.767$	$M_{пер}(600) = 2.965$
$F_n(630) = -3.089$	$F_r(630) = -3.089$	$F_к(630) = -11.663$	$M_{пер}(630) = 1.749$
$F_n(660) = 2.956$	$F_r(660) = -3.941$	$F_к(660) = 12.74$	$M_{пер}(660) = -1.911$
$F_n(690) = 4.831$	$F_r(690) = -30.004$	$F_к(690) = 22.902$	$M_{пер}(690) = -3.435$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -47.725$	$F_к(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$



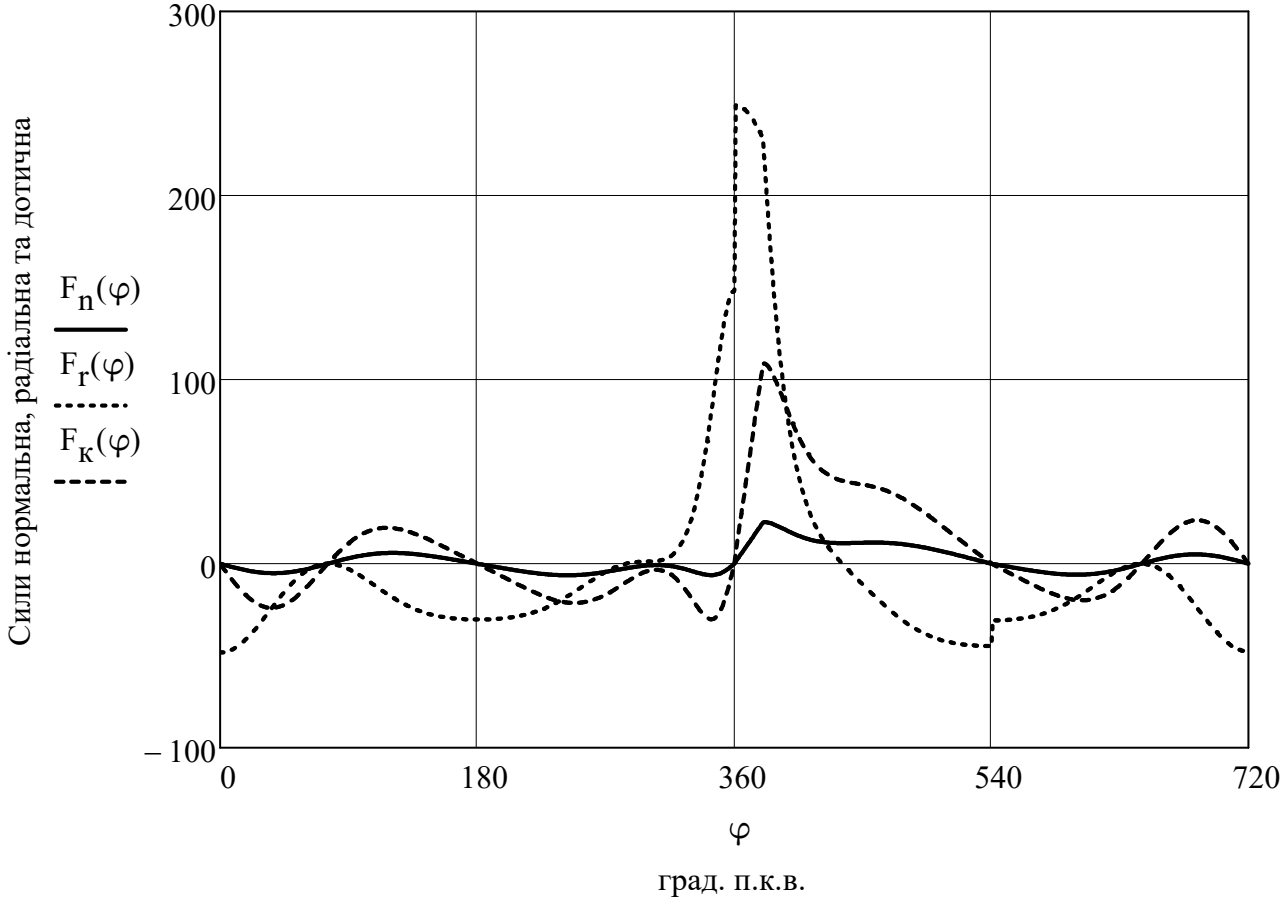


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

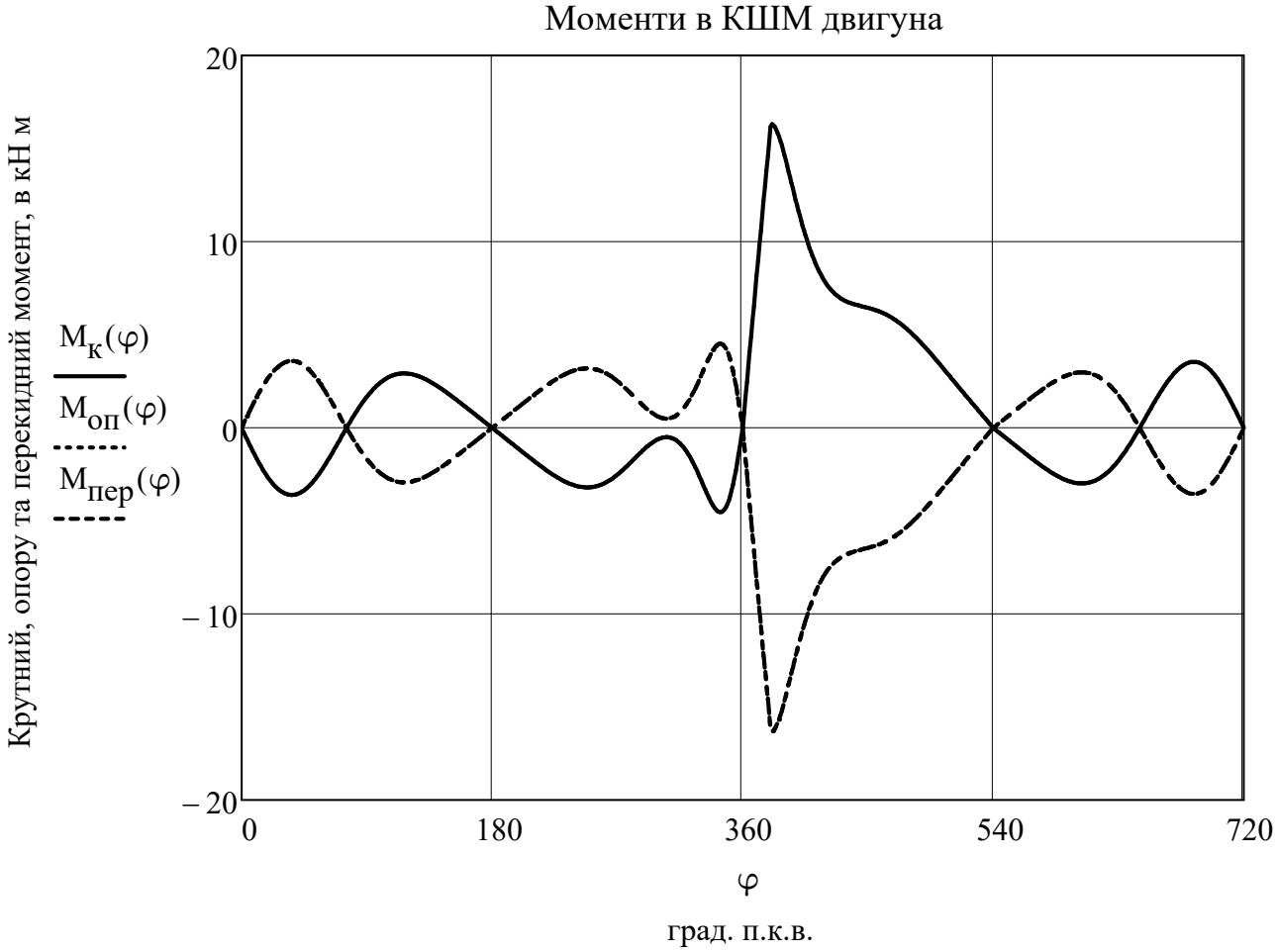


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

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

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(\varphi_к) = \sum_{j=0}^{i-1} \left(F_к(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_к) \cdot s\right)$$

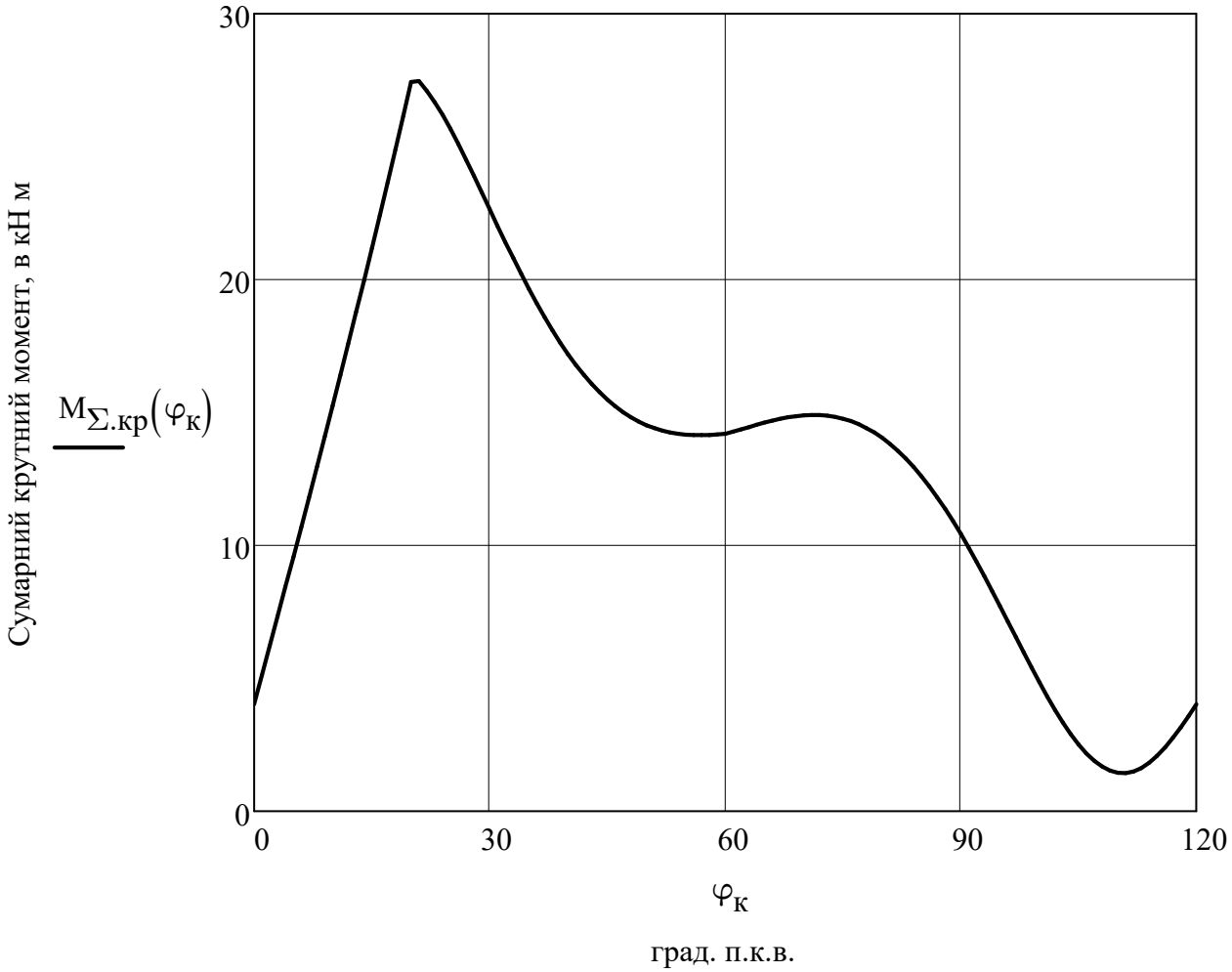


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$M_{\Sigma.кр}(0) = 4.019$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{1}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 17.591$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{2}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 26.199$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{3}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 19.105$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{4}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 14.823$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{5}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 14.197$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{6}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 14.904$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{7}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 12.948$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{8}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 7.136$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{9}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 1.678$

$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{10}{10}\cdot\varphi_{сп}\right) = 4.019$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу
Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$Q_П = Q_e + Q_в + Q_г + Q_м + Q_{н.в}$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

$Q_в$ - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

$Q_г$ - теплота, що виноситься випускними газами

$Q_м$ - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

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

$$Q_П = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{83.591 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 9.856 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 426.105 = 426105.186$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_П} \cdot 100 = \frac{4.261 \times 10^5}{9.856 \times 10^5} \cdot 100 = 43.232$$

перевірка отриманого значення в $^{Дж}/_{с}$

$$Qe' = Q_П \cdot \eta_e = 985622.903 \cdot 0.406 = 400000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{\left|Q_e - Qe'\right|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{\left|4.261 \times 10^5 - 4 \times 10^5\right|}{4.261 \times 10^5} \cdot 100 = 6.126$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$Q_в = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н}$

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

$Q_{т.п}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{в.н}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_W = \left(-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}\right)\cdot Q_П$$

де $W_{нап} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці наповнення

$W_{ст} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці стиску

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

$W_{вип} = 0.03$ - відносна втрата палива на дільниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = \left(-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}\right) = -0 + 0 + 0.09 + 0.03 = 0.12$$

$$Q_W = \Sigma W\cdot Q_П = 0.12\cdot 985622.903 = 118274.748$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6\cdot p_М = 0.600\cdot 176.500 = 105.900$$

Робочий об'єм циліндру, в $м^3$

$$V_{s'} = \frac{\pi\cdot d^2}{4}\cdot s = \frac{\pi\cdot 0.23^2}{4}\cdot 0.3 = 0.012$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_П = \frac{p_{ср.т}\cdot V_{s'}\cdot n\cdot i}{30\cdot\tau} = \frac{105.9\cdot 0.01246\cdot 750\cdot 6}{30\cdot 4} = 49.49873$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_{т.п} = 10^3\cdot P_П = 10^3\cdot 49.499 = 49498.728$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $^{Дж}/_{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_в = Q_W + Q_{т.п} = 118274.748 + 49498.728 = 167773.476$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $м^3/с$

$$V_в = \frac{Q'_в\cdot 10^{-3}\cdot K_1}{\rho_в\cdot C_{mв}\cdot \Delta T_в}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_в = 1000$ кг / м^3 - середня густина води

$C_{mв} = 4.19$ $^{Дж}/_{кг}$ - середня теплоємкість води

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

$$V_в = \frac{Q'_в \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_в \cdot C_{mв} \cdot \Delta T_в} = \frac{167773.47604 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.0048$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{в.н} = \frac{V_в \cdot \Delta p_в}{\eta_{в.н}}$$

де $\Delta p_в = 98$ кПа - гідравлічний опір системи

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

$$P_{в.н} = \frac{V_в \cdot \Delta p_в}{\eta_{в.н}} = \frac{0.005 \cdot 98}{0.9} = 0.523$$

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

$$Q_{в.н} = 10^3 \cdot P_{в.н} = 10^3 \cdot 0.523 = 523.208$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_в = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н} = 118274.7 + 49498.7 + 523.2 = 168296.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_в = \frac{Q_в}{Q_п} \cdot 100 = \frac{168296.684}{985622.903} \cdot 100 = 17.075$$

Температура залишкових газів, в ^oC

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску , в ^oC

$$t_d = T_d - 273 = 300.818 - 273 = 27.818$$

Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємкість свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 27.818 = 29.096$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_Г = \frac{B_e}{3.6} \cdot \left(M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d\right)$$

$$\Delta i'_Г = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.022 \cdot 33.411 \cdot 477 = 16285.836$$

$$\Delta i''_Г = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.096 \cdot 27.818 = 800.565$$

$$\Delta i_Г = \Delta i'_Г - \Delta i''_Г = 16285.8 - 800.6 = 15485.3$$

$$Q_Г = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_Г = \frac{83.591}{3.6} \cdot 15485.271 = 359562.46$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_Г = \frac{Q_Г}{Q_П} \cdot 100 = \frac{359562.46}{985622.903} \cdot 100 = 36.481$$

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

$$\Delta_{мд} = \frac{p_м}{p_{mi}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{1088.13} \cdot 0.484 = 0.079$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_{МД} = \Delta_{мд} \cdot Q_П = 0.079 \cdot 985622.903 = 77443.676$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_{М1} = Q_W + Q_{МД} - Q_В = 118274.748 + 77443.676 - 168296.684 = 27421.74$$

Витрата циркуляційного масла, в $м^3$ / с

$$V_м = \frac{K_2 \cdot Q_{М1}}{\rho_м \cdot C_{mм} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_м}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_м = 900$ кг / м^3 - густина мастила

$C_{mм} = 2.094$ $^{Дж}/_{кг}$ - середня теплоємність масла

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

$$V_м = \frac{K_2 \cdot Q_{м1}}{\rho_м \cdot C_{mм} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_м} = \frac{1.5 \cdot 2.742 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.638 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{м.н} = \frac{V_м \cdot p_0}{\eta_{м.н} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{м.н} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{м.н} = \frac{V_м \cdot p_0}{\eta_{м.н} \cdot 10^3} = \frac{3.638 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.819$$

Теплота витрачена на привід насосу, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_{м2} = 10^3 \cdot P_{м.н} = 10^3 \cdot 1.819 = 1818.804$$

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

$$Q_м = Q_{м1} + Q_{м2} = 27421.74 + 1818.804 = 29240.544$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_м = \frac{Q_м}{Q_п} \cdot 100 = \frac{29240.544}{985622.903} \cdot 100 = 2.967$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $^{Дж}/_{с}$

$$Q_{н.в} = Q_п - \Sigma Q$$

де $\Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_в \\ Q_Г \\ Q_М \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 426105.186 \\ 168296.684 \\ 359562.46 \\ 29240.544 \end{pmatrix} = 983204.874$

$Q_{н.в} = Q_П - \Sigma Q = 985622.9 - 983204.9 = 2418$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{нв} = \frac{Q_{н.в}}{Q_П} \cdot 100 = \frac{2418.029}{985622.903} \cdot 100.000 = 0.245$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $^{Дж}/_{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_П = 985622.9$	$q_П = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 426105.2$	$q_e = 43.2$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_Г = 359562.5$	$q_Г = 36.5$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_В = 168296.7$	$q_В = 17.1$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_М = 29240.5$	$q_М = 3.0$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{н.в} = 2418$	$q_{нв} = 0.2$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_Г + q_В + q_М + q_{нв} = 43.232 + 36.481 + 17.075 + 2.967 + 0.245 = 100$$

2.5 Аналіз отриманих показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	330	400,6	21,4
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	705	857	21,6
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,384	0,404	5,2
4	Механічний ККД	$\eta_м$	-	0,82	0,829	1,1
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	215	210	-2,3
6	Діаметр циліндру	D	мм	230	230	0,0
7	Хід поршня	S	мм	300	300	0,0

Згідно завдання поставленого в кваліфікаційній роботі, передбачалось збільшення потужності проектованого двигуна на 70 кВт, у порівнянні з прототипом. В результаті розрахунків параметрів робочого циклу, реальний приріст потужності склав 70,6 кВт, що відповідає різниці у 21,4%.

Реалізація поставленого задання з підвищення номінальної потужності на 70 кВт у проектованого двигуна і доведення її до рівня у 400 кВт була здійснена шляхом підвищення середнього ефективного тиску в циліндрі, за рахунок встановлення на проектованому двигуні системи газотурбінного наддуву. Завдяки цьому вдалося збільшити середній ефективний тиск на 21,6%.

Встановлення системи наддуву в комплексі з рядом заходів по доводці робочого циклу двигуна, дало покращення ефективності протікання останнього. Як наслідок спостерігається покращення ефективного ККД на 5,2% та зниження витрати палива. Так в результаті вдалося досягти зниження питомої витрати палива на 2,3%.

Ключовим показником що впливає на механічну ефективність машини є тертя. В умовах, коли частота обертання колінчастого валу проектованого двигуна у порівнянні з двигуном-прототипом не змінюється, але присутня покращена продувка циліндру як фактор зменшення насосних втрат, спостерігається не значне зростання механічного ККД на 1,1%.

Оптимізація вхідних параметрів робочого циклу проектованого двигуна забезпечила збереження сталими геометричні розміри циліндру. Але треба відмітити, що зростання середнього ефективного тиску в циліндрі внаслідок встановлення системи газотурбінного наддуву, призведе до підвищення теплової та механічної напруженості деталей двигуна.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектованого двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в даному розділі результати дають можливість оцінити ефективність прийнятих рішень щодо форсування проектованого двигуна. Крім того дають можливість розширити можливості пошуку шляхів щодо вдосконалення системи наддуву проектованого двигуна.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ НАДДУВУ.

3.1 Обґрунтування вибору та опис системи наддуву.

3.1.1 Вибір та опис системи наддуву.

Одним з найбільш ефективних способів підвищення циліндричної потужності ДВЗ є наддув. У суднових та стаціонарних ДВЗ з наддувом, повітря в циліндри надходить під певним тиском, що створюється в спеціальних наддувочних агрегатах, що встановлені на двигуні. За рахунок збільшення маси заряду повітря і циклової подачі палива досягається значне підвищення циліндрової потужності і потужності всього ДВЗ.

Системи наддуву складаються: з надувних агрегатів (компресорів), повітроохолоджувачів, розподільних органів і ресиверів. Залежно від приводу компресорів наддув поділяють на механічний, газотурбінний і комбінований. У ДВЗ з механічним приводом наддуву застосовується відцентровий, роторний або поршневий нагнітач повітря, що приводиться в дію від колінчастого валу двигуна, на що витрачається 10% і більше ефективної потужності і знижується економічність двигуна. Механічний наддув застосовується в суднових та стаціонарних ДВЗ невеликої потужності.

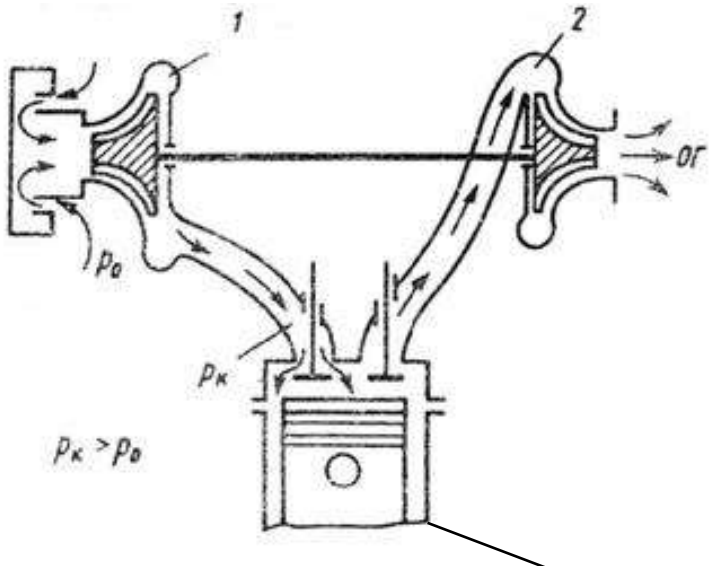


Рис. 3.1 – Система газотурбінного наддуву.

1 – проточна частина компресора; 2 – проточна частина турбіни; 3 – циліндр двигуна;

Використання газотурбінного наддуву дає можливість підвищити потужність двигуна в більш широких межах, ніж при механічному наддуві. У цьому випадку подача повітря у всмоктувальний ресивер двигуна здійснюється через повітроохолоджувач компресором, що приводиться в обертання газовою турбіною, що використовує енергію вихлопних газів. Компресор і газова турбіна компонуються в один агрегат, який називається газотурбокомпрессором. Залежно від призначення ДВЗ турбіна працює при постійному або змінному тиску вихлопних газів, середня температура яких перед турбіною становить 400 - 450 ^{o}С. Газотурбінний наддув широко застосовується в чотиритактних ДВЗ, а також в малооборотних двотактних ДВЗ з прямоточною клапанною продувкою.

Комбінований наддув застосовується в основному в потужних малооборотних двотактних ДВЗ з контурною продувкою, коли потужність газових турбін недостатня для приводу повітряного нагнітача (ПН). При цьому одночасно використовується газотурбінний і механічний наддув. Недостатня потужність газотурбонагнітача (ГТН) компенсується потужністю ПН, що приводиться в дію від колінчастого вала ДВЗ або від електродвигуна. При помірному наддуванні тиск повітря, що створює нагнітач, становить 0,13…0,15 МПа, а при високому наддуві – 0,17…0,25 МПа і вище.

Для збільшення маси заряду повітря, що надходить в циліндр, і зниження теплової напруженості деталей циліндро-поршневої групи застосовуються повітроохолоджувачі, що дозволяють підвищити потужність двигуна і його економічність. У суднових та стаціонарних ДВЗ використовується кілька типів повітроохолоджувачів: з круглими трубками без оребрення; з плоскими оребренними трубками та інші.

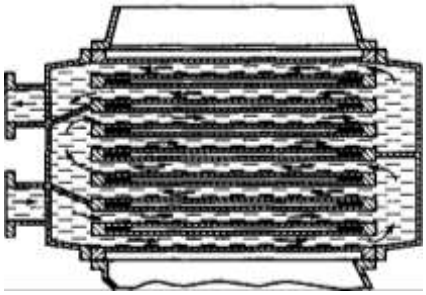


Рис. 3.2 – Водо-повітряний охолоджувач

3.1.2 Опис конструкції турбокомпресора

Наддув застосовується з метою підвищення потужності без збільшення маси і габаритів двигуна, а також для компенсації падіння потужності в умовах високогір'я. Наддув з якісним регулюванням може застосовуватися для покращення ефективності протікання робочого циклу, а також зниження токсичності і димності відпрацьованих газів. Найбільшого поширення наддув набув за допомогою турбокомпресора, для приводу якого використовується енергія відпрацьованих газів.

Сьогоднішні турбопоршневі двигуни с дуже досконалими машинами, які мають неперевершені показники економічності серед двигунів усіх існуючих типів. Такі якості забезпечуються високим рівнем проектування та виробництва усіх елементів цих двигунів, зокрема агрегатів наддуву, у тому числі відцентрових компресорів як основних елементів цих агрегатів. Розміри ТК визначають головним чином витратою повітря – потужністю двигуна. Суттєвий вплив на розміри ТК дає також його конструктивна схема. Чим швидкохідніше двигун і чим досконаліше його конструкція, тим відносно більшу долю об'єму займає його агрегат наддуву, тим вище потреби до компактності цього агрегату.

Конструкція корпусних деталей має великий вплив на показники ТК. Вхід повітря в компресор повинен бути плавним, без різких поворотів з наростанням швидкості потоку по мірі його приближення до колеса компресора. Підводячий патрубок та глушник не повинні впливати на зміну поля швидкостей повітря на вході, інакше ККД компресора буде знижуватись і звузиться діапазон його стійкої роботи.

Рис. 3.3 – Рух робочого тіла в сопловому апарату турбокомпресору

3.2 Розрахунок турбокомпресору.

3.2.1 Вибір типорозміру турбокомпресору.
Вихідні дані для проектування турбокомпресору.
Двигун для якого проектується турбокомпресор, згідно ДСТУ 6Ч 23/30

Ефективна потужність двигуна, в кВт $P_e = 400$

Питома ефективна витрата пального, в кг/(кВт год) $b_e = 0.210$

Тиск повітря після компресору, в кПа $p_в = 135$

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 2.0$

Розрахунок допоміжних параметрів.

Густина навколишнього повітря, в кг/м^3

$$\rho_0 = \frac{p_0}{T_0 \cdot R_п}$$

де $R_п = 287.4$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала для повітря;

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$p_0 = 101.3$ кПа - тиск навколишнього повітря

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

Годинна витрата палива двигуном, в кг/год

$$B_г = P_e \cdot b_e = 400 \cdot 0.21 = 84$$

Годинна витрата повітря через двигун, в кг/год

$$G_г = \frac{1}{1-\nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_г$$

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;

$$G_Г = \frac{1}{1-\nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_г = \frac{1}{1-0.02} \cdot 2 \cdot 14.45 \cdot 84 = 2477.143$$

Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_S = \frac{G_Г}{3600} = \frac{2477.143}{3600} = 0.688$$

Секундна витрата повітря через компресор, в кг/с

$$G_к = G_s \cdot \beta_{вит}$$

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

$$G_к = G_s \cdot \beta_{вит} = 0.688 \cdot 1.015 = 0.698$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_к = \frac{p_в}{p_0 - \Delta p_к}$$

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

$$\pi_к = \frac{p_в}{p_0 - \Delta p_к} = \frac{135}{101.3 - 4} = 1.387$$

На основі отриманих результатів обираємо з графіку полів подач турбокомпресор, який найбільш задовільняє вимоги по величинам $G_к$ та $\pi_к$

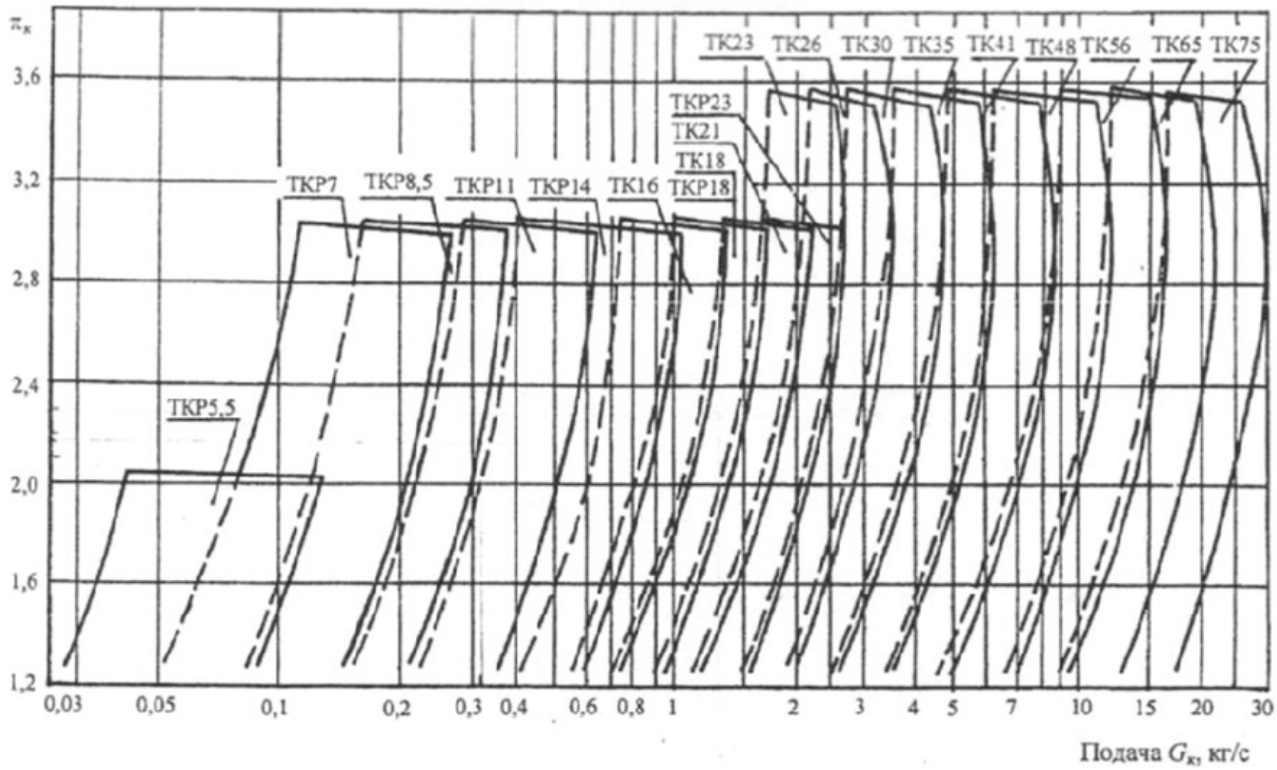


Рис. 3.4 - Поля подач основних моделей турбокомпресів

В нашому випадку найбільш оптимальним вибором турбокомпресора згідно графіку представленого на рисунку 1.1 є турбокомпресор моделі ТК-16

Задамося в першому наближені величиною температури повітря у на виході з компресору, згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $T`_в = (320...360)$ К

$$T'_в = 334.1$$

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

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

де $a = 20.95$

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

$$mC_V = a + b \cdot T'_в = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 334.1 = 22.35$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_S = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.35} = 1.372$$

Температура повітря на виході з компресора, в К

$$T_в = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_к^{\frac{k_s - 1}{k_s}} - 1}{\eta_к} \right)$$

де $\eta_к = 0.74$ - ККД компресора;

$$T_в = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_к^{\frac{k_s - 1}{k_s}} - 1}{\eta_к} \right) = 293 \cdot \left(1 + \frac{1.387^{\frac{1.372 - 1}{1.372}} - 1}{0.74} \right) = 329.764$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_в = \frac{\left| T_в - T'_в \right|}{T_в} \cdot 100 = \frac{\left| 329.764 - 334.1 \right|}{329.764} \cdot 100 = 1.315$$

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

Перепад між вхідною та вихідною температрою повітря, в К

$$\Delta T = T_в - T_0 = 329.764 - 293 = 36.764$$

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

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

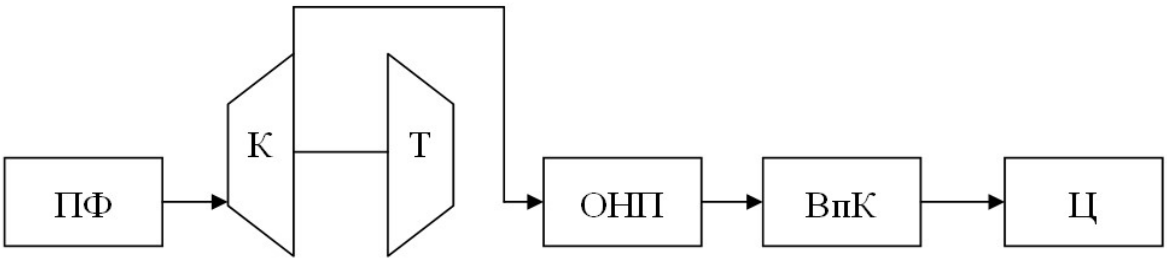


Рисунок 3.5 - Пропонована схема системи наддуву;
ПФ - повітряний фільтр; К - компресор; Т - турбіна; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; ВпК - впускний коллектор; Ц - циліндр

Густина повітря на виході з компресору, в кг/м^3

$$\rho_в = \frac{p_в \cdot 10^3}{T_в \cdot R_п} = \frac{135 \cdot 10^3}{329.764 \cdot 287.4} = 1.424$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна, в К

$$T_s = T_в - E_{онп} \cdot \Delta T$$

де $E_{онп} = 0.55$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача повітря; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $E_{онп} = (0{,}5...0{,}6)$

$$T_s = T_в - E_{онп} \cdot \Delta T = 329.8 - 0.6 \cdot 36.8 = 309.5$$

Тиск повітря у впускному колекторрі двигуна, в кПа

$$p_s = p_в - \Delta p_{онп}$$

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

$$p_s = p_в - \Delta p_{онп} = 135 - 3 = 132$$

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

$$\rho_s = \frac{p_s \cdot 10^3}{T_s \cdot R_п} = \frac{132 \cdot 10^3}{309.544 \cdot 287.4} = 1.484$$

Відносне збільшення густини повітря в компресорі, у %

$$\Delta\rho_{во} = \left(\frac{\rho_в}{\rho_0} - 1\right) \cdot 100 = \left(\frac{1.424}{1.203} - 1\right) \cdot 100 = 18.41$$

Відносна зміна густини повітря на впуску, у %

$$\Delta\rho_{sв} = \left(\frac{\rho_s}{\rho_в} - 1\right) \cdot 100 = \left(\frac{1.484}{1.424} - 1\right) \cdot 100 = 4.165$$

3.2.2 Розрахунок параметрів проточної частини компресору.

Вихідні дані для проектування проточної частини компресору

Витрата повітря через компресор (на основі попередніх розрахунків), в кг/с $G_к = 0.698$

Ступінь підвищення тиску (на основі попередніх розрахунків) $\pi_к = 1.387$

ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [5,ст 24] $\eta_к = 0.74$

Діаметр колеса на виході, в м $D_2 = 0.16$

Кількість лопаток колеса, з ряду чисел 12, 14, 16... $z_к = 12$

Кількість лопаток дифузору,з ряду чисел 13, 17, 19... $z_д = 13$

Розрахунок параметрів та показників компресору

Приймаємо згідно [5,ст 24] із діапазону значень, попереднє значення показника адіабати для повітря, в компресорі $k_к = (1,39...1,4)$

$$k_{к.пр} = 1.394$$

Температура після компресору при адіабатному стиску

$$T_{к.ад} = T_0 \cdot \pi_к^{\frac{k_{к.пр}-1}{k_{к.пр}}} = 293 \cdot 1.387^{\frac{1.394-1}{1.394}} = 321.414$$

Середня температура в процесі стиску в °С

$$t_{ср} = \frac{1}{2}\cdot\left(T_0 + T_{к.ад}\right) - 273 = \frac{1}{2}\cdot(293 + 321.414) - 273 = 34.207$$

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

$$\mu C_{Vm} = 20.95 + 419\cdot10^{-5}\cdot t_{ср} = 20.95 + 419\cdot10^{-5}\cdot34.207 = 21.093$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_к = 1 + \frac{8.314}{\mu C_{Vm}} = 1 + \frac{8.314}{21.093} = 1.394$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k_к = \frac{\left|k_{к.пр} - k_к\right|}{k_{к.пр}}\cdot100 = \frac{\left|1.394 - 1.394\right|}{1.394}\cdot100 = 0.011$$

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

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

$$L_к = \frac{R_п \cdot T_0 \cdot k_к}{k_к - 1} \cdot \frac{\left(\pi_к^{\frac{k_к - 1}{k_к}} - 1\right)}{\eta_к} = \frac{287.4 \cdot 293 \cdot 1.39}{1.39 - 1} \cdot \frac{1.39^{\frac{1.39-1}{1.39}} - 1}{0.74} = 39044.62$$

Коефіцієнт циркуляції

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

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопатей на виході; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону δ_2 = (0,001...0,002) м

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону k_{90} = (0,015...0,030)

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_к} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90} = 1 - \frac{\pi}{12} + \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.16} + 0.02 = 0.768$$

Коефіцієнт роботи

$$\mu_1 = \mu + \alpha_д$$

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

$$\mu_1 = \mu + \alpha_д = 0.768 + 0.05 = 0.818$$

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 в м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_к}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{3.904 \times 10^4}{0.818}} = 218.533$$

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

$$n_{тк} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60.000 \cdot 218.533}{\pi \cdot 0.160} = 26085.432$$

Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_к = 10^{-3} \cdot G_к \cdot L_к = 10^{-3} \cdot 0.698 \cdot 3.904 \times 10^4 = 27.269$$

Розрахунок вхідного пристрою та обертово-спрямовуючого апарату (ОСА)

Тиск перед компресором, в кПа

$$p_{а.вх} = p_0 - \Delta p_к = 101.3 - 4 = 97.3$$

Параметри потоку на вході:
- температура, в К

$$T_a = T_0 - \frac{(k_к - 1)\cdot c_a^{\,2}}{2\cdot k_к \cdot R_п}$$

де $c_a = 50$ м/с - швидкість повітря на вході в компресор; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $c_a = (30...70)$ м/с

$$T_a = T_0 - \frac{(k_к - 1)\cdot c_a^{\,2}}{2\cdot k_к \cdot R_п} = 293 - \frac{(1.394 - 1)\cdot 50^2}{2\cdot 1.394\cdot 287.4} = 291.77$$

- тиск, в кПа

$$p_a = p_{a.вх}\cdot\left(\frac{T_a}{T_0}\right)^{\frac{k_к - 1}{k_к}} = 97.3\cdot\left(\frac{291.77}{293}\right)^{\frac{1.394-1}{1.394}} = 97.184$$

- густина, в кг/м^3

$$\rho_a = \frac{10^3\cdot p_a}{R_п\cdot T_a} = \frac{10^3\cdot 97.184}{287.4\cdot 291.77} = 1.159$$

Прохідний переріз вхідного патрубка в м^2

$$f_a = \frac{G_к}{c_a\cdot\rho_a} = \frac{0.698}{50\cdot 1.159} = 0.012$$

Діаметр вхідного патрубка, в м

$$d_a = \sqrt{\frac{4\cdot f_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4\cdot 0.012}{\pi}} = 0.124$$

або в мм $d_a\cdot 10^3 = 0.124\cdot 10^3 = 123.878$

Швидкість на вході в колесо, в м/с

$$c_1 = c_{1.в}\cdot u_2$$

де $c_{1.в} = 0.3$ - відносна величина швидкості потоку на вході в колесо; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $c_{1.в} = (0,25...0,35)$.

$$c_1 = c_{1.в}\cdot u_2 = 0.3\cdot 218.533 = 65.56$$

Температура повітря перед колесом, в К

$$T_1 = T_a + \frac{\left(k_к - 1\right)\cdot\left(c_a{}^2 - c_1{}^2\right)}{2\cdot k_к\cdot R_п} = 291.77 + \frac{(1.39 - 1)\cdot\left(50^2 - 65.56^2\right)}{2\cdot 1.39\cdot 287.4} = 290.89$$

Втрати у вхідному пристрої, в Дж/кг

$$L_{г.вх} = \xi_{вх}\cdot\frac{c_1{}^2}{2}$$

де $\xi_{вх} = 0.05$ - коефіцієнт втрат у вхідному пристрої; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\xi_{вх}$ = (0,05...0,10)

$$L_{г.вх} = \xi_{вх}\cdot\frac{c_1{}^2}{2} = 0.05\cdot\frac{65.56^2}{2} = 107.452$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи

$$m_a = \frac{k_к}{k_к - 1} - \frac{L_{г.вх}}{R_п\cdot\left(T_1 - T_a\right)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{107.45}{287.4\cdot(290.89 - 291.77)} = 3.96$$

Показник політропи у вхідному пристрої

$$n_a = \frac{m_a}{m_a - 1} = \frac{3.96}{3.96 - 1} = 1.338$$

Тиск на вході в колесо, в кПа

$$p_1 = p_a\cdot\left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_a}{n_a - 1}} = 97.184\cdot\left(\frac{290.886}{291.77}\right)^{\frac{1.338}{1.338 - 1}} = 96.023$$

Густина на вході в колесо, в кг/м^3

$$\rho_1 = \frac{10^3\cdot p_1}{R_п\cdot T_1} = \frac{10^3\cdot 96.023}{287.4\cdot 290.886} = 1.149$$

Прохідний перетин колеса на вході, в м^2

$$f_1 = \frac{G_к}{\rho_1\cdot c_1} = \frac{0.698}{1.149\cdot 65.56} = 9.275\times 10^{-3}$$

Діаметр колеса на вході, в м

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9.275 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.109$$

або в мм $d_1 \cdot 10^3 = 0.109 \cdot 10^3 = 108.67$

Діаметр маточини, в м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2$$

$D_{0.в} = 0.2$ - відносна величина діаметра маточини колеса; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0{,}2...0{,}3)$

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2 = 0.2 \cdot 0.16 = 0.032$$

або в мм $D_0 \cdot 10^3 = 0.032 \cdot 10^3 = 32$

Відносний зовнішній діаметр колеса на вході,

$$D_{в.з} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi \cdot D_2^{\,2}} + D_{0.в}^{\,2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9.275 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.16^2} + 0.2^2} = 0.708$$

Висновок: отримане в результаті значення відносного зовнішнього діаметра колеса на вході, не виходить за допустимі межі $D_{в.з} = (0{,}55...0{,}77)$, тому розрахунок можна продовжити.

Зовнішній діаметр колеса на вході, в м

$$D_з = D_{в.з} \cdot D_2 = 0.708 \cdot 0.16 = 0.113$$

або в мм $D_з \cdot 10^3 = 0.113 \cdot 10^3 = 113.284$

Середній діаметр колеса на вході, в м

$$D_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(D_0^{\,2} + D_з^{\,2}\right)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(0.032^2 + 0.113^2\right)} = 0.083$$

або в мм $D_1 \cdot 10^3 = 0.083 \cdot 10^3 = 83.238$

Колова швидкість на середньому діаметрі, в м/с

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{тк}}{60} = \frac{\pi \cdot 0.083 \cdot 2.609 \times 10^4}{60} = 113.689$$

Відносна швидкість потоку на вході в ОСА, в м/с

$$w_1 = \sqrt{c_1^{\,2} + u_1^{\,2}} = \sqrt{65.56^2 + 113.689^2} = 131.238$$

Кут потоку на вході в колесо, в °

$$\beta_1 = \left(\frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_1}{u_1}\right)\cdot 180}{\pi} \right) = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{65.56}{113.689}\right)\cdot 180}{\pi} = 29.97$$

Розрахунок робочого колеса компресора

Втрати на вході в колесо, в Дж/кг

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2}$$

де $\xi_1 = 0.15$ - коефіцієнт втрат на вході у колесо; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\xi_1 = (0{,}1...0{,}2)$

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{131.238^2}{2} = 1291.751$$

Втрати при повороті потоку, в Дж/кг

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

де $\xi_2 = 0.15$ - коефіцієнт втрат при повороті потоку в колесі; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\xi_2 = (0{,}1...0{,}2)$

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{65.56^2}{2} = 322.357$$

Втрати на тертя між диском та газом, в Дж/кг

$$L_{rд} = \alpha_д \cdot u_2^2 = 0.05 \cdot 218.533^2 = 2387.829$$

Сумарна величина втрат на колесі, в Дж/кг

$$L_r = L_{r1} + L_{r2} + L_{rд} = 1291.751 + 322.357 + 2387.829 = 4001.937$$

Температура повітря на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{12}$$

де $\Delta T_{12} = \frac{\left(\mu_1 - \frac{\mu^2}{2}\right)\cdot\left(k_к - 1\right)\cdot u_2^2}{k_к \cdot R_п}$ К - підвищення температури повітря в колесі;

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{12} = 290.89 + \frac{\left(0.82 - \frac{0.77^2}{2}\right)\cdot(1.39 - 1)\cdot 218.53^2}{1.39\cdot 287.4} = 315.46$$

Коефіцієнт для визначення показника політропи на колесі

$$m_2 = \frac{k_к}{k_к - 1} - \frac{L_r}{R_п\cdot(T_2 - T_1)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{4\times 10^3}{287.4\cdot(315.46 - 290.89)} = 2.97$$

Показник політропи стиску повітря на колесі

$$n_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{2.97}{2.97 - 1} = 1.508$$

Тиск на виході з колеса, в кПа

$$p_2 = p_1\cdot\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 96.023\cdot\left(\frac{315.455}{290.886}\right)^{\frac{1.508}{1.508 - 1}} = 122.173$$

Густина повітря на виході, в кг/м^3

$$\rho_2 = \frac{10^3\cdot p_2}{R_п\cdot T_2} = \frac{10^3\cdot 122.173}{287.4\cdot 315.455} = 1.348$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi\cdot D_2}{z_к} = \frac{\pi\cdot 0.16}{12} = 0.042$$

або в мм $t_2\cdot 10^3 = 0.042\cdot 10^3 = 41.888$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{1.5\times 10^{-3}}{0.042} = 0.964$$

Радіальні складові абсолютної та відносної швидкостей, в м/с

$w_{2r} = c_1 = 65.56$

$c_{2r} = w_{2r} = 65.56$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$c_{2u} = \mu\cdot u_2 = 0.768\cdot 218.533 = 167.74$

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса, в м/с

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{65.56^2 + 167.74^2} = 180.097$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = c_{2u} - u_2 = 167.74 - 218.533 = -50.792$$

Відносна швидкість потоку на виході в м/с

$$w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{65.56^2 + (-50.792)^2} = 82.933$$

Кут виходу потоку при абсолютному русі в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)\cdot\frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{65.56}{167.74}\right)\cdot\frac{180}{\pi} = 21.348$$

Кут виходу потоку при відносному русі в °

$$\beta_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{2r}}{w_{2u}}\right)\cdot\frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{65.56}{-50.792}\right)\cdot\frac{180}{\pi} = -52.233$$

Кут відставання потоку, в °

$$\delta = 90 - \left|\beta_2\right| = 90 - \left|-52.233\right| = 37.767$$

Ширина лопаток на виході, в м

$$b_2 = \frac{G_к}{\pi\cdot D_2\cdot c_{2r}\cdot\tau_2\cdot\rho_2} = \frac{0.698}{\pi\cdot 0.160\cdot 65.560\cdot 0.964\cdot 1.348} = 0.016$$

або в мм $b_2\cdot 10^3 = 0.016\cdot 10^3 = 16.311$

Ступінь підвищення тиску в колесі

$$\pi_2 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{122.173}{96.023} = 1.272$$

Адіабатний ККД робочого колеса

$$\eta_{2.ад} = \frac{\left(\pi_2^{\frac{k_к-1}{k_к}} - 1\right)}{\left(\pi_2^{\frac{n_2-1}{n_2}} - 1\right)} = \frac{1.272^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1}{1.272^{\frac{1.508-1}{1.508}} - 1} = 0.834$$

Розрахунок безлопатевого дифузору

Зовнішній діаметр дифузору, в м

$$D_3 = D_{3.в} \cdot D_2$$

де $D_{3.в} = 1.10$ - відносна величина зовнішнього діаметру дифузору; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $D_{3.в} = (1,07...1,18)$

$$D_3 = D_{3.в} \cdot D_2 = 1.1 \cdot 0.16 = 0.176$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 0.176 \cdot 10^3 = 176$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_3 = b_{3.в} \cdot b_2$$

де $b_{3.в} = 0.97$ - відносна ширина дифузору на виході; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $b_{3.в} = (0,95...1,00)$

$$b_3 = b_{3.в} \cdot b_2 = 0.97 \cdot 0.016 = 0.016$$

або в мм $b_3 \cdot 10^3 = 0.016 \cdot 10^3 = 15.822$

Відносна величина зміни щільності повітря в дифузорі, задаємося попереднім значенням в першому наближенні

$$\rho_{32.в.пр} = 0.992$$

Швидкість потоку на виході із дифузору, в м/с

$$c_3 = \frac{c_2 \cdot \tau_2 \cdot D_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} \cdot \rho_{32.в.пр} = \frac{180.1 \cdot 0.96 \cdot 0.16}{0.18} \cdot \frac{0.02}{0.02} \cdot 0.99 = 161.44$$

Температура потоку на виході, в К

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{23}$$

де $\Delta T_{23} = \frac{(k_к - 1) \cdot (c_2^2 - c_3^2)}{2 \cdot k_к \cdot R_п}$ К - підвищення температури повітря в колесі;

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{23} = 315.46 + \frac{(1.39 - 1) \cdot (180.1^2 - 161.44^2)}{2 \cdot 1.39 \cdot 287.4} = 318.59$$

Тиск на виході з дифузору, в кПа

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3-1}{n_3}}$$

де $n_3 = 1.95$ - показник політропи процесу стиску в дифузорі; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $n_3 = (1,9...2,0)$

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3-1}{n_3}} = 122.173 \cdot \left(\frac{318.589}{315.455}\right)^{\frac{1.95-1}{1.95}} = 122.763$$

Щільність повітря на виході, в кг/м^3

$$\rho_3 = \frac{p_3 \cdot 10^3}{R_п \cdot T_3} = \frac{122.763 \cdot 10^3}{287.4 \cdot 318.589} = 1.341$$

Перевірка величини зміни відносної щільності

$$\rho_{32.в} = \frac{\rho_3}{\rho_2} = \frac{1.341}{1.348} = 0.995$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %

$$\Delta\rho_{32.в} = \frac{\left|\rho_{32.в.пр} - \rho_{32.в}\right|}{\rho_{32.в.пр}} \cdot 100 = \frac{\left|0.992 - 0.995\right|}{0.992} \cdot 100 = 0.297$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta\rho_{32.в}] < 3$ %, тому розрахунок можна продовжити далі.

Втрати у щілинному дифузорі, в Дж/кг

$$L_{r3} = R_п \cdot A \cdot \left(T_3 - T_2\right)$$

де $A = \left[\frac{k_к}{\left(k_к - 1\right)} - \frac{n_3}{\left(n_3 - 1\right)}\right] = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.95}{1.95 - 1} = 1.484$

$$L_{r3} = R_п \cdot A \cdot \left(T_3 - T_2\right) = 287.4 \cdot 1.484 \cdot (318.589 - 315.455) = 1336.989$$

Ступінь підвищення тиску у щілинному дифузорі

$$\pi_3 = \frac{p_3}{p_2} = \frac{122.763}{122.173} = 1.005$$

Адіабатний ККД щілинного дифузору

$$\eta_{3.ад} = \frac{\left(\pi_3^{\frac{k_к-1}{k_к}} - 1\right)}{\left(\pi_3^{\frac{n_3-1}{n_3}} - 1\right)} = \frac{1.005^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1}{1.005^{\frac{1.95-1}{1.95}} - 1} = 0.58$$

Розрахунок лопатевого дифузору

Зовнішній діаметр лопатевого дифузору, в м

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2$$

де $D_{4.в} = 1.6$ - відносна величина зовнішнього діаметру лопатевого дифузору; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $D_{4.в} = (1{,}4...1{,}8)$

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2 = 1.6 \cdot 0.16 = 0.256$$

або в мм $D_4 \cdot 10^3 = 0.256 \cdot 10^3 = 256$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_4 = b_3 + \frac{1}{2} \cdot (D_4 - D_3) \cdot \tan(\theta)$$

де $\theta = 0$ ° - кут розкриття дифузору в меридіальній площині; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\Theta = (0...6)°$

$$\Delta b_{34} = \frac{(D_4 - D_3)}{2} \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \frac{0.256 - 0.176}{2} \cdot \tan\left(0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0$$

$$b_4 = b_3 + \Delta b_{34} = 0.016 + 0 = 0.016$$

або в мм $b_4 \cdot 10^3 = 0.016 \cdot 10^3 = 15.822$

Кут потоку на вході в дифузор, в °

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23}$$

де $\Delta\alpha_{23} = 0$ ° - величина зміни кута потоку; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{23} = (0...3)°$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23} = 21.348 + 0 = 21.348$$

Кут виходу потоку, в °

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34}$$

де $\Delta\alpha_{34} = 12$ ° - величина зміни кута потоку; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{34} = (10...18)$°

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34} = 21.348 + 12 = 33.348$$

Крок лопаток на вході, в м

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_д} = \frac{\pi \cdot 0.176}{13} = 0.043$$

або в мм $t_3 \cdot 10^3 = 0.043 \cdot 10^3 = 42.532$

Коефіцієнт загромадження перетину на вході

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3}$$

де $\delta_3 = 0.002$ м - товщина лопаток на вході; згідно [5,ст 24] вибирається з діапазону $\delta_3 = (0{,}0015...0{,}0025)$ м

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3} = 1 - \frac{2 \times 10^{-3}}{0.043} = 0.953$$

Прохідний перетин на вході в дифузор, в м^2

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot B$$

де $B = \sin\left(\alpha_3 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(21.348 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.364$

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot B = \pi \cdot 0.176 \cdot 0.016 \cdot 0.953 \cdot 0.364 = 3.035 \times 10^{-3}$$

Швидкість потоку на вході в дифузор, в м/с

$$c_{3д} = \frac{G_к}{f_3 \cdot \rho_3} = \frac{0.698}{3.035 \times 10^{-3} \cdot 1.341} = 171.642$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_д}$$

де $\delta_4 = 0.015$ м - товщина лопаток на виході із дифузору; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_4 = (0{,}015...0{,}025)$ м

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_д} = \frac{\pi \cdot 0.256}{13} = 0.062$$

або в мм $t_4 \cdot 10^3 = 0.062 \cdot 10^3 = 61.865$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4}{t_4} = 1 - \frac{0.015}{0.062} = 0.758$$

Прохідний перетин на виході, в м^2

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot B$$

де $B = \sin\left(\alpha_4 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(33.348 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.55$

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot B = \pi \cdot 0.256 \cdot 0.016 \cdot 0.758 \cdot 0.55 = 5.299 \times 10^{-3}$$

Дифузорність каналів лопатевого дифузору

$$f_д = \frac{f_4}{f_3} = \frac{5.299 \times 10^{-3}}{3.035 \times 10^{-3}} = 1.746$$

Коефіцієнти безрозмірного рівняння збереження енергії

$$\sigma = \frac{\left(k_к - 1\right) \cdot {c_{3д}}^2}{2 \cdot k_к \cdot R_п \cdot T_3} = \frac{(1.394 - 1) \cdot 171.642^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4 \cdot 318.589} = 0.045$$

$$q = \left(\frac{1}{f_д}\right)^2 = \left(\frac{1}{1.746}\right)^2 = 0.328$$

$$m = \frac{2}{n_4 - 1}$$

де $n_4 = 1.65$ - показник політропи процесу стиску в лопатковому дифузорі; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $n_4 = (1{,}6...1{,}7)$

$$m = \frac{2}{n_4 - 1} = \frac{2}{1.65 - 1} = 3.077$$

Ступінь підвищення температури в дифузорі.

Для визначення даного показника, задамося його значенням, в першому наближенні $\beta = 1.000$

На основі заданої величини, шляхом послідовних наближень знайдемо таке рішення наступного рівняння, при якому воно дорівнює = 0

В нашому випадку:

$\beta = 1.031956$

$$\frac{\beta - 1}{\sigma} + \frac{q}{\beta^{m}} - 1 = \frac{1.032 - 1}{0.045} + \frac{0.328}{1.032^{3.077}} - 1 = 0$$

Висновок: Таким чином, в результаті проведених розрахунків, отримане значення ступеня підвищення температури в дифузорі співпадає із заданим на початку розрахунку. Розрахунок можна продовжити далі.

Температутра повітря на виході, в К

$$T_4 = \beta \cdot T_3 = 1.032 \cdot 318.589 = 328.77$$

Швидкість потоку на виході з дифузору, в м/с

$$c_4 = c_{3д} \cdot \sqrt{1 - \frac{\beta - 1}{\sigma}} = 171.642 \cdot \sqrt{1 - \frac{1.032 - 1}{0.045}} = 93.607$$

Тиск повітря на виході, в кПа

$$p_4 = p_3 \cdot \beta^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 122.763 \cdot 1.032^{\frac{1.65}{1.65 - 1}} = 132.968$$

Щільність повітря, в кг/м^3

$$\rho_4 = \frac{10^3 \cdot p_4}{R_п \cdot T_4} = \frac{10^3 \cdot 132.968}{287.4 \cdot 328.77} = 1.407$$

Втрати в лопатевому дифузорі, Дж/кг

$$L_{r4} = R_п \cdot A \cdot (T_4 - T_3)$$

$$\text{де } A = \left(\frac{k_к}{k_к - 1} - \frac{n_4}{n_4 - 1} \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.65}{1.65 - 1} = 0.999$$

$$L_{r4} = R_п \cdot A \cdot (T_4 - T_3) = 287.4 \cdot 0.999 \cdot (328.77 - 318.589) = 2921.945$$

Ступінь підвищення тису в лопатевому дифузорі

$$\pi_4 = \frac{p_4}{p_3} = \frac{132.968}{122.763} = 1.083$$

Адіабатний ККД лопатевого дифузору

$$\eta_{4.ад} = \frac{\left(\pi_4^{\frac{k_к-1}{k_к}} - 1\right)}{\left(\pi_4^{\frac{n_4-1}{n_4}} - 1\right)} = \frac{1.083^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1}{1.083^{\frac{1.65-1}{1.65}} - 1} = 0.714$$

Розрахунок збірного завитка

Температура потоку на виході з компресора, в К

$$T_5 = T_4 + \Delta T_{45}$$

де $c_5 = 65$ м/с - приймаємо величину швидкості потоку на виході з компресора; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $c_5 = (50...80)$ м/с

$$\Delta T_{45} = \frac{\left(k_к - 1\right)\cdot\left(c_4^2 - c_5^2\right)}{2\cdot k_к \cdot R_п} = \frac{(1.394 - 1)\cdot\left(93.607^2 - 65^2\right)}{2\cdot 1.394\cdot 287.4} = 2.232$$

$$T_5 = T_4 + \Delta T_{45} = 328.77 + 2.232 = 331.002$$

Тиск на виході, в кПа

$$p_5 = p_4\cdot\left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$$

де $n_5 = 1.95$ - показник політропи процесу стиску в збірному завитку; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $n_5 = (1,9...2,0)$

$$p_5 = p_4\cdot\left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{n_5}{n_5-1}} = 132.968\cdot\left(\frac{331.002}{328.77}\right)^{\frac{1.95}{1.95-1}} = 134.827$$

Щільність повітря на виході, в кг/м^3

$$\rho_5 = \frac{10^3\cdot p_5}{R_п\cdot T_5} = \frac{10^3\cdot 134.827}{287.4\cdot 331.002} = 1.417$$

Прохідний перетин вихідного патрубка, в м^2

$$f_5 = \frac{G_к}{c_5 \cdot \rho_5} = \frac{0.698}{65 \cdot 1.417} = 7.581 \times 10^{-3}$$

Втрати у вихідному пристрої, в Дж/кг

$$L_{r5} = R_п \cdot A \cdot (T_5 - T_4)$$

де $A = \left(\frac{k_к}{k_к - 1} - \frac{n_5}{n_5 - 1} \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.95}{1.95 - 1} = 1.484$

$$L_{r5} = R_п \cdot A \cdot (T_5 - T_4) = 287.400 \cdot 1.484 \cdot (331.002 - 328.770) = 952.097$$

Ступінь підвищення тиску в завитку

$$\pi_5 = \frac{p_5}{p_4} = \frac{134.827}{132.968} = 1.014$$

Адіабатний ККД завитка

$$\eta_{5.ад} = \frac{\left(\pi_5^{\frac{k_к - 1}{k_к}} - 1 \right)}{\left(\pi_5^{\frac{n_5 - 1}{n_5}} - 1 \right)} = \frac{1.014^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1}{1.014^{\frac{1.95 - 1}{1.95}} - 1} = 0.579$$

Розрахунок параметрів стиснутого повітря і ККД компресора
Температура загальмованого потоку на виході, в К

$$T_к = T_5 + \frac{(k_к - 1) \cdot c_5^2}{2 \cdot k_к \cdot R_п} = 331.002 + \frac{(1.394 - 1) \cdot 65^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 333.08$$

Тиск загальмованого потоку, в кПа

$$p_к = p_5 \cdot \left(\frac{T_к}{T_5} \right)^{\frac{k_к}{k_к - 1}} = 134.827 \cdot \left(\frac{333.08}{331.002} \right)^{\frac{1.394}{1.394 - 1}} = 137.845$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \frac{p_к}{p_0 - \Delta p_к} = \frac{137.845}{101.3 - 4} = 1.417$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta\pi_k = \frac{\left|\pi_к - \pi_k\right|}{\pi_к}\cdot 100 = \frac{\left|1.387 - 1.417\right|}{1.387}\cdot 100 = 2.107$$

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

Питома адіабатна робота компресора, в Дж/кг

$$L_{к.ад} = R_п \cdot T_0 \cdot A$$

$$\text{де } A = \frac{k_к}{k_к - 1}\cdot\left(\pi_k^{\frac{k_к - 1}{k_к}} - 1\right) = \frac{1.394}{1.394 - 1}\cdot\left(1.417^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1\right) = 0.366$$

$$L_{к.ад} = R_п \cdot T_0 \cdot A = 287.4\cdot 293\cdot 0.366 = 30825.241$$

Сумарна енергія на подолання опорів, в Дж/кг

$$L_{гк} = L_{r.вх} + L_r + L_{r3} + L_{r4} + L_{r5}$$

$$L_{гк} = \sum\begin{pmatrix} L_{r.вх} \\ L_r \\ L_{r3} \\ L_{r4} \\ L_{r5} \end{pmatrix} = \sum\begin{pmatrix} 107.452 \\ 4001.937 \\ 1336.989 \\ 2921.945 \\ 952.097 \end{pmatrix} = 9320.421$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи в компресорі

$$m_к = \frac{k_к}{k_к - 1} - \frac{L_{гк}}{R_п\cdot\left(T_к - T_0\right)} = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{9.32\times 10^3}{287.4\cdot(333.08 - 293)} = 2.728$$

Показник політпропи стиску повітря в компресорі

$$n_к = \frac{m_к}{m_к - 1} = \frac{2.728}{2.728 - 1} = 1.579$$

Робота компресора при політропному стиску, в Дж/кг

$$L_{п.к} = R_п \cdot T_0 \cdot A$$

$$A = \frac{n_к}{n_к - 1} \cdot \left(\pi_к^{\frac{n_к - 1}{n_к}} - 1 \right) = \frac{1.579}{1.579 - 1} \cdot \left(1.417^{\frac{1.579 - 1}{1.579}} - 1 \right) = 0.372$$

$$L_{п.к} = R_п \cdot T_0 \cdot A = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.372 = 31287.36$$

Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{к.ад} = \frac{L_{к.ад}}{L_{п.к} + L_{гк}} = \frac{3.083 \times 10^4}{3.129 \times 10^4 + 9.32 \times 10^3} = 0.759$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta\eta_{к.ад} = \frac{\left|\eta_к - \eta_{к.ад}\right|}{\eta_к} \cdot 100 = \frac{\left|0.74 - 0.759\right|}{0.74} \cdot 100 = 2.581$$

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

3.2.3 Розрахунок проточної частини турбіни

Вихідні дані для розрахунку

ККД газової турбіни по ГОСТ 9658-81	$\eta_{т.пр} = 0.73$
Температура газів перед турбіною, в К	$T_т = 925$
Опір тракту на виході з турбіни, в кПа	$\Delta p_т = 2$
Кількість лопаток соплового апарату	$z_с = 13$
Кількість лопаток робочого колеса	$z_к = 12$
Частота обертання ротора, хв$^{-1}$	$n_{тк} = 26085$
Коефіцієнт витоку продувного повітря	$\nu = 0.009$
Газова стала для відпрацьованих газів, в Дж/(кг К)	$R_т = 207.585$
Коефіцієнт швидкості	$\phi = 0.95$

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_{т.пр} = P_к = 27.269$$

Витрата газів через турбіну, в кг/с

$$G_т = 1.01 \cdot G_к = 1.01 \cdot 0.698 = 0.705$$

Розрахунок основних параметрів та показників турбіни
Тиск на виході з турбіни, в кПа

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

Питома адіабатна робота турбіни, в Дж/кг

$$L_{т.ад} = \frac{10^3 \cdot P_{т.пр}}{G_т \cdot \eta_{т.пр}} = \frac{10^3 \cdot 27.269}{0.705 \cdot 0.73} = 52956.22$$

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

$$k_{т.пр} = 1.327$$

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_т = \frac{1}{(1 - A)^{\frac{k_{т.пр}}{k_{т.пр} - 1}}}$$

де $A = \frac{(k_{т.пр} - 1) \cdot L_{т.ад}}{k_{т.пр} \cdot R_т \cdot T_т} = \frac{(1.327 - 1) \cdot 5.296 \times 10^4}{1.327 \cdot 207.585 \cdot 925} = 0.068$

$$\pi_т = \frac{1}{(1 - A)^{\frac{k_{т.пр}}{k_{т.пр} - 1}}} = \frac{1}{(1 - 0.068)^{\frac{1.327}{1.327 - 1}}} = 1.331$$

Температура після турбіни при адіабатному розширенні, в К

$$T_{2.ад} = T_т \cdot \left(\frac{1}{\pi_т}\right)^{\frac{k_{т.пр} - 1}{k_{т.пр}}} = 925 \cdot \left(\frac{1}{1.331}\right)^{\frac{1.327 - 1}{1.327}} = 862.137$$

Середня темепература газів у процесі розширення, в ^oC

$$t_{ср} = \frac{1}{2} \cdot (T_т + T_{2.ад}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (925 + 862.137) - 273 = 620.568$$

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_T = \frac{\alpha}{1-\nu} = \frac{2}{1-9\times10^{-3}} = 2.018$$

Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{П.З} = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_T} = 21.03 + \frac{2.14}{2.018} = 22.09$$

$$b_{П.З} = \left(427 + \frac{184}{\alpha_T}\right)\cdot10^{-5} = \left(427 + \frac{184}{2.018}\right)\cdot10^{-5} = 5.182\times10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при V=const

$$\mu C_V = a_{П.З} + b_{П.З}\cdot t_{ср} = 22.09 + 5.182\times10^{-3}\cdot620.568 = 25.306$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_T = 1 + \frac{8.314}{\mu C_V} = 1 + \frac{8.314}{25.306} = 1.329$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k = \frac{\left|k_{T.пр} - k_T\right|}{k_{T.пр}}\cdot100 = \frac{\left|1.327 - 1.329\right|}{1.327}\cdot100 = 0.116$$

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

Тиск газів перед турбіною, в кПа

$$p_T = \pi_T\cdot p_2 = 1.331\cdot103.3 = 137.448$$

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

$$c_0 = \sqrt{2\cdot L_{T.ад}} = \sqrt{2\cdot5.296\times10^4} = 325.442$$

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...0,65).

$$u_1 = u_{1.в}\cdot c_0 = 0.6\cdot325.442 = 195.265$$

Діаметр колеса турбіни, в м

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n_{тк}} = \frac{60 \cdot 195.265}{\pi \cdot 2.609 \times 10^4} = 0.143$$

або в мм $D_1 \cdot 10^3 = 0.143 \cdot 10^3 = 142.964$

Розрахунок соплового апарату (СА)

Ступінь реактивності турбіни. Приймаємо згідно [5,ст 25] з діапазону $\rho_т = (0{,}45...0{,}55)$.

$$\rho_т = 0.55$$

Робота адіабатного розширення газів в СА, в Дж/кг

$$L_{с.ад} = \left(1 - \rho_т\right) \cdot L_{т.ад} = (1 - 0.55) \cdot 52956.22 = 23830.299$$

Тиск газів на виході із СА, в кПа

$$p_1 = p_т \cdot \left[1 - \frac{\left(k_т - 1\right) \cdot L_{с.ад}}{k_т \cdot R_т \cdot T_т}\right] = 137.45 \cdot \left[1 - \frac{(1.33 - 1) \cdot 2.38 \times 10^4}{1.33 \cdot 207.59 \cdot 925}\right] = 133.23$$

Швидкість на виході із СА при надкритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_т}{k_т + 1} \cdot R_т \cdot T_т} = 0.95 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1.329}{1.329 + 1} \cdot 207.585 \cdot 925} = 444.685$$

Швидкість на виході із СА при докритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{1 - \rho_т} \cdot c_0 = 0.95 \cdot \sqrt{1 - 0.55} \cdot 325.442 = 207.397$$

Температура газів на виході із сопла, в К

$$T_1 = T_т - \frac{c_1^2 \cdot \left(k_т - 1\right)}{2 \cdot R_т \cdot k_т} = 925 - \frac{207.397^2 \cdot (1.329 - 1)}{2 \cdot 207.585 \cdot 1.329} = 899.379$$

Щільність газів, в кг/м^3

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_т \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 133.23}{207.585 \cdot 899.379} = 0.714$$

Прохідний перетин соплового апарату, в м^2

$$f_1 = \frac{G_т}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.705}{0.714 \cdot 207.397} = 4.766 \times 10^{-3}$$

Внутрішній діаметр соплового апарату, в м

$$D_c = D_{с.в} \cdot D_1$$

де $D_{c.в} = 1.1$ - відносний внутрішній діаметр СА; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $D_{c.в} = (1{,}05...1{,}10)$

$$D_c = D_{c.в} \cdot D_1 = 1.1 \cdot 0.143 = 0.157$$

або в мм $D_c \cdot 10^3 = 0.157 \cdot 10^3 = 157.261$

Крок решітки СА на внутрішньому діаметрі, в м

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c} = \frac{\pi \cdot 0.157}{13} = 0.038$$

або в мм $t_c \cdot 10^3 = 0.038 \cdot 10^3 = 38.004$

Коефіцієнт загромадження соплового апарату

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c}$$

де $\delta_c = 0.0017$ - товщина лопаток СА на виході; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_c = (0{,}0015...0{,}0020)$ м

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c} = 1 - \frac{1.7 \times 10^{-3}}{0.038} = 0.955$$

Ширина соплової решітки, в м

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin(\alpha_1)}$$

де $\alpha_1 = 15$ ° - кут виходу потоку; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\alpha_1 = (14...19)^o$

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{4.766 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.157 \cdot 0.955 \cdot \sin\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.039$$

або в мм $b_c \cdot 10^3 = 0.039 \cdot 10^3 = 39.019$

Розрахунок робочого колеса (РК) турбіни
Радіальні складові швидкостей c_1 та w_1 на вході в РК, в м/с

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 207.397 \cdot \sin\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 53.678$$

$$w_{1r} = c_{1r} = 53.678$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 207.397 \cdot \cos\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 200.331$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 200.331 - 195.265 = 5.065$$

Відносна швидкість входу потоку на РК, в м/с

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1r}^2} = \sqrt{5.065^2 + 53.678^2} = 53.917$$

Кут входу потоку на РК при відносному русі, в ^{o}

$$\beta_1 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{1r}}{w_{1u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{53.678}{5.065}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 84.609$$

Ступінь радіальності турбіни, попереднє оцінювання

$$r_{пр} = 0.665$$

Відносна швидкість виходу потоку з РК, в м/с

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + \rho_т \cdot c_0^2 - \left(1 - r_{пр}^2\right) \cdot u_1^2}$$

де $\psi = 0.9$ - швидкісний коефіцієнт; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\psi = 0{,}85...0{,}95$

$$C = \rho_т \cdot c_0^2 = 0.55 \cdot 325.442^2 = 5.825 \times 10^4$$

$$D = \left(1 - r_{пр}^2\right) \cdot u_1^2 = \left(1 - 0.665^2\right) \cdot 195.265^2 = 2.127 \times 10^4$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + C - D} = 0.9 \cdot \sqrt{53.917^2 + 5.825 \times 10^4 - 2.127 \times 10^4} = 179.756$$

Температура газів на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12}$$

$$\Delta T_{12} = \frac{\rho_T \cdot {c_0}^2 - {w_2}^2 \cdot \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)}{\left(\frac{2 \cdot k_T \cdot R_T}{k_T - 1}\right)} = \frac{0.55 \cdot 325.44^2 - 179.76^2 \cdot \left(\frac{1}{0.9^2} - 1\right)}{\frac{2 \cdot 1.33 \cdot 207.59}{1.33 - 1}} = 30.18$$

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12} = 899.379 - 30.183 = 869.196$$

Щільність газів на виході з РК, в кг/м^3

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_T \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 103.3}{207.585 \cdot 869.196} = 0.573$$

Прохідний перетин робочих лопаток на виході, в м^2

$$f_2 = \frac{G_T}{\left(1 + \xi_{вт}\right) \cdot \rho_2 \cdot w_2}$$

де $\xi_{вт} = 0.025$ - коефіцієнт втрат газів у радіальному зазорі; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\xi_{вт}$ = (0,02...0,03)

$$f_2 = \frac{G_T}{\left(1 + \xi_{вт}\right) \cdot \rho_2 \cdot w_2} = \frac{0.705}{(1 + 0.025) \cdot 0.573 \cdot 179.756} = 6.687 \times 10^{-3}$$

Середній діаметр РК на виході, в м

$$D_{2.пр} = D_1 \cdot r_{пр} = 0.143 \cdot 0.665 = 0.095$$

або в мм $D_{2.пр} \cdot 10^3 = 0.095 \cdot 10^3 = 95.071$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_{2.пр}}{z_к} = \frac{\pi \cdot 0.095}{12} = 0.025$$

або в мм $t_2 \cdot 10^3 = 0.025 \cdot 10^3 = 24.89$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2}$$

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопаток РК на виході; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0{,}001...0{,}002)$ м

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1.000 - \frac{0.002}{0.025} = 0.940$$

Висота робочих лопаток на виході з РК, в м

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.пр} \cdot \tau_2 \cdot \sin(\beta_2)}$$

де $\beta_2 = 32$ ^{o} - кут лопаток на виході; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\beta_2 = (30...35)^{o}$

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.пр} \cdot \tau_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{6.687 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.095 \cdot 0.94 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.045$$

або в мм $l_2 \cdot 10^3 = 0.045 \cdot 10^3 = 44.96$

Діаметр маточини колеса турбіни, в м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1$$

де $D_{0.в} = 0.27$ - відносний діаметр маточини колеса турбіни; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0{,}2...0{,}3)$ м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1 = 0.27 \cdot 0.143 = 0.039$$

або в мм $D_0 \cdot 10^3 = 0.039 \cdot 10^3 = 38.6$

Зовнішній діаметр колеса на виході, в м

$$D_з = D_0 + 2 \cdot l_2 = 0.039 + 2 \cdot 0.045 = 0.129$$

або в мм $D_з \cdot 10^3 = 0.129 \cdot 10^3 = 128.521$

Середній діаметр колеса на виході, (уточнене значення), в м

$$D_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(D_0^{\,2} + D_з^{\,2}\right)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(0.039^2 + 0.129^2\right)} = 0.095$$

або в мм $D_2 \cdot 10^3 = 0.095 \cdot 10^3 = 94.888$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta D_2 = \frac{\left|D_{2.пр} - D_2\right|}{D_{2.пр}} \cdot 100 = \frac{\left|0.095 - 0.095\right|}{0.095} \cdot 100 = 0.193$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta D_2] < 3$ %, тому розрахунок можна продовжити далі.

Уточнення ступеня радіальності

$$r = \frac{D_2}{D_1} = \frac{0.095}{0.143} = 0.664$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta r = \frac{\left|r_{пр} - r\right|}{r_{пр}} \cdot 100 = \frac{\left|0.665 - 0.664\right|}{0.665} \cdot 100 = 0.193$$

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

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2, в м/с

$$u_2 = r \cdot u_1 = 0.664 \cdot 195.265 = 129.601$$

Осьові складові швидкостей c_2 та w_2, в м/с

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 179.756 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 95.256$$

$$c_{2a} = w_{2a} = 95.256$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 179.756 \cdot \cos\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 152.442$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2 = 152.442 - 129.601 = 22.841$$

Абсолютна швидкість виходу потоку з РК

$$c_2 = \sqrt{{c_{2a}}^2 + {c_{2u}}^2} = \sqrt{95.256^2 + 22.841^2} = 97.956$$

Кут виходу потоку з колеса в абсолютному русі, в ^{o}

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right)\cdot\frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{95.256}{22.841}\right)\cdot\frac{180}{\pi} = 76.516$$

Розрахунок ККД та потужності газової турбіни
Втрати в сопловому апараті, в Дж/кг

$$L_{rc} = \left(1 - \phi^2\right)\cdot L_{c.ад} = \left(1 - 0.95^2\right)\cdot 23830.299 = 2323.454$$

Втрати в робочому колесі, в Дж/кг

$$L_{rk} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)\cdot\frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0.9^2} - 1\right)\cdot\frac{179.756^2}{2} = 3789.717$$

Втрати з вихідною швидкістю, в Дж/кг

$$L_{rc2} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{97.956^2}{2} = 4797.735$$

Середня щільність газів у РК, в кг/м^3

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{0.714 + 0.573}{2} = 0.643$$

Втрати на тертя і вентиляцію, в Дж/кг

$$L_{тв} = \beta_{тв}\cdot\frac{D_1^2}{G_т}\cdot\left(\frac{u_1}{100}\right)^3\cdot\rho$$

де $\beta_{тв} = 4$ - коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\beta_{тв}$= 3...5 кДж м/(кг с)

$$L_{тв} = \beta_{тв}\cdot\frac{D_1^2}{G_т}\cdot\left(\frac{u_1}{100}\right)^3\cdot\rho\cdot 10^3 = 4\cdot\frac{0.143^2}{0.705}\cdot\left(\frac{195.265}{100}\right)^3\cdot 0.643\cdot 10^3 = 554.892$$

Втрати на перетікання в радіальному зазорі, в Дж/кг

$$L_{вт} = \xi_{вт}\cdot\frac{c_0^2}{2} = 0.025\cdot\frac{325.442^2}{2} = 1323.906$$

Загальні внутрішні втрати в турбіні, в Дж/кг

$$L_{гт} = L_{rc} + L_{rk} + L_{rc2} + L_{тв} + L_{вт}$$

$$L_{гт} = \sum \begin{pmatrix} L_{rc} \\ L_{rk} \\ L_{rc2} \\ L_{тв} \\ L_{вт} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2.323 \times 10^3 \\ 3.79 \times 10^3 \\ 4.798 \times 10^3 \\ 554.892 \\ 1.324 \times 10^3 \end{pmatrix} = 1.279 \times 10^4$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{L_{гт}}{L_{т.ад}} = 1 - \frac{1.279 \times 10^4}{5.296 \times 10^4} = 0.758$$

ККД турбіни

$$\eta_т = \eta_{oi} \cdot \eta_{мт}$$

де $\eta_{мт} = 0.97$ - механічний ККД турбокомпресора; згідно [5,ст 25] вибирається з діапазону $\eta_{мт}$= (0,94...0,97)

$$\eta_т = \eta_{oi} \cdot \eta_{мт} = 0.758 \cdot 0.97 = 0.736$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta\eta_т = \frac{\left|\eta_{т.пр} - \eta_т\right|}{\eta_{т.пр}} \cdot 100 = \frac{\left|0.73 - 0.736\right|}{0.73} \cdot 100 = 0.785$$

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

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_т = 10^{-3} \cdot G_т \cdot L_{т.ад} \cdot \eta_т = 10^{-3} \cdot 0.705 \cdot 5.296 \times 10^4 \cdot 0.736 = 27.483$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta P_т = \frac{\left|P_{т.пр} - P_т\right|}{P_{т.пр}} \cdot 100 = \frac{\left|27.269 - 27.483\right|}{27.269} \cdot 100 = 0.785$$

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

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано шляхи форсування поршневих двигунів внутрішнього згоряння. Основним з них залишається застосування газотурбінного наддуву, що не лише дає приріст потужності для двигуна а також підвищує ефективність робочого циклу, завдяки більш ефективного використання енергії відпрацьованих газів. Враховано переваги та недоліки від застосування газотурбінного наддуву. Розроблено схему модифікації системи впуску-випуску для проектованого двигуна, що передбачає встановлення елементів системи наддуву. Виконано розрахунок термодинамічних параметрів робочого тіла під час руху через сопловий апарат компресора та турбіни, а також визначено його геометричні розміри.

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.

І-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.

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

ІІІ-а група представляють окисли азоту, NOx

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологичних 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;

д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів
Початкові дані для розрахунку

$P_{екс} = 400$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.210$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.0$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{пов} = b_e \cdot P_{екс} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.21 \cdot 400 \cdot 2 \cdot 14.45 = 2427.6$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{вг} = \frac{G_{пов}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{2427.6}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot 14.45} \right) = 0.698$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м^3

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

де $\rho_{вг.0} = 1.31$ кг/м^3 - густина відпрацьованих газів;

$T_{вг} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{вг} = \frac{\rho_{вг.0}}{1 + \frac{T_{вг}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м^3/с

$$Q_{вг} = \frac{G_{вг}}{\rho_{вг}} = \frac{0.698}{0.35} = 1.996$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.21 \cdot 22.6 = 4.746$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.746 \cdot 400}{3600} = 0.527$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.21 \cdot 40.9 = 8.589$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.589 \cdot 400}{3600} = 0.954$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.21 \cdot 10.5 = 2.205$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.205 \cdot 400}{3.6 \times 10^3} = 0.245$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.21 \cdot 5.6 = 1.176$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.176 \cdot 400}{3.6 \times 10^3} = 0.131$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{C} = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.21 \cdot 7.6 = 1.596$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_{C} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.596 \cdot 400}{3.6 \times 10^3} = 0.177$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{тк} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.527 \\ 0.954 \\ 0.245 \\ 0.131 \\ 0.177 \end{pmatrix} = 2.035$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{тк}} = \frac{0.527}{2.035} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{тк}} = \frac{0.954}{2.035} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{тк}} = \frac{0.245}{2.035} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_{C} = \frac{m_{C.c}}{m_{тк}} = \frac{0.177}{2.035} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{C} \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{тк}} = \frac{0.131}{2.035} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{т.к} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_{C} \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

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 небезпека.

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) Електронебезпека.

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

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система 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. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утома слухового апарату.

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

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого 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 $n_H = 750$ хв$^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 750$ хв$^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 400$ кВт - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log\left(n_H + P_e^{0.55}\right) = 10 \cdot \log\left(750 + 400^{0.55}\right) = 28.904$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{750}{750}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.904 + 0 = 82.904$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектованого двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишне середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, коммунікації 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 $m = 9000$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{750}{60} = 12.5$$ Гц - частота коливань на даному режимі;

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 400^{0.55} \cdot \frac{1 + 400}{9 \times 10^3} = 901.771$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log\left(\frac{750}{750} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{9 \times 10^3}{400} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{901.771}{1} + 0 \right) = 73.551$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить непоправної шкоди оточуючому середовищу. Одним з таких негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів, а відовідно є необхідність у проведені заходів щодо їх знешкодження.

Розрахунок кількості викидів токсичних комонентів відпрацьованих газів дизеля показав, що наявні токсичні компоненти присутні у значній кількості є небезпечними для здоров'я працючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованного двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Але навіть попри це необхідно перебаити заходи щодо зниження шуму та вібрації проектованого двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт, спроектованої на базі 6Ч 23/30, за рахунок застосування системи наддуву.

Згідно завдань поставлених на початку роботи виконано:

В першому розділі описано об’єкт застосування проектованого двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Було розглянуто та описано будову двигуна прототипу, а також принципи роботи його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектованого 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 проектованого двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто існуючі шляхи форсування поршневих двигунів, проаналізовано їх переваги та недоліки, та обґрунтовано обрано систему газотурбінного наддуву, як оптимальний варіант підвищення потужності двигуна з найменшими витратами. Було розроблено схему наддуву та запропоновано заходи щодо вдосконалення штатної системи впуску-випуску двигуна-прототипу. Обрано типорозмір турбокомпресора ТК-16, що забезпечує необхідні витратні параметри робочого тіла, та визначено геометричні параметрі соплового апарату компресора та турбіни. Встановлення системи наддуву, призведе до незначного підвищення теплової та механічної напруженості деталей двигуна. Передбачено комплекс заходів, направлений на підвищення надійності деталей ЦПГ.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектованого двигуна на навколишнє середовище, а також визначено можливі небезпеки, що можуть виникнути під час його експлуатації або обслуговуванні. Надано практичні рекомендації щодо їх зменшення їх негативного впливу. Визначено рівні шуму та вібрації для проектованого двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

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 напряму 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. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

5. 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.

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

7. Система стандартів безпеки праці