

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів
Кафедра теорії авіаційних двигунів

Пояснювальна записка

до дипломного проекту магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Підвищення ефективності ГТД за рахунок утилізації тепла вихідних газів»

ХАІ.201.261м.142. 1602028.200

Виконав: студент 6 курсу, групи 261м
спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Таранов Д. О.

(прізвище та ініціали)

Керівник Дьомін О.Є.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Росинська А.В.

(прізвище та ініціали)

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра теорії авіаційних двигунів

Освітньо–кваліфікаційний рівень: магістр

Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри д-р техн. наук, проф.

Бойко Л.Г.

“ _____ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ МАГІСТРА СТУДЕНТУ

Таранову Дмитру Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності ГТД за рахунок утилізації тепла вихідних газів.

Керівник роботи: Дьомін Олександр Євгенійович, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ 2020 року

№ _____ –уч.

2. Строк подання студентом роботи _____ .12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: геометричні та газодинамічні параметри двигуна – прототипа, програмні пакети для проектувальних розрахунків.

4. Зміст розрахунково–пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): вибір параметрів циклу та термогазодинамічний розрахунок ГТД, формування «образу» проточної частини двигуна; газодинамічні розрахунки компресора й турбіни; проектувальні розрахунки входного та вихідного пристроїв; проектувальний розрахунок камери згоряння; дослідження експлуатаційних характеристик двигуна; обґрунтування вибору схеми та параметрів котла – утилізатора; побудова методики розрахунку котла – утилізатора; оцінка впливу параметрів котла – утилізатора на ефективність ГТД; економічні розрахунки.

5. Перелік графічного матеріалу (у вигляді сторінок файлу презентації)

аркуш №1 – Ціль дипломної роботи

аркуш №2 – Термогазодинамічний розрахунок ГТД

аркуш №3 – Формування «вигляду» проточної частина ГТД

аркуш №4 – Газодинамічний розрахунок компресора

аркуш №5 – Газодинамічний розрахунок турбіни

аркуш №6 – Розрахунок камери згорання

аркуш №7 – Розрахунок вхідного пристрою

аркуш №8 – Розрахунок вихідного пристрою

аркуш № 9 – Термогазодинамічний розрахунок газопарової установки

аркуш № 10 – Проектування котла-утілізатора

аркуш № 11 – Порівняння вугілля і природного газу в якості джерела енергії

аркуш № 12 – Конструкторська частина

аркуш № 13 – Розрахунок економічності двигуна

аркуш № 14 – Висновки

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково– теоретична частина	Дьомін О.Є., к.т.н., кафедри 201		
Конструкторська частина	Дьомін О.Є., к.т.н., т кафедри 201		
Економічна частина	Дьомін О.Є., к.т.н., кафедри 201		

Нормоконтроль _____ « ____ » грудня 2020р.
(підпис) (ініціали та прізвище)

7.Дата видачі завдання _____ 2020 р. _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на виконання роботи, формулювання цілей і задач роботи	1-й тиждень	
2	Аналіз стану питання, постановка задачі дослідження	2-й тиждень	
3	Вибір параметрів та термогазодинамічний розрахунок двигуна	3-й тиждень	
4	Формування обліку проточної частини двигуна	4-й тиждень	
5	Газодинамічний розрахунок основних вузлів двигуна	5-й тиждень	
6	Розрахунок експлуатаційних характеристик двигуна	6-й тиждень	
7	Обґрунтування вибору схеми та параметрів котла – утилізатора	7-й тиждень	
8	Проектировочний розрахунок котла – утилізатора	8-й тиждень	
9	Аналіз екологічних проблем	9-й тиждень	
10	Розрахунок економічності двигуна	10-й тиждень	
11	Остаточне оформлення пояснювальної записки	11-й тиждень	

Студент _____ Таранов Д. О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Дьомін О.Є.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Звіт з дипломного проекту магістра містить 123 стор., 44 рис., 25 табл., 17 посилань.

Об'єкт дослідження – Каскад високого тиску високоекономічного привідного ГТД для газоперекачувального агрегату з потужністю 6,3 МВт.

Ціль проекту – проектування газотурбінного приводу газоперекачувального агрегату, дослідження напрямків підвищення ефективності ПГУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску (ТУК–1), розробка конструктивної схеми котла – утилізатора.

Методи дослідження – розрахунково–теоретичні, комп'ютерне проектування основних вузлів двигуна.

Випускний проект складається з чотирьох основних розділів, в яких розглянуто наступні питання:

- проектування газотурбінного приводу для енергоустановки;
- короткий опис конструкції;
- постановка проблеми дослідження;
- вибір оптимального теплоутилізаційного контуру для двигуна;
- термогазодинамічний розрахунок газопарової установки;
- тепловий розрахунок та проектування котла – утилізатора;
- аналіз екологічних проблем;
- розрахунок економічності двигуна.

Ключові слова: газотурбінний привод, компресор, турбіна, решітка профілей, робоче колесо, напруги, розрахункове дослідження, енергоустановка, теплоутилізаційний контур, котел–утилізатор, екологічні проблеми.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 РОЗРАХУНКОВО–ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	10
1.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД.....	10
1.2 Вибір і обґрунтування параметрів розрахункового режиму.....	10
1.2.1 Температура газів перед турбіною.....	11
1.2.2 Степінь підвищення повного тиску в компресорі	11
1.2.3 ККД компресора і турбіни	12
1.2.4 Втрати в елементах проточної частини	13
1.2.5 Вибір швидкості витікання газу з вихідного пристрою та інших параметрів	14
1.2.6 Попередній термогазодинамічний розрахунок	15
1.3 Термогазодинамічний розрахунок двигуна	22
1.4 Формування «образу» проточної частини ГТД	23
1.4.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку	23
1.4.2 Результати розрахунку і формування «образу» двигуна	24
1.5 Газодинамічний розрахунок компресора	26
1.6 Газодинамічний розрахунок турбіни.....	37
1.7 Розрахунок камери згоряння.....	44
1.7.1 Вихідні дані	45
1.7.2 Розрахунок камери згоряння	45
1.8 Розрахунок вхідного пристрою	49
1.9 Розрахунок вихідного пристрою	52
1.9.1 Вихідні дані	52
1.9.2 Розрахунок осерадіального дифузора на ЕОМ.....	54
1.11.1 Вихідні дані	61
1.11.2 Результати розрахунку кліматичної характеристики.....	64
1.12 Висновки по розділу	70
2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	74
2.1 Короткий технічний опис вузлів ГТД.....	74

2.2 Висновки по розділу	77
3 НАУКОВО–ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	78
3.1 Постановка проблеми дослідження	78
3.2 Вибір оптимального теплоутилізаційного контуру для двигуна.....	80
3.3 Термогазодинамічний розрахунок газопарової установки.....	82
3.4 Побудова теплової схеми котла–утилізатора.....	86
3.5 Проектування котла – утилізатора	90
3.6 Тепловий розрахунок котла-утилізатора	91
3.6.1 Тепловий розрахунок економайзера	92
3.6.2 Тепловий розрахунок випарювача	96
3.6.3 Тепловий розрахунок пароперегрівача	97
3.6.4 Взначення розмірів та аерогідродинамічного опору конвективної шахти	99
3.7 Екологічні проблеми.....	104
3.7.1 Вугілля як джерело енергії.....	106
3.7.2 Природний газ в якості джерела енергії.....	110
3.7.3 Порівняння вугілля і природного газу в якості джерела енергії.....	112
3.8 Висновки по розділу	115
4 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	118
4.1 Розрахунок економічності двигуна	118
4.2 Висновки по розділу	119
ВИСНОВКИ.....	122
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	123

ВСТУП

Газотурбінна установка (ГТУ), як всякий теплової двигун, служить для перетворення теплоти в роботу. При цьому робоче тіло здійснює певний термодинамічний цикл, що складається з ряду процесів, що здійснюються в різних вузлах ГТУ.

Основними вимогами, що пред'являються до газотурбінних установок, є: висока паливна економічність при невеликих капітальних витратах, тривалий термін служби, надійність, одинична потужність, високий ступінь автоматизації.

Дані властивості встановлюють сферу використання газотурбінних двигунів (ГТД): авіаційні двигуни, стаціонарні енергетичні установки, двигуни для наземного транспорту, суднові двигуни, привід для потужних компресорних станцій та ін.

По виду схеми ГТД діляться на одновальні, одновальні з вільною турбіною, з двохвальним газогенератором і з вільною турбіною.

Газотурбінні двигуни з двохвальним газогенератором і з вільною турбіною відрізняються від інших схем високим запасом газодинамічної стійкості і можливістю підтримки постійних обертів вивідного валу в умовах змінного навантаження. Основною областю застосування таких двигунів є вертолітні ГТД, приводи електрогенераторів, газоперекачувальні агрегати.

Дотримуючись вищесказаного, в даному дипломному проекті необхідно спроектувати газотурбінний двигун, який максимально відповідав би сучасним вимогам, маючи високий рівень ККД установки і досить тривалий ресурс роботи.

Для цього необхідно зробити вибір і обґрунтування основних параметрів, виконати термогазодинамічних розрахунків. Провести узгодження параметрів компресора і турбіни. Провести газодинамічний розрахунок компресора і турбіни, профілювання однієї ступені компресора.

Також необхідно розрахувати на міцність найбільш навантажені деталі вузла (диск, лопатка РК), розробити план технологічного процесу виготовлення деталі. В економічній частині основним завданням є оцінка паливної економічності ГТД.

Дані прототипу [1]:

- 1) ефективна потужність $N_e=6,5$ МВт;
- 2) ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k^*=14$;
- 3) температура газу перед турбіною $T_r^*=1293$ К;
- 4) витрата повітря $G_b=31$ кг/с;
- 5) частота обертання ротора вільної турбіни – $n_{ст}=8200$ об/хв
- 6) ефективний ККД $\eta_e=31,5\%$.

1 РОЗРАХУНКОВО–ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД

Проектований двигун призначений для приводу нагнітача природного газу.

Тип нагнітача: 6,3ГЦ-2-137/38-64с.

Розробник: ГД НВКГ “Зоря–Машпроект”.

Номинальна потужність 6,3МВт.

Співвідношення тисків (ступінь підвищення) $\varepsilon = 1,7$.

Комерційна продуктивність $Q = 790 \text{ м}^3/\text{с}$.

Номинальна частота вала $n_n = 8200 \text{ об/хв}$.

У роботі обрано безредукторна схема, при цьому $n_{mc} = n_n = 8200 \text{ об/хв}$.

Така схема приведена на рисунці 1.1.

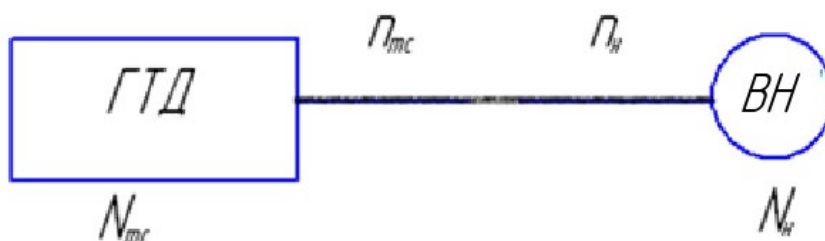


Рисунок 1.1 – Схема трансмісії

Потужність вільної турбіни обчислюється за такою формулою:

$$N_{тс} = N_n * K_{зап} = 6,3 * 1,069 = 6,74 \text{ мВт},$$

де $K_{зап}$ - коефіцієнт запасу потужності, що враховує втрати потужності в процесі експлуатації при зносі та забрудненні проточної частини ($K_{зап} = 1,069$).

1.2 Вибір і обґрунтування параметрів розрахункового режиму

Вибір основних параметрів двигуна впливає на ефективність його роботи як силової установки. Розрахунок виконується для $G_{\text{пов}} = 1 \text{ кг/с}$. У розрахунку обчислюються параметри в характерних перетинах двигуна. Ці дані в подальшому використовуються для узгодження параметрів компресора і турбіни (формування «образу» двигуна).

Основними вимогами до двигуна, що розраховується, є: висока питома потужність і висока економічність (малі значення питомої витрати палива).

Перед вибором основних параметрів двигуна необхідно визначити розрахунковий режим.

Залежно від призначення і умов, при яких розраховується двигун, вибираються параметри циклу (π_k^* і $T_{\text{г}}^*$), а також вузлів ($\sigma_{\text{вх}}$, $\eta_{\text{к}}$, $\sigma_{\text{кс}}$, $\eta_{\text{г}}$, $\eta_{\text{т}}^*$, $\sigma_{\text{рн}}$, C_c) і відповідний їм розрахунковий режим роботи. В основу оптимізації параметрів закладаються різні критерії (цільові функції): мінімум питомої витрати палива, максимум потужності, забезпечення надійності на надзвичайних режимах роботи і т.п.

Основними параметрами робочого процесу двигуна при постійних умовах на вході в ГТД є температура газу $T_{\text{г}}^*$ і ступінь підвищення тиску в компресорі π_k^* , які суттєво впливають на його питомі параметри.

1.2.1 Температура газу перед турбіною

Збільшення температури газів перед турбіною дозволяє значно збільшити питому потужність двигуна, отже зменшити габаритні розміри і масу двигуна. Підвищення температури газу перед турбіною покращує також економічність двигуна. Для забезпечення надійності роботи турбіни при високих значеннях температури газу ($T_{\text{г}}^* > 1250 \text{ К}$) необхідно застосовувати лопатки, які

охолоджуються. Потрібна кількість повітря для охолодження залежить від температури газу і способу охолодження турбіни, що призводить до зниження питомої потужності і зростання питомої витрати палива. Для розрахунку вибираємо кілька значень $T_{г*}=1185; 1245; 1305; 1365; 1425$ К.

1.2.2 Степінь підвищення повного тиску в компресорі

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає значного підвищення тиску в компресорі. Але значення степені підвищення тиску обмежується ускладненням конструкції і, отже, збільшенням маси і габаритів двигуна. Вибір високих значень $\pi_{к*}$ при проектуванні призводить до отримання малих висот лопаток останніх ступенів компресора і перших ступенів турбіни. Це в свою чергу призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів і зниження відносної точності виготовлення лопаток. При розрахунку вибираємо кілька значень $\pi_{к*}$.

1.2.3 ККД компресора і турбіни

Величина ізоентропійного ККД багатоступеневого компресора за параметрами загальмованого потоку залежить від ступеня підвищення тиску в компресорі і ККД його ступенів:

$$\eta_{к*} = \frac{\pi_{к*}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_{к*}^{\kappa \eta_{cm*}} - 1},$$

де η_{cm}^* – середнє значення ККД ступенів компресора на розрахунковому режимі. Середнє значення ККД ступенів в багатоступеневих осьових компресорах

сучасних двигунів лежить в межах $\eta_{cm}^* = 0,89 \dots 0,9$. Приймаємо $\eta_{cm}^* = 0,89$.

ККД компресора може бути представлений як добуток:

$$\eta_k = \eta_k^* \cdot \eta_m'$$

де η_k^* – ізоентропійний ККД компресора за параметрами загальмованого потоку,

η_m' – механічний ККД компресора, що враховує втрати в його опорах, $\eta_m' = 0,985 \dots 0,995$. Приймаємо $\eta_m' = 0,99$.

Розрахований ізоентропійний ККД для різних π_k^* представлено в таблиці 1.1.

ККД не охолоджуваної турбіни ($T_g^* \leq 1250$ К) лежить зазвичай в діапазоні $\eta_{T,неохл.}^* = 0,9 \dots 0,92$. Приймаємо $\eta_{T,неохл.}^* = 0,916$.

Для обчислення ККД охолоджуваних турбін рекомендується використовувати наступну формулу:

$$\eta_{TK}^* = \eta_{T,неохл.}^* - 0,000125(T_g^* - 1250)$$

Розрахований ККД турбіни при різних T_g^* наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.1. – Значення η_k в залежності від π_k^*

Величина:	Значення								
π_k^*	7,7	8,7	9,7	10,7	11,7	12,7	13,5	14,3	15,1
η_k	0,847	0,845	0,843	0,841	0,839	0,838	0,837	0,835	0,834
π_k^*	15,9	17,6	19,3	21	22,7	24,4			
η_k	0,833	0,832	0,83	0,828	0,827	0,825			

Таблиця 1.2 – Значення η_{TK}^* в залежності від T_{Γ}^*

Величина	Значення				
T_{Γ}^*	1185	1245	1305	1365	1425
η_{TK}^*	0,916	0,916	0,909	0,902	0,894

1.2.4 Втрати в елементах проточної частини

Вхідний пристрій двигуна дозвуковий з криволінійним каналом. Коефіцієнт відновлення повного тиску для таких пристроїв становить $\sigma_{ВХ} = 0,97...0,99$. Якщо на вході в двигун є пилозахисні пристрої, втрати повного тиску зростають до $\sigma_{ВХ} = 0,92...0,96$.

Так як ГТД призначений для приводу електрогенератора, то його експлуатація ведеться в наземних умовах, що вимагає установки системи складних каналів підведення повітря (робочого тіла) до двигуна і установки засобів пиловловлювання. У зв'язку з такими умовами роботи обираємо $\sigma_{ВХ} = 0,96$.

Втрати повного тиску в камерах згоряння викликаються гідравлічним і тепловим опором:

$$\sigma_{кс} = \frac{P_{\rho}^*}{P_k^*} = \sigma_{гидр} \cdot \sigma_{тепл} .$$

Гідравлічний опір означається, в основному, втратами в дифузорі, фронтівому пристрої, при змішуванні струменів, при повороті потоку ($\sigma_{гидр} = 0,93...0,97$). Для нашого розрахунку $\sigma_{гидр} = 0,97$.

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Для основних камер згоряння зазвичай $\sigma_{тепл} = 0,97...0,99$. Обираємо $\sigma_{тепл} = 0,98$.

Взначаємо величину коефіцієнта втрат повного тиску в камері згорання:

$$\sigma_{кс} = 0,97 \cdot 0,98 = 0,95.$$

Втрати тепла в процесі горіння пов'язані з неповним згоранням. Втрати тепла оцінюють коефіцієнтом повноти згорання η_r . На розрахунковому режимі основних камер цей коефіцієнт приймають рівним $\eta_r = 0,97 \dots 0,99$. Беремо для КС $\eta_r = 0,994$.

Наявність перехідного патрубку між турбіною компресору і силовою турбіною, оцінюють коефіцієнтом відновлення повного тиску і вибирають в залежності від форми каналу ($\sigma_{пт} = 0,98 \dots 1,0$). Для нашого розрахунку $\sigma_{пт} = 1$ (схема двигуна без перехідного каналу).

Вихідний пристрій ГТУ, як правило, виконують дифузорним. В таких випадках коефіцієнт відновлення повного тиску становить $\sigma_{рн} = 0,97 \dots 0,99$. Обираємо $\sigma_{рн} = 0,98$.

Втрати потужності в опорах ротора і відбір потужності на привід допоміжних агрегатів становить $\eta_m = 0,98 \dots 0,99$. Обираємо $\eta_m = 0,99$.

1.2.5 Вибір швидкості витікання газу з вихідного пристрою та інших параметрів

Вибір швидкості витікання з вихідного пристрою стаціонарної ГТУ характеризує втрачену кінетичну енергію на виході з двигуна, тому її доцільно зменшувати. З іншого боку, зменшення швидкості на виході C_c призводить до зростання габаритних розмірів двигунів через зростання площі зрізу випускного каналу. Вихідна швидкість може бути $C_c = 70 \dots 120$ м/с. Для розрахунку обираємо $C_c = 70$ м/с.

В якості палива беремо природний газ, тому що двигун, який проектується, служить приводом електрогенератора. Нижча теплотворна здатність природного газу $H_u = 50500$ кДж/кг. Теоретична кількість повітря, що необхідне для повного згорання одного кілограма газу, становитиме $L_0 = 17,2$ кг_{пов}/кг_г.

Сучасні двигуни мають складну систему охолодження гарячих частин на перших ступенях турбіни. Необхідно також проводити підігрів елементів вхідного

пристрою, оскільки потрапляння в проточну частину двигуна льоду може призвести до пошкодження лопаток. Для всіх цих потреб потрібно повітря, що відбирається через компресора або будь-якої його ступені.

Відбір стисненого повітря оцінюється відносною величиною. Для розрахунку приймаємо $\Delta \bar{G}_{в.отб.} = 0,085$.

Вибір і обґрунтування параметрів проводиться з урахуванням рекомендацій посібника [2].

1.2.6 Попередній термогазодинамічний розрахунок

Проведено розрахунок для варіантів з виявленням впливу різних значень π_k^* і на питомі параметри двигуна, що дає можливість вибрати оптимальний варіант розрахункових параметрів. Розрахунок виконується за допомогою ЕОМ. Програма для розрахунку: GTD.exe. Результати представлені в таблиці

1.3 - 1.6.

Таблиця 1.3 – Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1

TG= 1185. 1245. 1305. 1365. 1425. ANTK= .916 .916 .909 .902 .894

PK= 12.70 13.50 14.30 15.10 15.90 ANK = .838 .837 .835 .834 .833

ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO=.085 HU= .5050E+08 LO= 17.20

H= .00 MH= .000 CC= 70.0 NTB=.910 ПБВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000

SB= .960 SK= .950 NG=.994 SPT=.990 SPH=.980 NM=.990 НРД=1.000

TH=288.15 ТНО=288.15 ТВО=288.15 PH=101325. PНО=101325. PВО= 97272. VH= .0

ТГ ПК NEY CE НК NTK КПД

1185. 12.70 172.6 .2444 .8380 .9160 .2916

1185. 13.50 169.2 .2441 .8370 .9160 .2920

1185. 14.30 165.2 .2450 .8350 .9160 .2910

Продовження таблиці 1.3

1185.	15.10	161.4	.2458	.8340	.9160	.2900
1185.	15.90	157.5	.2471	.8330	.9160	.2885
1245.	12.70	204.1	.2314	.8380	.9160	.3080
1245.	13.50	201.4	.2302	.8370	.9160	.3096
1245.	14.30	198.0	.2299	.8350	.9160	.3100
1245.	15.10	194.8	.2296	.8340	.9160	.3105
1245.	15.90	191.5	.2296	.8330	.9160	.3105
1305.	12.70	233.2	.2246	.8380	.9090	.3174
1305.	13.50	231.1	.2229	.8370	.9090	.3198
1305.	14.30	228.2	.2220	.8350	.9090	.3212
1305.	15.10	225.5	.2210	.8340	.9090	.3225
1305.	15.90	222.6	.2204	.8330	.9090	.3234
1365.	12.70	262.3	.2191	.8380	.9020	.3253
1365.	13.50	260.8	.2171	.8370	.9020	.3284
1365.	14.30	258.4	.2157	.8350	.9020	.3305
1365.	15.10	256.2	.2144	.8340	.9020	.3325
1365.	15.90	253.8	.2133	.8330	.9020	.3341
1425.	12.70	291.2	.2156	.8380	.8940	.3306
1425.	13.50	290.2	.2133	.8370	.8940	.3342
1425.	14.30	288.4	.2117	.8350	.8940	.3368
1425.	15.10	286.7	.2101	.8340	.8940	.3393
1425.	15.90	284.7	.2088	.8330	.8940	.3415

Таблиця 1.4 – Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1											
TG=	1185.	1245.	1305.	1365.	1425.	АНТК=	.916	.916	.909	.902	.894
РІК=	7.70	8.70	9.70	10.70	11.70	АНК =	.847	.845	.843	.841	.839
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД											

Продовження таблиці 1.4

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO=.085 HU= .5050E+08 LO= 17.20
 H= .00 MH= .000 CC= 70.0 NTB=.910 ПБВ=1.000 ТБВ=1.000 NB=1.000
 SB=.960 SK=.950 НГ=.994 SPT=.990 SPH=.980 NM=.990 НРД=1.000
 ТН=288.15 ТНО=288.15 ТВО=288.15 РН=101325. РНО=101325. РВО= 97272. VH= .0

ТГ	ПК	NEY	CE	NK	NTK	КПД
1185.	7.700	184.8	.2635	.8470	.9160	.2705
1185.	8.700	184.4	.2560	.8450	.9160	.2785
1185.	9.700	182.6	.2508	.8430	.9160	.2843
1185.	10.70	179.8	.2475	.8410	.9160	.2880
1185.	11.70	176.3	.2457	.8390	.9160	.2902
1245.	7.700	210.7	.2552	.8470	.9160	.2793
1245.	8.700	211.7	.2469	.8450	.9160	.2887
1245.	9.700	211.2	.2410	.8430	.9160	.2958
1245.	10.70	209.5	.2368	.8410	.9160	.3011
1245.	11.70	206.9	.2337	.8390	.9160	.3050
1305.	7.700	234.9	.2511	.8470	.9090	.2839
1305.	8.700	237.2	.2423	.8450	.9090	.2942
1305.	9.700	237.7	.2359	.8430	.9090	.3022
1305.	10.70	236.9	.2311	.8410	.9090	.3085
1305.	11.70	235.2	.2275	.8390	.9090	.3134
1365.	7.700	259.0	.2474	.8470	.9020	.2882
1365.	8.700	262.5	.2383	.8450	.9020	.2992
1365.	9.700	264.2	.2314	.8430	.9020	.3080
1365.	10.70	264.4	.2263	.8410	.9020	.3150
1365.	11.70	263.5	.2224	.8390	.9020	.3205
1425.	7.700	283.0	.2453	.8470	.8940	.2906
1425.	8.700	287.8	.2359	.8450	.8940	.3021
1425.	9.700	290.5	.2289	.8430	.8940	.3115
1425.	10.70	291.6	.2234	.8410	.8940	.3191
1425.	11.70	291.6	.2192	.8390	.8940	.3252

Таблица 1.5 – Результаты термогазодинамического расчета на ЕОМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1											
TG=	1185.	1245.	1305.	1365.	1425.	АНТК=	.916	.916	.909	.902	.894
ПК=	17.60	19.30	21.00	22.70	24.40	АНК =	.832	.830	.828	.827	.825
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД											
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO=.085 HU= .5050E+08 LO= 17.20											
H= .00 MH=.000 CC= 70.0 NTB=.910 ПБВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000											
SB=.960 SK=.950 НГ=.994 SPT=.990 SPH=.980 NM=.990											
НРД=1.000											
ТН=288.15 ТНО=288.15 ТВО=288.15 РН=101325. РНО=101325. РВО=											
97272.ВН= .0											
ТГ	ПК	NEY	CE	NK	NTK	КПД					
1185.	17.60	149.5	.2502	.8320	.9160	.2849					
1185.	19.30	140.5	.2561	.8300	.9160	.2784					
1185.	21.00	131.3	.2637	.8280	.9160	.2703					
1185.	22.70	122.5	.2724	.8270	.9160	.2617					
1185.	24.40	113.0	.2845	.8250	.9160	.2505					
1245.	17.60	184.5	.2300	.8320	.9160	.3099					
1245.	19.30	176.6	.2322	.8300	.9160	.3070					
1245.	21.00	168.3	.2356	.8280	.9160	.3025					
1245.	22.70	160.4	.2395	.8270	.9160	.2977					
1245.	24.40	151.7	.2451	.8250	.9160	.2909					
1305.	17.60	216.6	.2196	.8320	.9090	.3246					
1305.	19.30	209.5	.2202	.8300	.9090	.3237					
1305.	21.00	201.9	.2217	.8280	.9090	.3216					
1305.	22.70	194.7	.2234	.8270	.9090	.3191					
1305.	24.40	186.7	.2266	.8250	.9090	.3146					
1365.	17.60	248.7	.2116	.8320	.9020	.3369					
1365.	19.30	242.4	.2112	.8300	.9020	.3376					
1365.	21.00	235.6	.2114	.8280	.9020	.3371					
1365.	22.70	229.0	.2120	.8270	.9020	.3363					

Продовження таблиці 1.5

1365.	24.40	221.6	.2135	.8250	.9020	.3339
1425.	17.60	280.5	.2064	.8320	.8940	.3453
1425.	19.30	275.0	.2053	.8300	.8940	.3472
1425.	21.00	268.9	.2048	.8280	.8940	.3480
1425.	22.70	263.0	.2046	.8270	.8940	.3485
1425.	24.40	256.2	.2053	.8250	.8940	.3473

За результатами попереднього багатоваріантного термогазодинамічного розрахунку побудовані графіки залежностей питомої потужності та питомої витрати палива від параметрів робочого процесу $N_{e \text{ пнт}} = f(\pi_k^*, T_{\Gamma}^*)$, $C_{e \text{ пнт}} = f(\pi_k^*, T_{\Gamma}^*)$, які представлені на рис. 1.2 і 1.3.

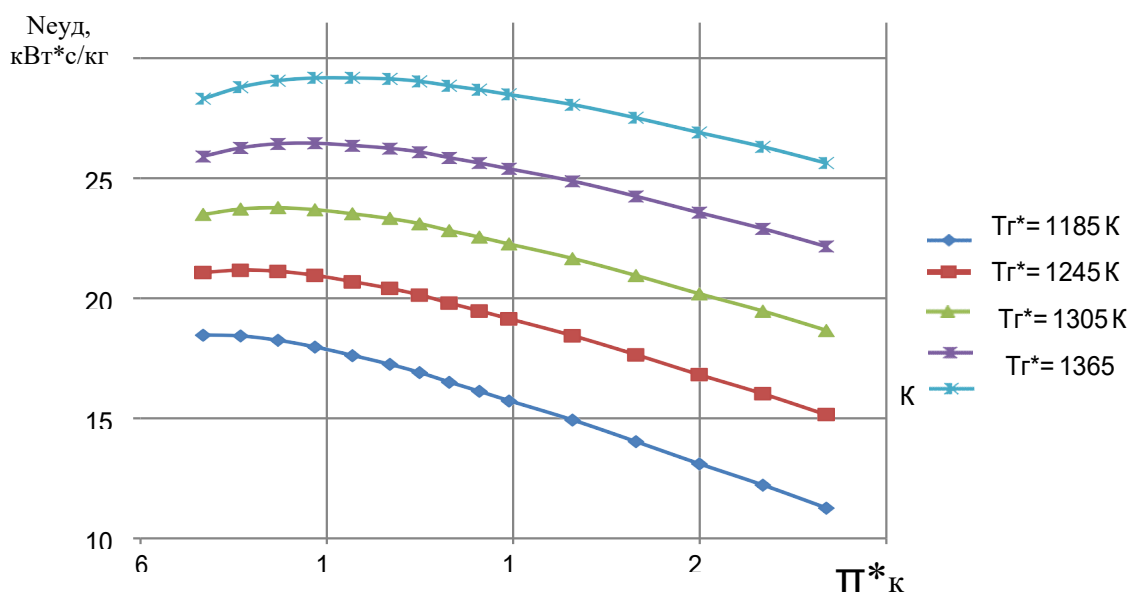


Рисунок 1.2 – Залежність питомої потужності від параметрів робочого процесу

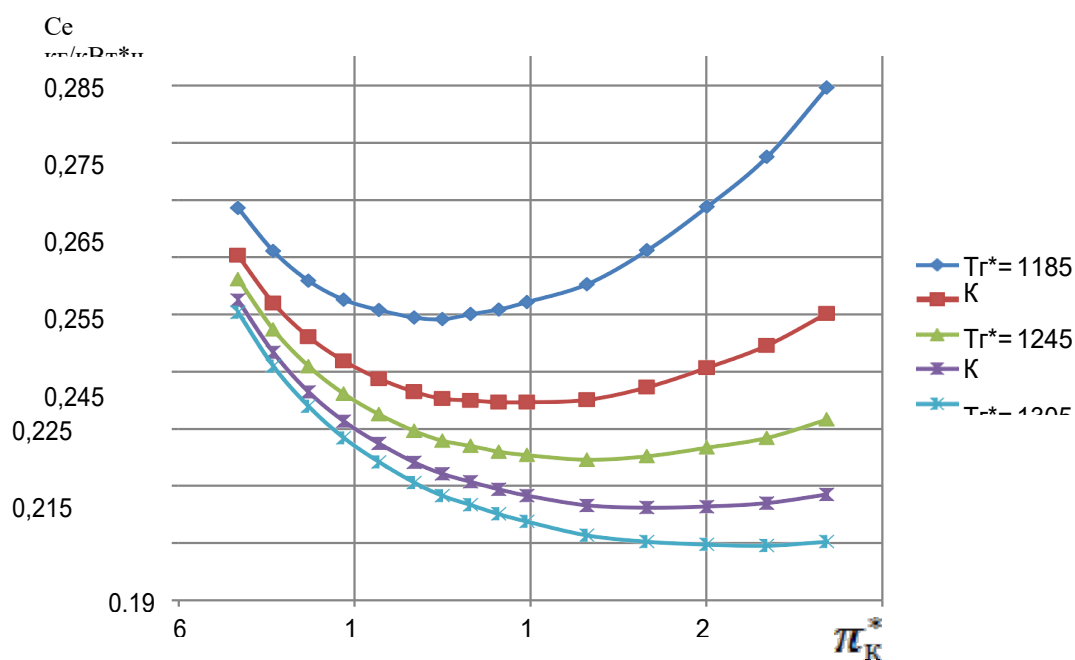


Рисунок 1.3 – Залежність итомої витрати палива від параметрів робочого процесу

З огляду на тип охолодження і матеріали, що використовують при виготовленні лопаток турбіни двигуна–прототипу, вибираємо $T_g^* = 1305$ К. Незважаючи на сприятливий вплив підвищення T_g^* на питомі параметри двигуна, застосування великих значень T_g^* обмежується ускладненням конструкції, збільшенням маси і габаритів двигуна.

Аналізуючи графіки залежностей основних параметрів від параметрів робочого процесу можна визначитися з вибором π_{k}^* для розрахункової точки.

При $T_g^* = 1305$ К оптимальне значення ступеня підвищення тиск в компресорі π_{k}^* , яке відповідає максимуму питомої потужності, складає $\pi_{k \text{ опт}}^* = 9,7$. При цьому економічне значення $\pi_{k \text{ эк}}^*$, що відповідає мінімуму витрати палива, становить $\pi_{k \text{ эк}}^* = 17,6$ (рис. 1.2). Більш високим значенням температури T_g^* відповідають великі значення $\pi_{k \text{ эк}}^*$ і $\pi_{k \text{ опт}}^*$. Як розрахунковий приймаємо $\pi_{k \text{ p}}^* = 14,3$, що знаходиться між $\pi_{k \text{ эк}}^*$ і $\pi_{k \text{ опт}}^*$.

1.3 Термогазодинамічний розрахунок двигуна

Метою термогазодинамічних розрахунку двигуна є визначення основних питомих параметрів ($Ne_{уд}$ - питої потужності, Se - питої витрати палива) і витрати повітря G_v .

У таблиці 1.6 представлені первинні дані термогазодинамічного розрахунку двигуна в розрахунковій точці.

У таблиці 1.7 представлені результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ.

Таблиця 1.6 – Первинні дані для розрахунку на ЕОМ

12	01	15						
1	1	1	1					
1.000	.000	.000	70.000	.910	1.000	1.000	0.085	
.960	.950	.994	0.990	.980	.990	1.000	1.000	
1305.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0				
.909	.000	.000	.000	.000				
14.30	00.000	00.000	00.000	00.000				
.835	.000	.000	.000	.000				
.000	.000	.000	.000	.000				
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000				
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000				
.5050E+08	17.2							

Таблиця 1.7 – Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

ТГДР	ГТД-Р	NT=	1	1	1								
TG=	1305.	0.	0.	0.	0.	ANTK=	.909	.000	.000	.000			
PK=	14.30	.00	.00	.00	.00	ANK =	.835	.000	.000	.000			
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД													
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO=.085 HU= .5050E+08 LO= 17.20													
H=	.00	MH=	.000	CC=	70.0	NTB=	.910	ПВВ=	1.000	ТВВ=	1.000	NB=	1.000
SB=	.960	SK=	.950	НГ=	.994	SPT=	.990	SPH=	.980	NM=	.990	НРД=	1.000
TH=	288.15	ТНО=	288.15	ТВО=	288.15	PH=	101325.	PHO=	101325.	PBO=	97272.	VH=	.0
СХЕМА ПЕЧАТИ: NEY NE SE QT АКC GT FC LC TK TTK TT PK ПГ PTK													

Продовження таблиці 1.7

PT	PC	NK	NTK	LK	LTK	LTV	ПТК	ПТВ	ПТ	КПД	LCB	NP	CPГ	КГ	RG
CPB	KB	RB													
ТГ=1305.0	ПК=14.300	SR=.000				SR1=1.000	SR2=1.000	TCO= 753.9							
228.2	228.2	.2220	.1538E-01		3.781	50.65	.3046E-01	.1410							
663.4	946.6	753.9	.1391E+07		.1321E+07		.2969E+06	.1046E+06	.1025E+06						
.8350	.9090	.3905E+06	.4245E+06		.2282E+06		4.406	2.839	12.64						
.3212	.2574E+06	.8961	1184.		1.320		287.3								
1030.	1.386	287.0													

В результаті термогазодинамічних розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність $Ne_{уд} = 228,2$ кВт·с/кг, питома витрата палива $Se = 0,2220$ кг/кВт·ч. Взначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах. Отримані значення основних питомих параметрів проектованого двигуна відповідають рівню значень параметрів сучасних двигунів.

Ефективний ККД прототипу $\eta_{епр} = 32,12\%$, , що менше, ніж $\eta_e = 31,5\%$, тобто проектований ГТД виграє по ефективному ККД у прототипу.

Витрату повітря взначили за формулою:

$$G_B = \frac{Ne}{Ne_{yo}} = \frac{6740}{228,2} = 29,54 \left(\frac{кг}{с} \right).$$

1.4 Формування «образу» проточної частини ГТД

Формування «образу» проточної частини ГТД – фактично найбільш важливий початковий етап проектування двигуна. Він є наступним за виконанням термогазодинамічного розрахунку та передусє газодинамічним розрахунком компресора і турбіни.

Погодження параметрів турбокомпресора дає можливість забезпечити оптимальні геометричні та газодинамічні співвідношення, що визначають вигляд двигуна в розрахункових перерізах, забезпечити нормальне завантаження ступенів турбіни і допустимі напруги в лопатках турбіни [3,4].

1.4.1 Вибір вихідних даних для розрахунку

Двигун, який проектується, складається з двохвального газогенератора і силової турбіни. Вихідні дані для розрахунку: корисна потужність на валу вільної турбіни двигуна, відносні геометричні співвідношення двигуна–прототипа, значення осьових швидкостей в основних перерізах двигуна і окружні швидкості на периферії робочих коліс перших ступенів компресора, кількість ступенів компресора і турбіни, термогазодинамічний розрахунок двигуна на розрахунковому режимі. Ефективна потужність двигуна $N_e=6740$ МВт.

Відносний втулковий діаметр на виході з компресора не повинен перевищити значення $d_k = 0,92$. Зменшення розміру лопаток фактично призводить до неможливості отримання прийнятних значень ККД компресора через зростання відносних радіальних зазорів, а також зменшення числа Рейнольдса і підвищення втрат при обтіканні лопаток малого розміру. Виходячи з цього, висоту лопатки на виході з компресора обмежують величинами 12...20 мм.

Методика погодження параметрів компресорів і турбін заснована на детальному аналізі геометричних співвідношень і параметрів двигуна–прототипа, застосувань рівнянь зв'язку компресора і турбін (баланси масових витрат, потужностей, частот обертання), оцінці властивостей проточних частин турбіни і компресорів. При узгодженні основних вузлів двигуна найважливішими вважаються ті чинники, які забезпечують максимально можливий рівень ККД вузлів і достатні запаси стійкої роботи компресора у всьому діапазоні їх режимів роботи. Також надається велике значення отриманню досить високого ресурсу і мінімальної маси вузлів [3].

Погодження параметрів компресора і турбіни проводять за інструкціями в методичному посібнику [4].

Деякі вихідні дані, необхідні для розрахунку, вже були отримані в результаті термогазодинамічного розрахунку.

Двигун має проточну частину компресора з постійним зовнішнім діаметром; турбін – з постійним середнім діаметром.

Також для розрахунку потрібні деякі геометричні співвідношення двигуна–прототипа:

- $D_{срТВТ}/D_{ккВТ}= 1,18$ - відношення середнього діаметра ТВТ на виході до зовнішнього діаметру КВТ на вході;

- $D_{срТНТ}/D_{ккНТ}= 1,069$ - відношення середнього діаметра ТНТ на виході до зовнішнього діаметру КНТ на вході;

- $D_{ср\ tc}/ D_{ккНТ}= 1,069$ - відношення середнього діаметра вільної турбіни на виході до зовнішнього діаметру КНТ на вході.

1.4.2 Результати розрахунку і формування «образу» двигуна

Результати узгодження параметрів турбокомпресору наведені в таблиці 1.8. «Образ» проточної частини двигуна зображений на рис. 1.4.

Таблиця 1.8 – Результати формування «вигляду» двигуна

Формирование облика ГГ и ТС ГТД-2-1 (КВТ - ОК или ОЦК)

Исходные данные:

Неуд= 228.2 $C_e = .2219$ $КПД_k = .8350$ $КПД_{тк} = .9090$

$L_k = 390480$. $L_{тк}^* = 424540$. $L_{тс}^* = 228190$. $КПД_{тс} = .9100$

$C_{рг} = 1184.4$ $К_Г = 1.3203$ $C_{рв} = 1030.2$ $К_в = 1.3862$

$N_e = 6740$. $G_в = 29.54$

Продовження таблиці 1.8

дов = .450 Dсртн/Dк = 1.069 Dсртс/Dк = 1.069

дово = .893 D1цс/Dкко = 1.000 D2цс/Dко = 1.000

D4цс/D2цс = 1.000 Dсртв/Dко = 1.180

Lкн/Lк = .380 КПДкн* = .880 Сркнв = .990

Lок/Lкв = 1.000 КПДок* = .863 Сркоц = 1.000

Mзтс = 4.034 Сртвн = 1.000 Сртнс = .990

Uк = 310.0 Uквд = 350.0

Результаты расчета:

Kф = 1 Zк = 8.

Lк* = 146899. Пік* = 3.660 КПД* = .8800 Uк = 310.0

Dк = .5180 доб = .4500 док = .8083 Hzс = .1911

пнд = 11429.

* ОК ВД * Kф = 3 Zк = 9.

Lк* = 239677. Пік* = 3.946 КПД* = .8626 Uк = 350.0

Dк = .4742 доб = .7900 док = .8926 Hzс = .2447

пвд = 14096.

* ТВД * Kф = 3 Zт = 1.

Lт* = 263215. Піт* = 2.352 КПД* = .9090 (h/D)т = .0776

Uср = 408.3 Mз = 1.579 Dср = .5596 (h/D)т = .0986

Sp = 164.4 Tw* = 1153.1

* ТНД * Kф = 2 Zт = 1.

Lт* = 161325. Піт* = 1.874 КПД* = .8904 (h/D)т = .1007

Uср = 331.4 Mз = 1.469 Dср = .5538 (h/D)т = .1593

Sp = 174.9 Tw* = 992.9

* ТС * Kф = 2 Zт = 3.

Lт* = 228190. Піт* = 2.839 КПД* = .9100 (h/D)т = .1649

Uср = 237.8 Mз = 4.034 Dср = .5538 (h/D)т = .3170

Sp = 185.0 Tw* = 777.8 птс = 8202

Сечение \ Параметр: T* : P* : C : C/акр : F

: K : Па : м/с : --- : кв.м

в - в 288. 97272. 170.0 .5484 .1681

к кнд - к кнд 431. 356036. 150.0 .3958 .0731

в квд - в квд 431. 352476. 170.0 .4486 .0664

к - к 663. 1391000. 150.0 .3189 .0281

Продовження таблиці 1.8

Г - Г	1305.	1321400.	116.6	.1785	.0729
Т ТВД - Т ТВД	1083.	561908.	175.0	.2941	.0970
Г ТНД - Г ТНД	1083.	561908.	175.0	.2941	.0970
Т ТНД - Т ТНД	947.	296910.	185.0	.3325	.1534
Г ТС - Г ТС	947.	293941.	180.0	.3235	.1589
Т - Т	754.	104570.	210.0	.4229	.3150

	Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2	Zст
КНД	.5180	.4017	.2331	.5180	.4710	.4187	8.
ОКВД	.4742	.4273	.3746	.4197	.3978	.3746	9.
ТВД	.5892	.5468	.5044	.6148	.5596	.5044	1.
ТНД	.6096	.5538	.4980	.6420	.5538	.4656	1.
ТС	.6451	.5538	.4625	.7349	.5538	.3727	3.

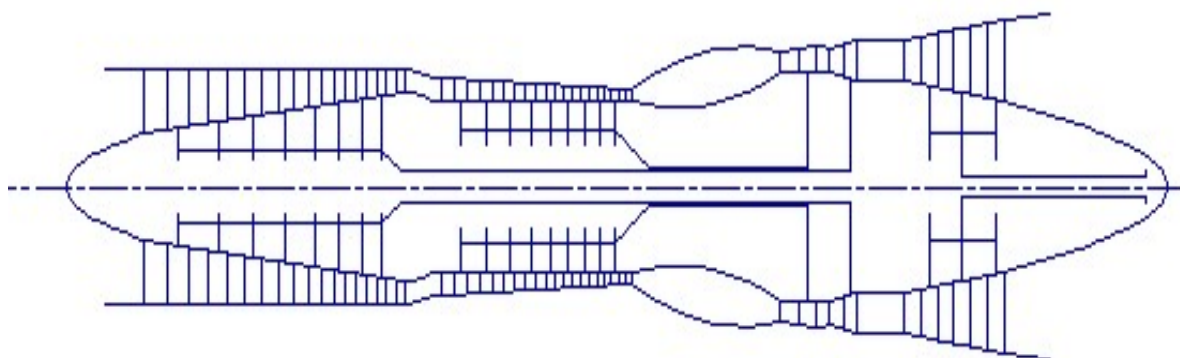


Рисунок 1.4 – Схема проточної частини двигуна

В результаті розрахунку було сформовано «вигляд» двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільної двоступеневої турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахованих режимах [3].

КНТ має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром, з 8 ступенями, значення ККД $\eta_{КНД}^* = 0,88$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{H}_{z_{КНТ}} = 0,1911$.

КВТ - з постійним зовнішнім діаметром, з 9 ступенями, ККД $\eta_{КВД}^* = 0,8709$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{H}_{z_{КВТ}} = 0,2447$.

Відносний діаметр втулки на виході з останньої ступені КВТ $\bar{d}_k = 0,8929$, що не перевищує допустимого до $\bar{d}_{k \text{ доп}} = 0,92$.

Турбіна високого тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,579$), має одну ступінь, значення ККД $\eta_{ТВД}^* = 0,9090$.

Турбіна низького тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,469$), має одну ступінь, значення ККД $\eta_{ТНД}^* = 0,890$.

Вільна турбіна середньонавантажена ($\mu_z = 4,034$), має три ступені, значення ККД $\eta_{ТВ}^* = 0,91$, забезпечується умова $(h/D)_T = 0,317 < 0,33$.

Також розраховані значення: T^* , P^* , C в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

Дані, отримані при узгодженні - основа для проектування основних вузлів двигуна. Результати узгодження не є остаточними, а будуть змінюватися на подальших етапах розрахунку при проектуванні і оптимізації компресора, турбін.

1.5 Газодинамічний розрахунок компресора

Для здійснення процесу стиснення в ГТД зазвичай використовуються багатоступінчасті осьові компресори. Це пояснюється їх високими ККД, можливістю регулювання продуктивності, напірні таких компресорів в досить широких межах за рахунок зміни кількості ступенів і їх діаметральні розмірів.

Попередній газодинамічний розрахунок осьового компресора являє собою послідовний розрахунок кожної з його ступенів на середньому радіусі. Вважають, що параметри потоку на середньому радіусі ступені відповідають осередненим по

висоті лопатки параметрам ступені. Для поліпшення цієї відповідності в якості середнього радіусу приймають середньгеометричний радіус ступені. Компресор проєктованого двигуна 17-ти ступінчастий.

Основна мета газодинамічного розрахунку осьового компресора - отримання остаточних геометричних розмірів і кількості ступенів при заданому π_k^* . Необхідно ефективно розподілити π_k^* , роботу і ККД між усіма ступенями компресора.

Коефіцієнт витраченого напору $\overline{H_z}$ по ступінням регулюємо таким чином, щоб найбільш завантаженими були середні ступені, а до входу і виходу з компресора значення $\overline{H_z}$ поступово зменшувалася. Перші ступені мають велике значення подовження лопаток h/b , працюють в досить складних умовах на вході в компресор (можлива нерівномірність тисків, температур і поля швидкостей). На останніх ступенях на ККД ступені в значній мірі впливає величина відносного радіального зазора. При малій висоті лопаток ступені відбувається істотне зниження ККД унаслідок зростання відносного радіального зазору.

Розподіл решти параметрів виконано відповідно до рекомендацій, викладених в [4].

Видаткова складова швидкості падає від входу до виходу для зменшення кінцевих втрат в останніх ступенях, а також для того, щоб мати невисокі швидкості на вході в камеру згоряння. Щоб уникнути падіння ККД зниження C_a в межах ступені не повинно перевищувати 10 ... 15 м / с.

Газодинамічний розрахунок компресора виконаний за допомогою програми `gdrok.exe`. Програма `gdrok.exe` призначена для газодинамічного розрахунку багатоступінчастого осьового компресора на середньому радіусі. Первинні дані розрахунку заносяться в файл `gdrok.dat`, а результати, одержані за допомогою виконаного файлу `gdrok.exe` - в файл `gdrok rez`. Програма `gdrok` має і програму графічного супроводу `gfk.exe`, файл вихідних даних якої `gfk.dat` формується при роботі файлу `gdrok.exe`. Використання файлу `gfk.exe` при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю як вихідного розподілу параметрів по ступеням, так і одержуваних результатів розрахунку (форми

проточної частини компресора, зміни параметрів потоку по ступеням і трикутників швидкостей ступенів на середньгеометричні радіуси).

Первинні дані представлені в таблиці 1.9, результати розрахунку наведені в таблиці 1.10.

Таблиця 1.9 – Вихідні дані для розрахунку компресора

Величина	Ступені								
Компресор Низького Тиску									
$N_{ст}$	1	2	3	4	5	6	7	8	
U_k	310	310	310	310	310	310	310	310	
H_z кДж/кг	17,64	17,93	18,57	19,01	19,26	19,02	18,42	17,05	
$\eta_{ст}^*$	0,874	0,8761	0,8791	0,8821	0,8851	0,8831	0,8801	0,8771	
C_a	170	167,25	164,5	161,75	159	156,25	153,5	150	
ρ_k	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	
Компресор Високого Тиску									
$N_{ст}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_k	350	342,8	336,2	330,2	325	320,5	316,7	313,6	310,9
H_z кДж/кг	24,55	26,45	27,5	28,06	28,21	27,82	26,96	25,85	24,28
$\eta_{ст}^*$	0,8829	0,8849	0,8869	0,8889	0,8898	0,8899	0,8878	0,8839	0,8789
C_a	170	167,5	165	163	161	159	157	155	153
ρ_k	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55

Таблиця 1.10 – Результати розрахунку компресора на ЕОМ

$N_k=2$ $K_{\phi 1}=1$ $K_{\phi 2}=3$ $z_1=8$ $z_k=17$ $K_r=1$							
$P_k=14.300$ $P_{k1}=3.660$ $G=29.54$ $n_1=11100.2$ $n_2=13796.5$ $k=1.39$ $R=287.00$							
$T_B=288.15$ $P_B=97272.0$ $P_{10}=95812.9$ $S_{Ba}=.985$ $S_{Ha}=.990$ $S_{Hb}=.990$ $m=.00$							
$N_{ст}$	D_k	D_{cp}	$D_{вт}$	$D_{от}$	КПД	M_{w1}	M_{c2}
1	.5334	.4136	.2400	.4500	.8890	.7299	.6594
2	.5334	.4304	.2932	.5498	.8917	.7126	.6432
3	.5334	.4426	.3277	.6143	.8950	.6962	.6273
4	.5334	.4530	.3550	.6655	.8985	.6790	.6109

Продовження таблиці 1.10

5	.5334	.4618	.3770	.7068	.9021	.6616	.5945
6	.5334	.4692	.3948	.7402	.9012	.6430	.5773
7	.5334	.4753	.4091	.7670	.8996	.6241	.5594
8	.5334	.4800	.4199	.7872	.8991	.6021	.5513
9	.4845	.4354	.3801	.7845	.8800	.6798	.6118
10	.4745	.4299	.3801	.8010	.8821	.6598	.5938
11	.4654	.4249	.3801	.8167	.8840	.6381	.5746
12	.4571	.4204	.3801	.8315	.8860	.6169	.5557
13	.4499	.4165	.3801	.8448	.8867	.5962	.5371
14	.4437	.4131	.3801	.8566	.8866	.5755	.5185
15	.4384	.4103	.3801	.8669	.8843	.5551	.5002
16	.4340	.4080	.3801	.8757	.8801	.5358	.4828
17	.4304	.4060	.3801	.8831	.8747	.5168	.4644
№т	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uк
1	170.0	168.6	71.03	142.4	184.2	220.7	310.0
2	167.3	165.9	75.84	147.2	183.6	221.8	310.0
3	164.5	163.1	78.42	151.5	182.2	222.6	310.0
4	161.8	160.4	80.64	155.0	180.7	223.0	310.0
5	159.0	157.6	82.67	157.7	179.2	223.0	310.0
6	156.3	154.9	85.19	159.3	178.0	222.2	310.0
7	153.5	151.8	87.95	160.0	176.9	220.5	310.0
8	150.0	155.8	91.75	157.9	175.8	221.8	310.0
9	170.0	168.8	98.23	186.1	196.3	251.2	350.0
10	167.5	166.3	92.47	188.2	191.3	251.1	342.8
11	165.0	164.0	88.37	188.9	187.2	250.2	336.2
12	163.0	162.0	85.34	188.9	184.0	248.8	330.2
13	161.0	160.0	83.31	188.2	181.3	247.1	325.0
14	159.0	158.0	82.52	186.7	179.1	244.6	320.5
15	157.0	156.0	82.86	184.4	177.5	241.6	316.7
16	155.0	154.0	83.89	181.8	176.2	238.2	313.6
17	153.0	151.5	86.00	178.0	175.5	233.7	310.9
№т	Hz	Rк	al1	al2	be1	be1л	be2
1	.1764E+05	.5500	67.32	49.82	45.11	45.11	58.62

Продовження таблиці 1.10

2	.1793E+05	.5500	65.61	48.42	43.82	43.82	57.29
3	.1857E+05	.5500	64.51	47.11	42.58	42.58	56.31
4	.1901E+05	.5500	63.50	45.98	41.51	41.51	55.34
5	.1926E+05	.5500	62.53	44.98	40.55	40.55	54.40
6	.1902E+05	.5500	61.40	44.19	39.79	39.79	53.36
7	.1842E+05	.5500	60.19	43.49	39.18	39.18	52.21
8	.1705E+05	.5500	58.55	44.61	38.70	38.70	51.53
9	.2455E+05	.5500	59.98	42.20	38.15	38.15	53.16
10	.2645E+05	.5500	61.10	41.46	37.52	37.52	54.05
11	.2750E+05	.5500	61.83	40.96	37.04	37.04	54.64
12	.2806E+05	.5500	62.36	40.62	36.74	36.74	55.01
13	.2821E+05	.5500	62.64	40.36	36.50	36.50	55.15
14	.2782E+05	.5500	62.57	40.24	36.37	36.37	54.99
15	.2696E+05	.5500	62.18	40.22	36.32	36.32	54.54
16	.2585E+05	.5500	61.58	40.27	36.32	36.32	53.92
17	.2428E+05	.5500	60.66	40.41	36.43	36.43	52.72
Net	Пет	Нтк	Сак	Кг	Кн	U1	U2
1	1.203	.1858	.5484	1.020	.9880	240.4	245.3
2	1.195	.1912	.5395	1.022	.9760	250.1	253.7
3	1.191	.2005	.5306	1.024	.9640	257.3	260.3
4	1.186	.2078	.5218	1.026	.9520	263.3	265.9
5	1.179	.2132	.5129	1.028	.9400	268.4	270.6
6	1.167	.2133	.5040	1.031	.9280	272.7	274.5
7	1.154	.2093	.4952	1.033	.9160	276.3	277.6
8	1.135	.1963	.4839	1.035	.9040	279.0	281.6
9	1.186	.2227	.4857	1.037	.9000	314.6	312.6
10	1.191	.2501	.4886	1.039	.9000	310.6	308.8
11	1.188	.2703	.4908	1.041	.9000	307.0	305.3
12	1.182	.2859	.4936	1.043	.9000	303.7	302.3
13	1.173	.2967	.4953	1.046	.9000	300.9	299.7
14	1.162	.3009	.4960	1.048	.9000	298.4	297.4
15	1.148	.2986	.4957	1.050	.9000	296.4	295.6
16	1.135	.2921	.4943	1.052	.9000	294.7	294.0
17	1.121	.2791	.4921	1.054	.9000	293.3	293.3

Продовження таблиці 1.10

№г	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	305.3	271.7	281.6	.1182E+06	.1170E+06	.7756E+05	.8850E+05
2	322.7	288.9	298.8	.1412E+06	.1398E+06	.9601E+05	.1072E+06
3	340.7	306.6	316.6	.1683E+06	.1666E+06	.1163E+06	.1294E+06
4	359.1	324.8	335.0	.1996E+06	.1976E+06	.1404E+06	.1554E+06
5	377.8	343.6	353.7	.2353E+06	.2329E+06	.1685E+06	.1856E+06
6	396.3	362.5	372.3	.2746E+06	.2719E+06	.2007E+06	.2196E+06
7	414.2	381.1	390.6	.3168E+06	.3136E+06	.2363E+06	.2567E+06
8	430.7	399.2	406.8	.3596E+06	.3560E+06	.2747E+06	.2931E+06
9	454.5	412.0	423.9	.4223E+06	.4180E+06	.3005E+06	.3287E+06
10	480.2	436.8	449.6	.5028E+06	.4978E+06	.3623E+06	.3969E+06
11	506.9	463.2	476.5	.5973E+06	.5913E+06	.4373E+06	.4785E+06
12	534.1	490.4	504.1	.7058E+06	.6987E+06	.5253E+06	.5733E+06
13	561.5	518.2	531.9	.8279E+06	.8196E+06	.6267E+06	.6815E+06
14	588.5	545.9	559.4	.9618E+06	.9522E+06	.7409E+06	.8020E+06
15	614.6	573.2	586.3	.1105E+07	.1094E+07	.8663E+06	.9326E+06
16	639.7	599.6	612.2	.1254E+07	.1241E+07	.1000E+07	.1071E+07
17	663.3	624.8	636.8	.1405E+07	.1391E+07	.1140E+07	.1214E+07
Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск	
.5334	.4891	.4403	.8256	418.0	.3199E+06	161.5	
.4269	.4042	.3801	.8904	652.4	.1311E+07	150.0	
Пк = 14.300		КПД = .8432		Lк = 386580.			
Пк1 = 3.660		КПД1 = .8798		Lк1 = 146900.			
Пк2 = 3.947		КПД2 = .8624		Lк2 = 239680.			

Нижче представлені графіки розподілу S_a та H_z (рисунок 1.5); η_{CT}^* та ρ_K (рисунок 1.6); S , T , T^* , P , P^* (рисунок 1.7), побудовані за значеннями з таблиці 1.10.

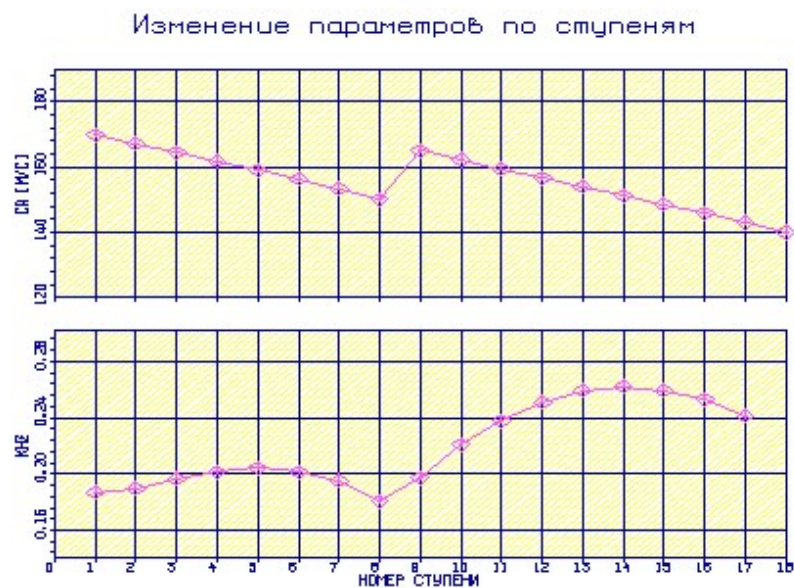


Рисунок 1.5 – Графік зміни осьової швидкості (C_a) і напору (H_z) за ступеннями компресора

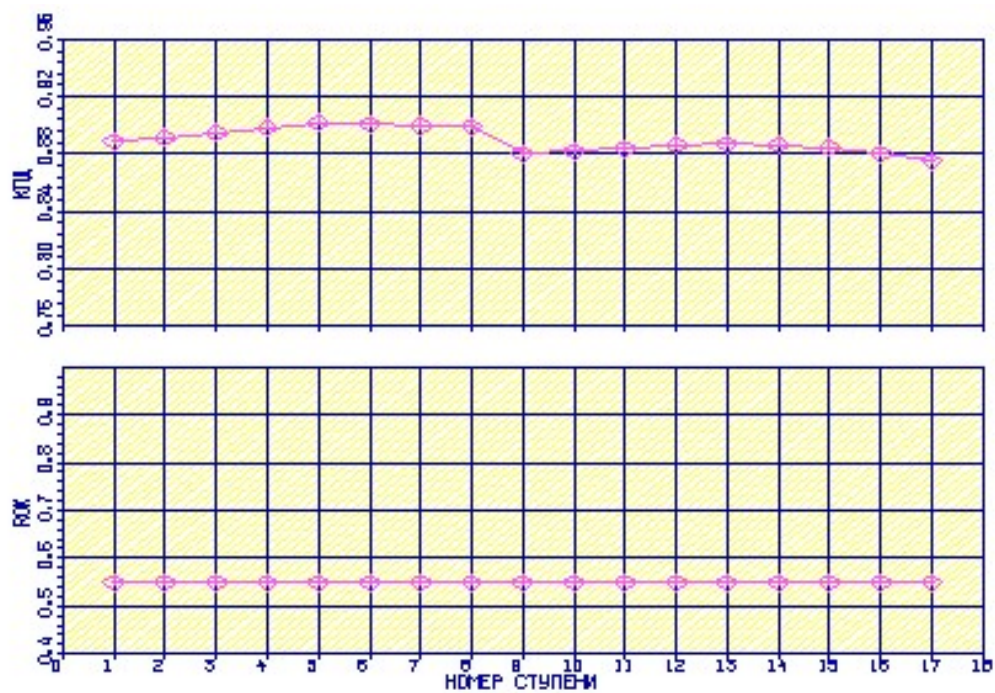


Рисунок 1.6 – Графік розподілу ККДі степені реактивності за ступеннями компресора

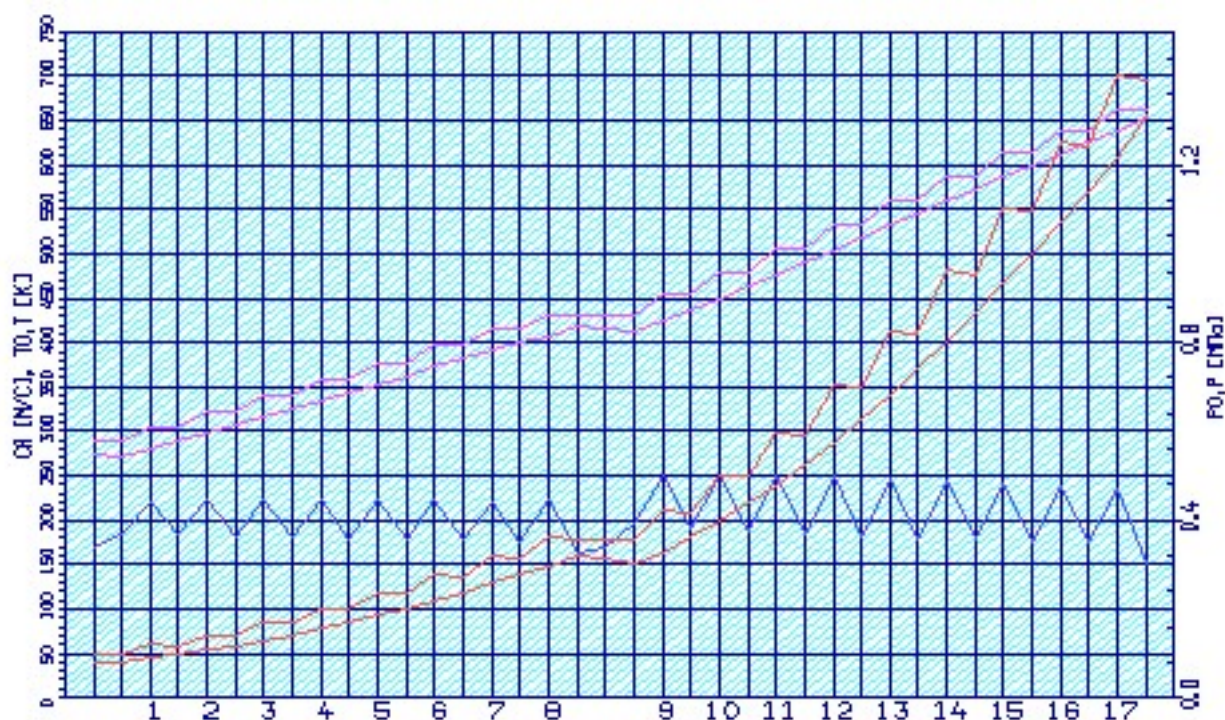


Рисунок 1.7 – Графік зміни параметрів T , T^* , P , P^* , C по проточній частині компресора

Аналізуючи отримані графіки розподілу витраченого напору за ступеннями, бачимо, що напір розподілений раціонально. При розподілі робіт за ступеннями компресора враховані особливості умов роботи перших і останніх ступенів.

Схему проточної частини компресора наведено на рис.1.8.

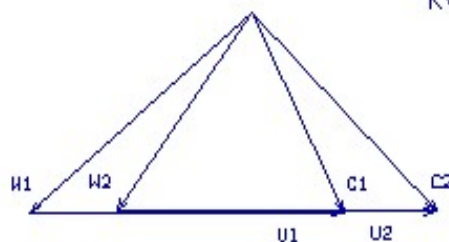


Рисунок 1.8 – Схема проточної частини компресора

На рисунках 1.9 –1.12 представлені плани швидкостей компресора для 17-ти ступенів.

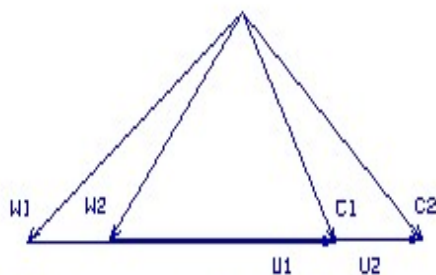
См. 1

KV= 5.0 м/(с*мм)



U1= 240.4 м/с	U2= 245.3 м/с
C1= 184.2 м/с	C2= 220.7 м/с
W1= 240.0 м/с	W2= 197.5 м/с
ALFA1=67.3 эр	ALFA2=49.8 эр
BETA1=45.1 эр	BETA2=58.6 эр

См. 2



U1= 250.1 м/с	U2= 253.7 м/с
C1= 183.6 м/с	C2= 221.8 м/с
W1= 241.6 м/с	W2= 197.1 м/с
ALFA1=65.6 эр	ALFA2=48.4 эр
BETA1=43.8 эр	BETA2=57.3 эр

См. 3



U1= 257.3 м/с	U2= 260.3 м/с
C1= 182.2 м/с	C2= 222.6 м/с
W1= 243.0 м/с	W2= 196.1 м/с
ALFA1=64.5 эр	ALFA2=47.1 эр
BETA1=42.6 эр	BETA2=56.3 эр

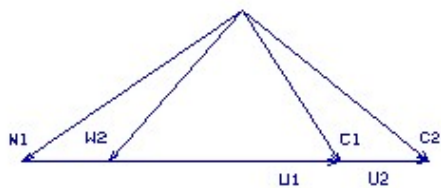
См. 4



U1= 263.3 м/с	U2= 265.9 м/с
C1= 180.7 м/с	C2= 223.0 м/с
W1= 244.0 м/с	W2= 195.0 м/с
ALFA1=63.5 эр	ALFA2=46.0 эр
BETA1=41.5 эр	BETA2=55.3 эр

Рисунок 1.9 – Трикутники швидкостей ступенів (1, 2,3,4) осьового компресора

См. 5



$U1 = 268.4 \text{ м/с}$	$U2 = 270.6 \text{ м/с}$
$C1 = 179.2 \text{ м/с}$	$C2 = 223.0 \text{ м/с}$
$W1 = 244.5 \text{ м/с}$	$W2 = 193.9 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.5 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 45.0 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 40.6 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 54.4 \text{ }^\circ$

См. 6



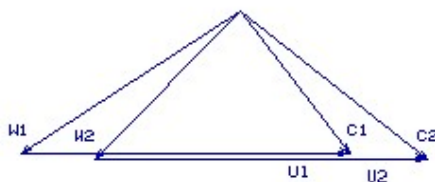
$U1 = 272.7 \text{ м/с}$	$U2 = 274.5 \text{ м/с}$
$C1 = 178.0 \text{ м/с}$	$C2 = 222.2 \text{ м/с}$
$W1 = 244.1 \text{ м/с}$	$W2 = 193.0 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 61.4 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 44.2 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 39.8 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 53.4 \text{ }^\circ$

См. 7



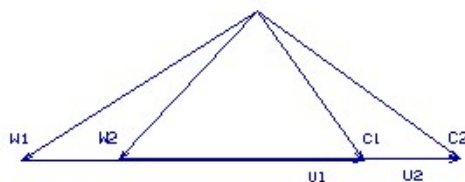
$U1 = 276.3 \text{ м/с}$	$U2 = 277.6 \text{ м/с}$
$C1 = 176.9 \text{ м/с}$	$C2 = 220.5 \text{ м/с}$
$W1 = 242.9 \text{ м/с}$	$W2 = 192.0 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 60.2 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 43.5 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 39.2 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 52.2 \text{ }^\circ$

См. 8



$U1 = 279.0 \text{ м/с}$	$U2 = 281.6 \text{ м/с}$
$C1 = 175.8 \text{ м/с}$	$C2 = 221.8 \text{ м/с}$
$W1 = 239.9 \text{ м/с}$	$W2 = 198.9 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 58.5 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 44.6 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 38.7 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 51.5 \text{ }^\circ$

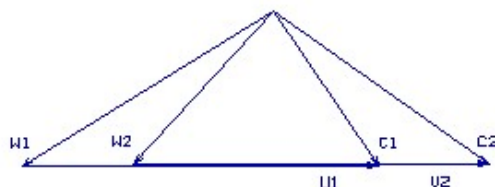
См. 9



$U1 = 314.6 \text{ м/с}$	$U2 = 312.6 \text{ м/с}$
$C1 = 196.3 \text{ м/с}$	$C2 = 251.2 \text{ м/с}$
$W1 = 275.1 \text{ м/с}$	$W2 = 210.9 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 60.0 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 42.2 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 38.2 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 53.2 \text{ }^\circ$

Рисунок 1.10 – Трикутники швидкостей ступенів (5,6,7,8,9) осьового компресора

См. 10



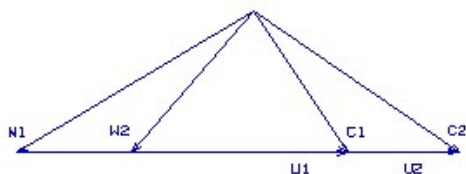
$U1 = 310.6 \text{ м/с}$	$U2 = 308.6 \text{ м/с}$
$C1 = 191.3 \text{ м/с}$	$C2 = 251.1 \text{ м/с}$
$W1 = 275.0 \text{ м/с}$	$W2 = 205.4 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 61.1 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 41.5 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 37.5 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 54.1 \text{ }^\circ$

См. 11



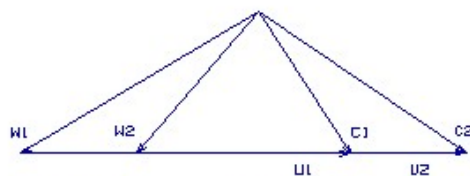
$U1 = 307.0 \text{ м/с}$	$U2 = 305.3 \text{ м/с}$
$C1 = 187.2 \text{ м/с}$	$C2 = 250.2 \text{ м/с}$
$W1 = 273.9 \text{ м/с}$	$W2 = 201.1 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 61.8 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 41.0 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 37.0 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 54.6 \text{ }^\circ$

См. 12



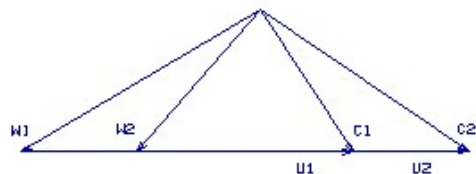
$U1 = 303.7 \text{ м/с}$	$U2 = 302.3 \text{ м/с}$
$C1 = 184.0 \text{ м/с}$	$C2 = 248.8 \text{ м/с}$
$W1 = 272.5 \text{ м/с}$	$W2 = 197.7 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.4 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 40.6 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 36.7 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 55.0 \text{ }^\circ$

См. 13



$U1 = 300.9 \text{ м/с}$	$U2 = 299.6 \text{ м/с}$
$C1 = 181.3 \text{ м/с}$	$C2 = 247.1 \text{ м/с}$
$W1 = 270.6 \text{ м/с}$	$W2 = 195.0 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.6 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 40.4 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 36.5 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 55.2 \text{ }^\circ$

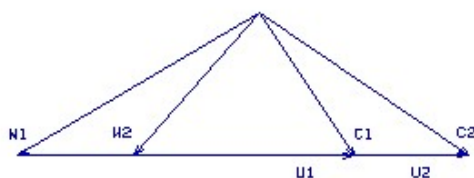
См. 14



$U1 = 298.4 \text{ м/с}$	$U2 = 297.4 \text{ м/с}$
$C1 = 179.1 \text{ м/с}$	$C2 = 244.6 \text{ м/с}$
$W1 = 268.1 \text{ м/с}$	$W2 = 192.9 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.6 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 40.2 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 36.4 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 55.0 \text{ }^\circ$

Рисунок 1.11 – Трикутники швидкостей ступенів (10, 11, 12,13,14) осевого компресора

См. 15



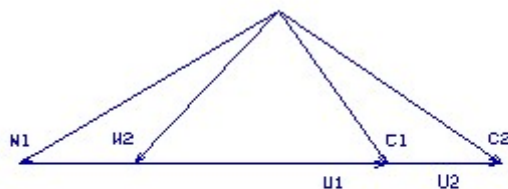
$U1 = 296.4 \text{ м/с}$	$U2 = 295.6 \text{ м/с}$
$C1 = 177.5 \text{ м/с}$	$C2 = 241.6 \text{ м/с}$
$W1 = 265.1 \text{ м/с}$	$W2 = 191.5 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.2 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 40.2 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 36.3 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 54.5 \text{ }^\circ$

См. 16



$U1 = 294.7 \text{ м/с}$	$U2 = 294.0 \text{ м/с}$
$C1 = 176.2 \text{ м/с}$	$C2 = 236.3 \text{ м/с}$
$W1 = 261.7 \text{ м/с}$	$W2 = 190.6 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 61.6 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 40.3 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 36.3 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 53.9 \text{ }^\circ$

См. 17



$U1 = 293.3 \text{ м/с}$	$U2 = 293.3 \text{ м/с}$
$C1 = 175.5 \text{ м/с}$	$C2 = 233.7 \text{ м/с}$
$W1 = 257.7 \text{ м/с}$	$W2 = 190.4 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 60.7 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 40.4 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 36.4 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 52.7 \text{ }^\circ$

Рисунок 1.12 – Трикутники швидкостей ступенів (15, 16, 17) осевого компресора

В результаті розрахунку компресора з використанням ЕОМ дозволив отримати: геометричні параметри лопаткових вінців проточної частини компресора, зміни P , P^* , T , T^* на середньому радіусі кожному ступені, а також роботу і ступінь підвищення тиску кожного ступеня. Крім того, були уточнені остаточні розміри проточної частини. Всі ці дані використовуються при проектуванні решіток профілів багатоступінчастого компресора.

- Ступінь підвищення тиску π_k^* : $\pi_{ккнт}^* = 3,66$, $\pi_{кквт}^* = 3,947$, $\pi_{к\sigma}^* = 14,3$;

- Частота обертання: $n_{кнт} = 11429 \text{ об/хв}$, $n_{квт} = 14096 \text{ об/хв}$;

- Число ступенів: $Z_{кнт} = 8$, $Z_{квт} = 9$;

- Робота компресора: $L_k = 386580 \text{ кДж/кг}$;

- ККД компресора: $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8798$, $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8624$;

Розрахункові параметри не виходять за встановлені межі:

- кут входу потоку в робоче колесо останнього ступеня КВТ

$$\beta_{li} = 33,71 \text{ град} > \beta_{l\text{пред}} = 25 \text{ град};$$

- значення коефіцієнта витрати на виході з КВТ $\overline{Ca} = C_a/U_K = 0,4021$, що більше допустимого значення $\overline{Ca} = 0,4$ і знаходиться в допустимих межах;

- числа Маха на першому РК ($M_{1w} = 0,7299$) не перевищує 0,85, але за аналогією з двигуном-прототипом відповідає трансзвуковому вінцю, що дозволяє збільшити напірні ступені і компресора в цілому;

- відносний втулковий діаметр $\overline{d}_k = 0,8904 < 0,9200$.

1.6 Газодинамічний розрахунок турбіни

Розрахунок параметрів турбіни на розрахунковому режимі може бути проведений з урахуванням всіх видів втрат механічної енергії в її проточної частини. Газодинамічний розрахунок турбіни пов'язаний з великим обсягом обчислень. У навчальному проектуванні настільки складні розрахункові роботи можуть бути проведені лише при використанні ЕОМ [5].

Перевірочний газодинамічний розрахунок осьової турбіни виконується за навчальним посібником з метою визначення параметрів потоку в характерних перетинах і ККД.

Потужність ТВТ і ТНТ визначається потужністю відповідного каскаду компресора, а потужність силової турбіни, необхідна для приводу нагнітача, визначається його потужністю.

Потужність розподіляють по ступеням таким чином, щоб коефіцієнт навантаження останнього ступеня не перевищував 1,5 для забезпечення виходу потоку з ступені, близького до осьового.

Газодинамічний розрахунок осьових газових турбін проводиться на ЕОМ за допомогою програм GDRGT і GFT (за умови, що турбіни мають число ступенів не більше восьми). Програма GFT забезпечує графічне представлення результатів розрахунку. У процесі розрахунку отримуємо розрахунок основних газодинамічних параметрів по ступенях i , як наслідок, графічне побудова розподілу швидкостей і побудова проточної частини турбіни.

Частина параметрів в якості первинних даних для розрахунку беруться з термогазодинамічного розрахунку і формування вигляду двигуна, а інші параметри вибираються.

Відносна величина радіального зазору над лопатками РК

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{h_2},$$

де Δ_r — радіальний зазор в гарячому стані; $\bar{\Delta}_r \approx 0$ для працюючих вінців з бандажними полками; h_2 — висота робочої лопатки. Приймаємо $\bar{\Delta}_r = 0$

Ставлення швидкості охолоджуючого повітря на виході з отворів до середньої швидкості газу в перерізі (\bar{C}_B) і середньої швидкості газу в цьому перерізі до швидкості газу за решіткою (\bar{C}_r) вибираємо з діапазону $\bar{C}_B = 0,4..0,6$, вибираємо $\bar{C}_B = 0,6$; $\bar{C}_r = 0,75..0,85$, вибираємо $\bar{C}_r = 0,85$.

Відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря:

$$\bar{h}_{щ} = \frac{h_{щ}}{(h_{щ} + h_{п})},$$

де $h_{щ}$ — висота щілини; $h_{п}$ — висота перемички.

Приймаємо $\bar{h}_{щ} = 0,56$.

Відносний діаметр вихідної кромки лопатки, що означає кромочні втрати на виході з лопаточного вінця:

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{a},$$

де d_2 - діаметр вихідної кромки лопатки,

a - “горло” межлопаточного каналу.

Для неохолоджуваних лопаток: $\bar{d}_2 = 0,04 \dots 0,10$. Прийнято $\bar{d}_2 = 0,06$.

Для охолоджуваних лопаток: $\bar{d}_{2o} = 0,10 \dots 0,15$. $\bar{d}_{2o} = 0,100$.

Геометричні параметри (середні діаметри проточної частини і висоти лопаток) взначаємо за даними розділу 2.

\bar{C}_c — відносна товщина профілю лопатки СА в середньому перерізі.

\bar{C}_{PK} — відносна товщина профілю лопатки РК в середньому перерізі.

Для неохолоджуваних лопаток вінців:

$$\bar{C}_{CA} = 0,10 \dots 0,15; \bar{C}_{PK} = 0,10 \dots 0,15.$$

Для охолоджуваних лопаток вінців ці величини вибирають великими в залежності від способу охолодження і кількості охолоджуючого повітря:

$$\bar{C}_{CA_ТНТ} = 0,17; \bar{C}_{CA_ТC1} = 0,12; \bar{C}_{CA_ТC2} = 0,12; \bar{C}_{CA_ТC3} = 0,12.$$

$$\bar{C}_{CA} = 0,15 \dots 0,20; \bar{C}_{PK} = 0,20 \dots 0,25.$$

Прийнято: $\bar{C}_{CA_ТВД} = 0,16; \bar{C}_{PK_ТВД} = 0,20;$

У процесі розрахунку на ЕОМ потужність ТС перерозподіляємо сходами так, щоб отримати значення кута потоку в абсолютному русі на виході з останнього ступеня $\alpha_2 \approx 80 \dots 90$ град.

Частоти обертання каскадів турбіни:

$$1) n_{BT} = 13796,5 \text{ об/хв};$$

$$2) n_{HT} = 11100,2 \text{ об/хв};$$

$$3) n_{CT} = 8200 \text{ об/хв}.$$

Температури лопаток СА і РК визначають відносний витрата охолоджуючого повітря через отвори в області вхідної частини профілю лопатки СА $G_{охл0}$ і через щілини в області вихідної кромки лопатки СА $G_{охл1}$ і РК $G_{охл2}$.

$$G_2 = G_0 \cdot (1 + q_m - \overline{\Delta G_{омб}} - \overline{\Delta G_{охол}}) = 29,54 \cdot (1 + 0,01538 - 0,085 - 0,015) = 27,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Для досягнення необхідної потужності турбіни, потрібно підвищити $\overline{\Delta G_{омб}}$ від компресора с 0,085 до 0,088. В результаті масова витрата газу через турбіну:

$$G_2 = G_0 \cdot (1 + q_m - \overline{\Delta G_{омб}} - \overline{\Delta G_{охол}}) = 29,54 \cdot (1 + 0,01538 - 0,088 - 0,015) = 26,95 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Розрахунок потужностей ступенів турбін:

$$N_{ТВТ} = \frac{N_{КВТ}}{\eta_{МВТ}} = \frac{L_{КВТ} \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МВТ}} = \frac{239,68 \cdot 29,54}{0,99} = 7151,7 \text{ кВт};$$

$$N_{ТНТ} = \frac{N_{КНТ}}{\eta_{МНТ}} = \frac{L_{КНТ} \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МНТ}} = \frac{146,9 \cdot 29,54}{0,99} = 4383,3 \text{ кВт};$$

$$N_{ТС} = 6740 \text{ кВт}.$$

Розподілимо потужність по ступеням силової турбіни:

$$N_{ТС.1СТ.} = 2360 \text{ кВт}; N_{ТС.2СТ.} = 2300 \text{ кВт}; N_{ТС.3СТ.} = 2080 \text{ кВт}.$$

Файл первинних даних до газодинамічного розрахунку турбіни наведено в таблиці 1.11, файл з результатами розрахунку представлений в таблиці 1.12.

Таблиця 1.11 – Вихідні дані для газодинамічного розрахунку турбіни

Величина	Ступені				
	1	2	3	4	5
$N_{ст}$					
N кВт	7151,7	4383,3	2360	2300	2080
n об/мин	13796,5	11100,2	8202	8202	8202
ρ_T	0,285	0,29	0,31	0,325	0,345
D_{cp1} , м	0,555	0,555	0,5522	0,5522	0,5522
D_{cp2} , м	0,555	0,555	0,5522	0,5522	0,5522
h_1 , м	0,043	0,0695	0,0985	0,123	0,153
h_2 , м	0,0521	0,0795	0,105	0,134	0,169
\bar{C}_{CA}	0,16	0,12	0,13	0,15	0,15
\bar{C}_{PK}	0,20	0,13	0,14	0,15	0,15
$\bar{G}_{ожл0}$	0,005		0	0	0
$\bar{G}_{ожл1}$	0,0045		0	0	0
$\bar{G}_{ожл2}$	0,0055	0	0	0	0

Таблиця 1.12 – Результати газодинамічного розрахунку турбіни

ГДР ГТ							
Исходные данные:							
5	3	104570.					
26.95	1305.	.1321E+07	675.0	.5000E-03	.5600	.8500	
.8500		.6000E-01		.1000	Kr=1.318	Rr= 290.0	Cpr=1201.3
Схема печати:							
D1c	D2c	h1	h2	Cmc	Cmp	n	
Mct	Le*	Πi*	Πi	КПД	Rc	R1c	T1w*
U1	C1	C1a	C1u	alf1	be1	L1	Lw1
U2	C2	C2a	C2u	alf2	be2	L2	Lw2
T1	T1*	P1	P1*	T2	T2*	P2	P2*
G1	G2	sca	bca	alfu	tca	fi	Zca
Pu	Pa	спк	брк	beu	трк	psi	Zрк
Тлса	Тлрк	Seум					
Nст=	1						
.555	.555	.430E-01	.521E-01	.160	.200	.138E+05	
.715E+04	.263E+06	2.36	2.49	.897	.285	.184	.117E+04

Продовження таблиці 1.12

401.	628.	170.	605.	15.7	39.9	.959	.428												
401.	182.	175.	-47.4	74.9	21.4	.304	.777												
	.114E+04		.130E+04		.701E+06		.123E+07		.107E+04		.108E+04							.531E+06	
			.560E+06																
27.2	27.4	.332E-01		.546E-01		37.4	.447E-01		.942	39									
	.177E+05		.416E+04		.231E-01		.255E-01		65.1	.196E-01		.961	89						
	.111E+04		.104E+04		161.														
Ncт= 2																			
	.555	.555	.695E-01		.795E-01		.120	.130		.111E+05									
	.438E+04		.160E+06		1.82	1.94	.916	.290		.121	999.								
323.	187.	185.	-25.9	82.0	28.0	.335	.688												
976.	.108E+04		.353E+06		.538E+06		934.	948.		.288E+06		.307E+06							
Ncт= 3																			
	.552	.552	.985E-01		.105	.130	.140	.820E+04											
	.236E+04		.839E+05		1.42	1.52	.913	.310		.837E-01		907.							
237.	375.	179.	330.	28.4	62.5	.671	.368												
237.	187.	186.	-21.9	83.3	35.7	.348	.583												
890.	948.	.231E+06		.301E+06		864.	879.	.202E+06		.217E+06									
27.4	27.4	.322E-01		.484E-01		41.6	.403E-01		.966	43									
	.963E+04		.246E+04		.230E-01		.272E-01		57.8	.267E-01		.968	65						
948.	857.	129.																	
Ncт= 4																			
	.552	.552	.123	.134	.150	.150	.820E+04												
	.230E+04		.818E+05		1.44	1.57	.913	.325		.435E-01		839.							
237.	372.	190.	319.	30.7	66.6	.690	.393												
237.	198.	196.	-24.3	82.9	36.9	.382	.621												
822.	879.	.161E+06		.213E+06		795.	811.	.138E+06		.150E+06									
27.4	27.4	.318E-01		.475E-01		42.0	.386E-01		.968	45									
	.940E+04		.202E+04		.230E-01		.279E-01		55.4	.267E-01		.969	65						
879.	789.	162.																	
Ncт= 5																			
	.552	.552	.153	.169	.150	.150	.820E+04												
	.208E+04		.740E+05		1.44	1.60	.903	.345		.111E-01		777.							
237.	358.	204.	294.	34.7	74.3	.692	.418												
237.	211.	210.	-18.2	85.1	39.4	.424	.653												
758.	811.	.111E+06		.147E+06		731.	750.	.942E+05		.104E+06									
27.4	27.4	.313E-01		.452E-01		43.9	.354E-01		.969	49									
	.855E+04		.174E+04		.230E-01		.294E-01		51.6	.251E-01		.968	69						
811.	727.	201.																	
Tr*=1305.0Pr*=.1321E+07Cr=103.5										Tr=1300.5					Pr=.1303E+07 D1c=.555h1=.0430				

Схема проточної частини турбіни показана на рисунку 1.13. Розподіл параметрів по ступеням турбіни показано на рисунках 1.14, 1.15. Трикутники швидкостей турбіни на ТВТ, ТНТ і ТС показані на рисунках 1.16, 1.17, 1.18.

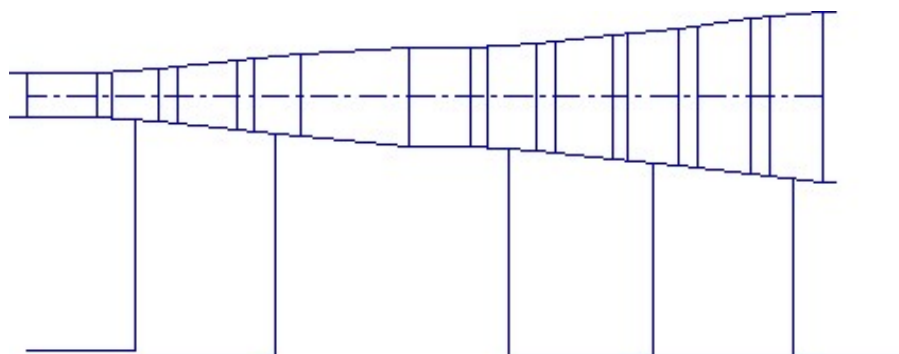


Рисунок 1.13 - Схема проточної частини турбіни

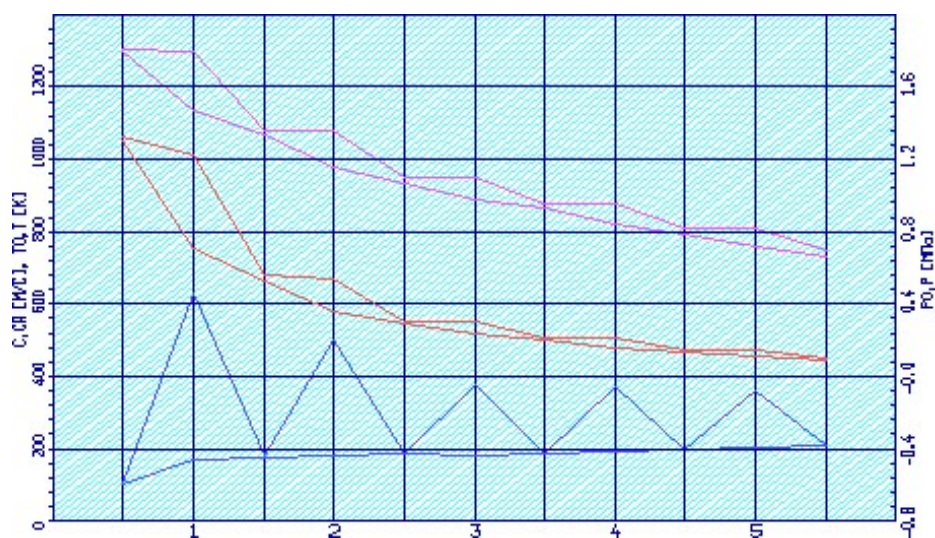


Рисунок 1.14 – Розподіл C , C_a , T^* , T , P^* і P по ступеням турбіни

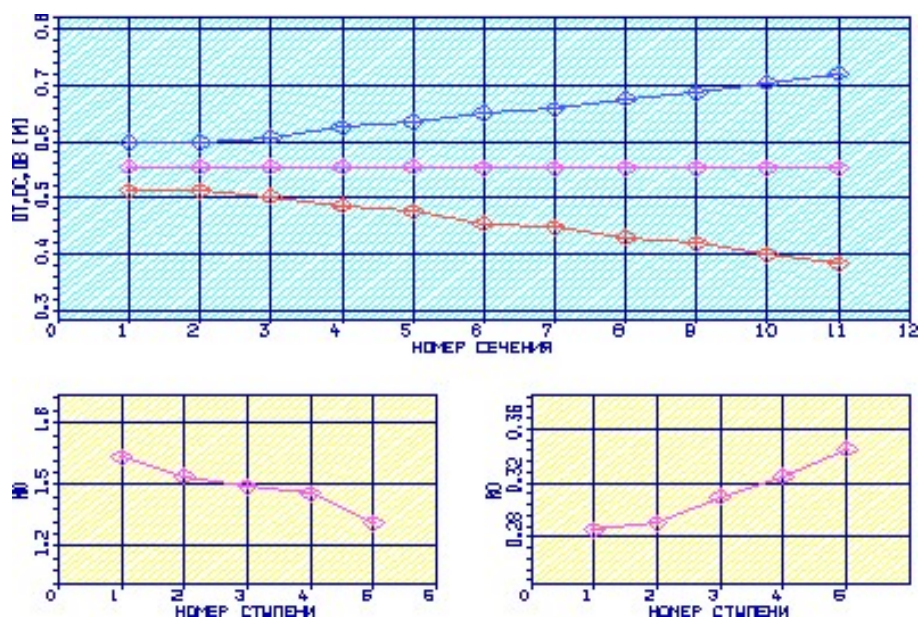


Рисунок 1.16 – Розподіл D_{VT} , D_{CP} , D_K , μ і ρ_T по ступеням турбіни

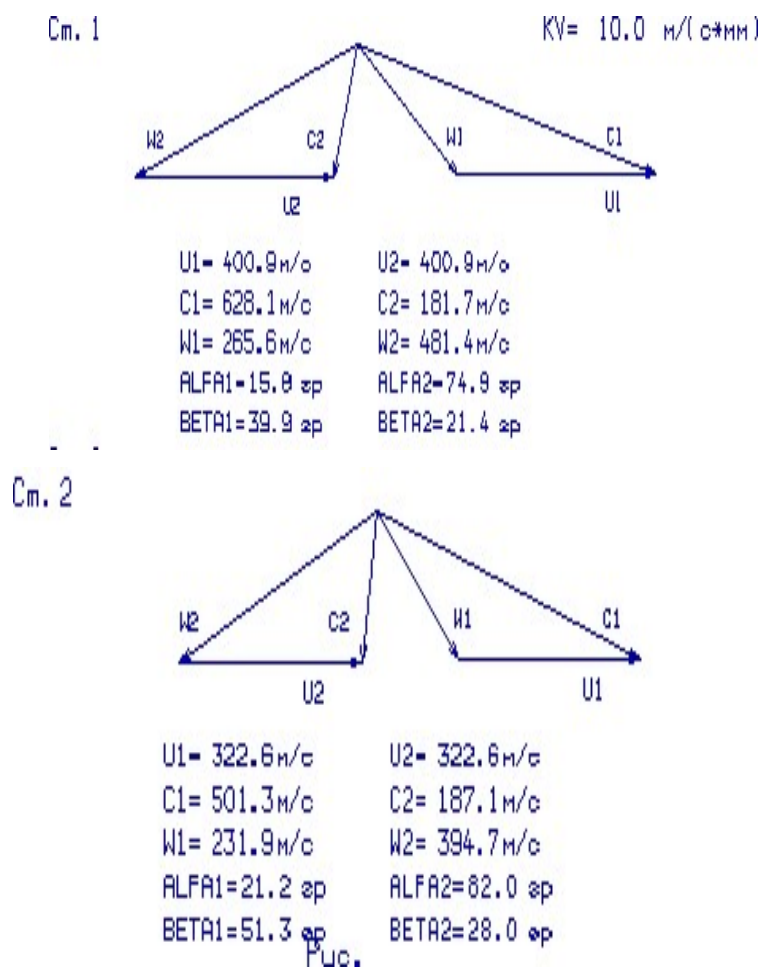
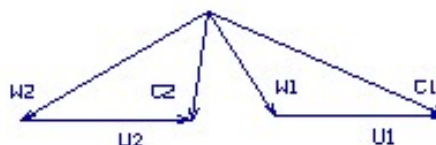


Рисунок 1.17 – Трикутники швидкостей ступенів (1, 2) турбіни

См. 3



$U_1 = 237.1 \text{ м/с}$	$U_2 = 237.1 \text{ м/с}$
$C_1 = 375.4 \text{ м/с}$	$C_2 = 187.2 \text{ м/с}$
$W_1 = 201.4 \text{ м/с}$	$W_2 = 318.8 \text{ м/с}$
$ALFA_1 = 28.4 \text{ }^\circ$	$ALFA_2 = 83.3 \text{ }^\circ$
$BETA_1 = 62.4 \text{ }^\circ$	$BETA_2 = 35.7 \text{ }^\circ$

См. 4



$U_1 = 237.1 \text{ м/с}$	$U_2 = 237.1 \text{ м/с}$
$C_1 = 371.5 \text{ м/с}$	$C_2 = 197.8 \text{ м/с}$
$W_1 = 206.9 \text{ м/с}$	$W_2 = 326.9 \text{ м/с}$
$ALFA_1 = 30.7 \text{ }^\circ$	$ALFA_2 = 82.9 \text{ }^\circ$
$BETA_1 = 66.6 \text{ }^\circ$	$BETA_2 = 36.9 \text{ }^\circ$

См. 5



$U_1 = 237.1 \text{ м/с}$	$U_2 = 237.1 \text{ м/с}$
$C_1 = 357.8 \text{ м/с}$	$C_2 = 210.8 \text{ м/с}$
$W_1 = 211.5 \text{ м/с}$	$W_2 = 330.6 \text{ м/с}$
$ALFA_1 = 34.7 \text{ }^\circ$	$ALFA_2 = 85.0 \text{ }^\circ$
$BETA_1 = 74.3 \text{ }^\circ$	$BETA_2 = 39.4 \text{ }^\circ$

Рисунок 1.18 – Трикутники швидкостей ступенів (3,4,5) турбіни

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА та РК першої ступені;

– на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 15,8$ град., відповідає вимозі - $\alpha_1 > 15 \dots 17^\circ$;

– кут виходу потоку газу з ТВТ дорівнює $\alpha_2 = 74,9$ град., з ТНТ $\alpha_2 = 82$ град.; з ТС $\alpha_2 = 85$ град., що забезпечує осьовий напрямок потоку на виході.

– на всіх ступінях турбіни були отримані ККД:

$$\eta_{ТВТ}^* = 0,897; \eta_{ТНТ}^* = 0,916; \eta_{ТС1}^* = 0,913; \eta_{ТС2}^* = 0,913; \eta_{ТС3}^* = 0,903.$$

– коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{zTBT}=1,579; \mu_{zTHT}=1,469; \mu_{zTC}=4,034.$$

– характерну зміну основних параметрів (С, Т * і Т, Р * і Р) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;

– ступінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення, це говорить про те, що в турбіні незначні втрати:

$$\rho_{emTBT} = 0,285, \rho_{emTHT} = 0,290, \rho_{emTC1} = 0,310, \rho_{emTC2} = 0,325, \rho_{emTC3} = 0,345.$$

– частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{TC} = 8200$ об/хв.

Для отримання прийнятних результатів розрахунку геометричні розміри, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна прототипу.

1.7 Розрахунок камери згоряння

Успіх створення конкурентоспроможної ГТУ багато в чому залежить від ефективності роботи камери згоряння, що, в значній мірі, означає надійність, економічність, екологічні характеристики газотурбінної установки. Поряд з виконанням традиційних вимог (за повнотою згоряння – не менше 0,99, втрат повного тиску – менше 0,06, надійності розпалювання в усьому діапазоні атмосферних температур) до камери згоряння висуваються жорсткі вимоги щодо забезпечення допустимого рівня концентрації шкідливих речовин в продуктах згоряння, в першу чергу оксидів азоту NOX.

Камера згоряння – важливий вузол двигуна, що працює в важких умовах високих теплових напружень. Рішення завдання зниження концентрації NOX до 50 мг/м³ при спалюванні газу вимагає зміни конструкції камери згоряння. Супутні цьому вимоги по універсальності до роду палива, що спалюється (рідке, газоподібне), збільшення ресурсу, високій експлуатаційній технологічності і

ремонтпридатності визначили доцільність конструкції камери згоряння за противоточною схемою зі знімними модулями жарових труб і кільцевим газозбірником.

Камера згоряння прзначена для реалізації процесу підведення тепла до робочого тіла. Тепло в камері згоряння виділяється в результаті реакції горіння палива. Пальним є природний газ, окислювачем – кисень.

1.7.1 Вихідні дані

Для розрахунку використовуються основні геометричні співвідношення камери згоряння двигуна–прототипу. Тип камери згоряння – трубчасто–кільцева. Підбір вихідних даних виконується відповідно до навчального посібника [7] і представляється в таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 – Вихідні дані до розрахунку камери згоряння

T_k^*	К	674,2
P_k^*	Па	1515000
σ_{kc}	–	0,946
T_c^*	К	2000
$C_{ж}$	м/с	60
G_B	кг/с	361,6
α_{kc}	–	2,857
$\alpha_{вг}$	–	1,2
$C_{см}$	м/с	40
σ_A	–	0,97
Nu	кДж/кг	50500
l_0	–	17,2
D_T	мм	2367
$\eta_{г}$	–	0,98

1.7.2 Розрахунок камери згоряння

1) Витрата повітря в жаровій трубі в кінці зони горіння:

$$G_{\text{вз}} = \frac{\alpha_{\text{вз}}}{\alpha} \cdot G_{\text{г}}$$

де $\alpha_{\text{вз}} = 1,2 \dots 1,8$.

$$G_{\text{вз}} = \frac{1,2}{2,857} \cdot 361,6 = 151,88 \text{ кг/с}$$

2) Витрата змішувального повітря

$$G_{\text{вс}} = G_{\text{г}} - G_{\text{вз}}$$

$$G_{\text{вс}} = 361,6 - 151,88 = 209,7 \text{ кг/с}$$

3) Площа перетину жарової труби:

$$F_{\text{жс}} = \frac{G_{\text{вс}}}{C_{\text{жс}} \cdot \rho_{\text{с}}}$$

$$F_{\text{жс}} = \frac{209,7}{60 \cdot 2,497} = 1,014 \text{ м}^2$$

4) Площа перетину для проходження змішувального повітря:

$$F_{\text{см}} = \frac{G_{\text{вс}}}{C_{\text{см}} \cdot \rho}$$

$$\rho \approx \rho^* = \frac{P_{\text{к}}^* \cdot \sigma_{\text{А}}}{R \cdot T_{\text{к}}^*}$$

де, $C_{cm} = 40 \dots 60 \text{ м/с}$; $\sigma_A = 0,97 \dots 0,99$.

$$\rho \approx \rho^* = \frac{1515000 \cdot 0,97}{287 \cdot 674,2} = 7,595 \text{ кг/м}^3$$

$$F_{cm} = \frac{209,7}{40 \cdot 7,595} = 0,69 \text{ м}^2$$

5) Загальна площа:

$$F_{\Sigma} = F_{жс} + F_{cm}$$

$$F_{\Sigma} = 1,014 + 0,69 = 1,704 \text{ м}^2$$

6) Перевірка відношення площі

$$\frac{F_{жс}}{F_{\Sigma}} = 0,6 \dots 0,75 \text{ — для кільцевих камер згоряння.}$$

$$\frac{F_{жс}}{F_{\Sigma}} = \frac{1,014}{1,704} = 0,595$$

7) Зовнішній діаметр КС:

$$D_{кс} = (1,05 \dots 1,27) \cdot D_T$$

$$D_{кс} = 1,05 \cdot 2,367 = 2,485 \text{ м}$$

8) Внутрішній діаметр:

$$D_{вн} = 1,350 \text{ м — взято з прототипу.}$$

9) Відносний діаметр:

$$d_{кс} = \frac{D_{вн}}{D_{кс}} = 0,35 \dots 0,55$$

$$d_{\text{кк}} = \frac{1,350}{2,485} = 0,54$$

10) Середній діаметр:

$$D_{\text{ср}} = \sqrt{D_{\text{кк}}^2 \cdot \frac{1+d_{\text{кк}}^2}{2}}$$

$$D_{\text{ср}} = \sqrt{2,485^2 \cdot \frac{1+0,51^2}{2}} = 1,999 \text{ м}$$

11) Відстань між стінками жарових труб:

$$d_{\text{жс}} = 120 - 190 \text{ мм}$$

Приймаємо: $d_{\text{жс}} = 150 \text{ мм}$.

12) Обсяг жарової труби (жарових труб):

$$V_{\text{жс}} = \frac{Hu \cdot \eta_z \cdot G_{\text{мч}}}{Q_V \cdot P_k^*}$$

де $\eta_z = 0,98 \dots 0,99$ – коефіцієнт повноти згоряння;

Q_V – вибирається, значення Q_V см. в [7];

$G_{\text{мч}}$ – витрата пального.

$$G_{\text{мч}} = 3600 \cdot \frac{G_6}{\alpha_{\text{кк}} \cdot l_0}$$

$$G_{\text{мч}} = 3600 \cdot \frac{361,6}{2,857 \cdot 17,2} = 26490,6 \text{ кг/ч}$$

$$V_{\text{жс}} = \frac{50500 \cdot 0,98 \cdot 26490,6}{1500 \cdot 1515000} = 0,577 \text{ м}^3$$

13) Довжина жарової труби:

$$l_{\text{жс}} \geq \frac{V_{\text{жс}}}{F_{\text{жс}}}$$

$$l_{\text{жс}} = \frac{0,577}{1,014} = 0,569 \text{ м}$$

14) Довжина КС:

$$l_{\text{кс}} = \frac{l_{\text{кс прот.}}}{D_{\text{кс прот.}}} \cdot D_{\text{кс}}$$

де $\frac{l_{\text{кс прот.}}}{D_{\text{кс прот.}}} = 0,5 \dots 1,0$ – вибирається близьким до двигуна–прототипу.

$$l_{\text{кс}} = 0,5 \cdot 2,485 = 1,242 \text{ м.}$$

15) Довжина зони горіння й зони зміщення:

$$l_{\text{зг}} = l_{\text{зс}} = 0,5 \cdot l_{\text{жс}}$$

$$l_{\text{зг}} = l_{\text{зс}} = 0,5 \cdot 0,569 = 0,285 \text{ м}$$

16) Зовнішній й внутрішній діаметри форсунок

$$D_{\text{ф}} = 0,5 \cdot d_{\text{жс}}$$

$D_{\text{ф}} = 0,5 \cdot 0,150 = 0,075 \text{ м}$ – зовнішній діаметр;

$$d_{\text{ф}} = 0,55 \cdot D_{\text{ф}}$$

$d_{\text{ф}} = 0,55 \cdot 0,075 = 0,041 \text{ м}$ – внутрішній діаметр.

Ескіз розрахованої камери згоряння зображено рис. 1.19.

За конструктивним виконанням камера згоряння є трубчато– кільцевою. Наведені розрахунки показують, що спроектована камера згоряння відповідає сучасним вимогам: прийнятною температурою в зоні горіння і порівняно невеликими габаритами.

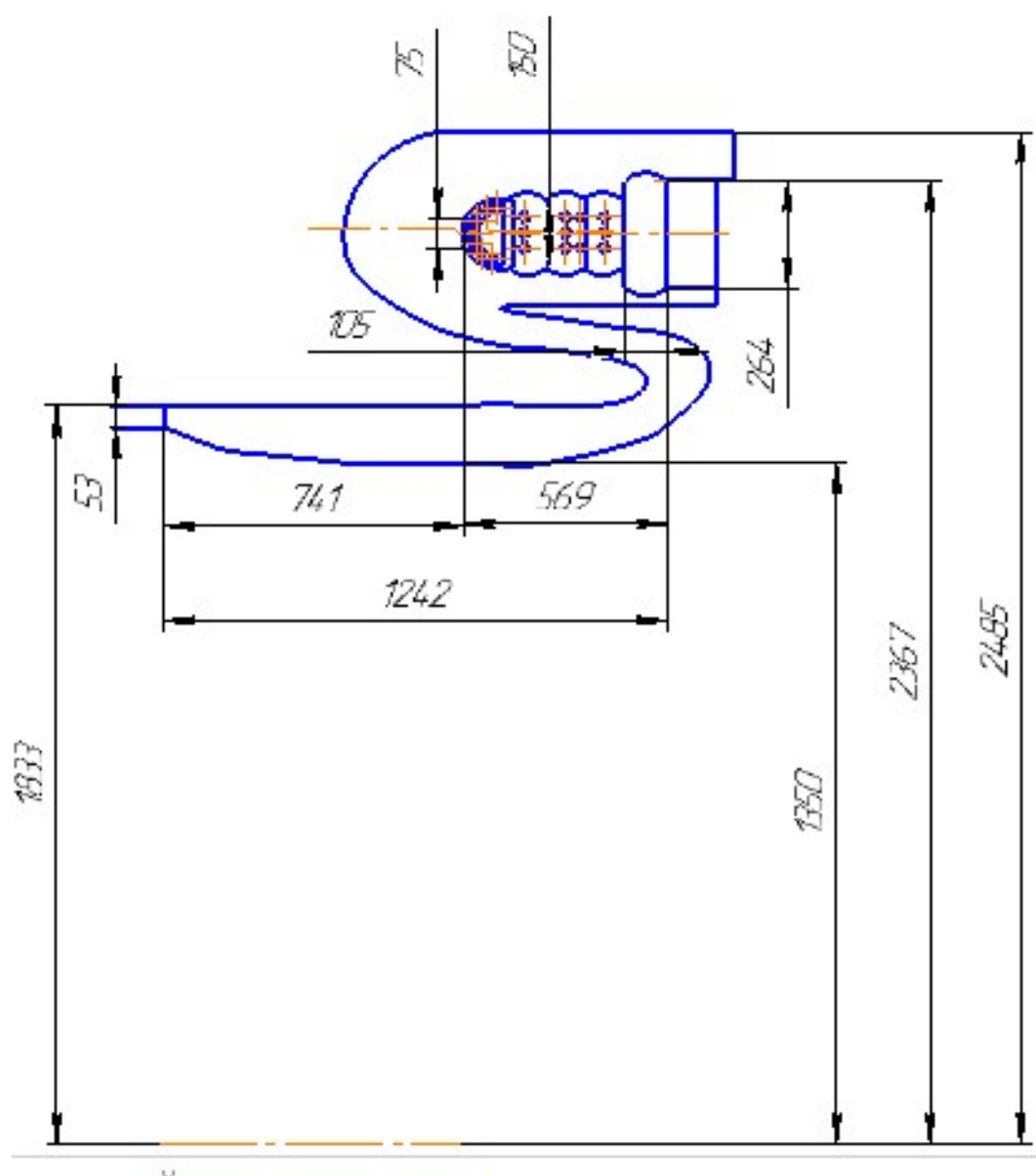


Рисунок. 1.19 – Ескіз камери згоряння

1.8 Розрахунок вхідного пристрою

Вхідні пристрої ГТУ призначені для подачі циклового робочого тіла до компресора ГТД з мінімальними спотвореннями полів швидкостей і тисків, а також з мінімальними втратами повного тиску на вході в компресор.

Розрахунок вхідного пристрою проведено з урахуванням рекомендацій методичного посібника [8].

Розрахункова схема вхідного пристрою представлена на рис. 1.20. Умовні позначення для цього рисунку наступні:

D_n – діаметр патрубку;

D_k – діаметр колектора;

F_k – площа утвореного циліндра на вході з висотою h_k ;

D_o – зовнішній діаметр проточної частини компресора;

B – ширина патрубку;

h_o – висота проточної частини компресора;

h_k – осьова відстань від торцевої стінки патрубку до колектора;

d – втулковий діаметр;

h – осьова довжина патрубку;

L – осьова довжина вхідного пристрою.

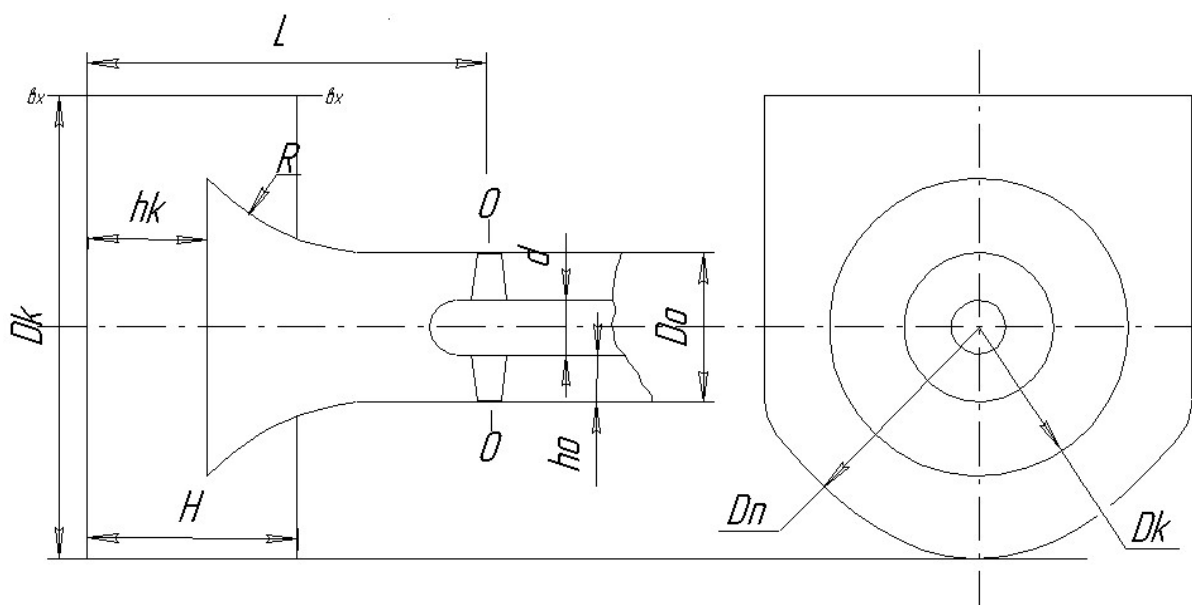


Рисунок 1.20 – Розрахункова схема вхідного пристрою

Формули, що використовуються для розрахунку:

$\bar{F}_n = \frac{F_{BX}}{F_0}$ – відносна площа патрубку (ступінь поджатия патрубку), де

$$F_{BX} = B \cdot H ;$$

$\bar{F}_K = \frac{F_K}{F_0}$ – ступінь поджатия колектора;

$\bar{D}_n = \frac{D_n}{D_K}$ – відносний діаметр патрубку.

Використані рекомендації до розрахунку:

$\frac{h_K}{h_0} = 2 \dots 3$ (приймаємо – 2,5) при $\bar{F}_K \approx \bar{F}_n = 3,5 \dots 4$ (приймаємо 4);

$\bar{D}_n = 1,25 \dots 1,5$ (приймаємо 1,5).

Відносну протяжність вхідного пристрою \bar{L} вибирають в межах:

$\bar{L} = 1,5 \dots 2$ (приймаємо 2) $\rightarrow \bar{L} = \frac{L}{H}$;

радіус заокруглення колектора $R = 0,25 \cdot D_0$.

Розрахунок:

Вихідні величини беремо з газодинамічного розрахунку компресора:

$D_0 = 2,053$ м, $d = 1,203$ м.

Взначаємо висоту проточної частини компресора:

$$h_0 = (D_0 - d) / 2 = (2,053 - 1,203) / 2 = 0,425 \text{ м.}$$

Взначаємо осьову відстань від торцевої стінки патрубку до колектора:

$$h_k = h_0 \cdot 2 = 0,425 \cdot 2 = 0,85 \text{ м.}$$

Площа в перетині 0–0 дорівнює:

$$F_0 = (D_0^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (2,053^2 - 1,203^2) \cdot \frac{3,14}{4} = 2,174 \text{ м}^2.$$

Площа F_k и $F_{вх}$:

$$F_k = F_0 \cdot 3,8 = 2,174 \cdot 3,8 = 8,26 \text{ м},$$

$$F_{ex} = F_k = 8,26 \text{ м}.$$

Діаметр колектора визначаємо за формулою:

$$D_k = \frac{F_k}{\pi \cdot h_k} = \frac{8,25}{3,14 \cdot 0,85} = 3,093 \text{ м}.$$

Діаметр патрубк:

$$D_n = D_k \cdot 1,3 = 3,093 \cdot 1,3 = 4,021 \text{ м}.$$

Приймаємо $B = D_n$, тоді:

$$H = \frac{F_{ex}}{B} = \frac{8,26}{4,021} = 2,054 \text{ м}.$$

Довжина патрубк:

$$L = H \cdot \bar{L} = 2,054 \cdot 1,7 = 3,492 \text{ м}.$$

Радіус заокруглення лемніскати:

$$R = D_0 \cdot 0,25 = 2,053 \cdot 0,25 = 0,513 \text{ м}.$$

Побудовано схему вхідного пристрою на підставі проведеного розрахунку, яка представлена на рис. 1.21.

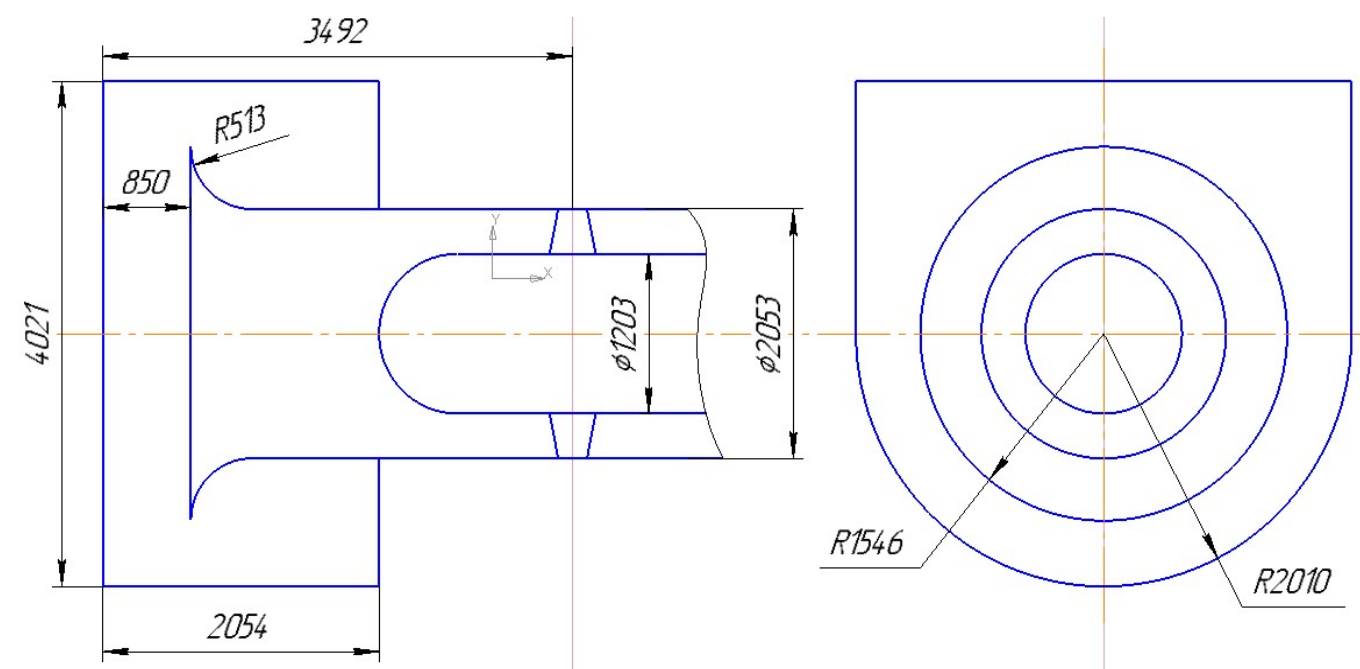


Рисунок 1.21 – Схема вхідного пристрою

Отриманий вхідний пристрій забезпечує подачу робочого тіла до компресора з мінімальними спотвореннями полів швидкостей і тисків і мінімальними втратами повного тиску на вході в компресор. Степінь конфузорності перетину від вхідного перетину до перетину на вході в компресор вибрано оптимально, так, щоб забезпечити мінімум втрат в патрубку; з тих же міркувань розраховувався і його діаметр. На цьому етапі були закладені параметри, що відповідають геометричним співвідношенням, що забезпечує рівномірність параметрів на вході в компресор і мінімальні гідравлічні втрати.

1.9 Розрахунок вихідного пристрою

При проектуванні газотурбінних установок різного призначення і області застосування, одним з етапів є аеродинамічний розрахунок і профілювання вихідних пристроїв. Основне завдання при цьому – отримання максимального ККД при дотриманні необхідних габаритів.

При виборі конструктивної схеми і проектуванні вихідних пристроїв пивідних двигунів необхідно враховувати вимоги, обумовлені прзначенням і міркуваннями ефективності і надійності установки. Газотурбінні установки знаходять застосування в багатьох областях:

- приводи генераторів, насосів, нагнітачів;
- суднові газотурбінні установки приводу двигунів;
- газотурбінні установки для локомотивів і енергопоїздів;
- газотурбінні установки малої потужності та ін.

Згідно з основними вимогами, що пред'являються до вихідних пристроїв газотурбінних установок, вони повинні:

- забезпечувати відведення робочого тіла з двигуна в заданому напрямку з мінімальними аеродинамічними втратами;
- забезпечувати рівномірне поле тисків за останнім ступенем турбіни;
- мати рівномірне поле швидкостей на виході з вихідного пристрою;
- забезпечувати стаціонарний стійкий характер течії на всіх режимах роботи;
- мати високу жорсткість;
- мати прийнятні конструктивні габарити.

Створити вихідний пристрій, що задовольняє всім вимогам, досить складно, і завдання полягає в тому, щоб знайти компромісне рішення. В основу цього закладені насамперед вимоги жорсткості, габаритності і забезпечення необхідного напрямку робочого тіла.

1.9.1 Вихідні дані

При проектуванні і розробці конструкцій вихідних пристроїв ставиться завдання отримання максимального ККД при виконанні вимог до габаритності та інших вимог.

Конструктивно вихідний пристрій привідного ГТД виконується як дифузорний канал. Дифузор – це аеродинамічний пристрій, прзначений для

перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну з якомога більшою ефективністю. Осерадіальній дифузор з проміжним підтисканням потоку має переваги, що пов'язані з конфузорним характером течії при повороті потоку и двома окремий ділянками дифузороного типу.

Вихідними геометричними даними є результати газодинамічного розрахунку турбіни і конструктивні особливості перехідного каналу до вихідного пристрою, вибрані з конструктивних міркувань:

$$D_1 = 1,657 \text{ м} \text{ – вхідний діаметр обтічника};$$

$$D_2 = 2,883 \text{ м} \text{ – вхідний діаметр обтічника.}$$

В даний час в енергетичних ГТУ застосовуються осерадіальні дифузори, для яких відсутні жорсткі обмеження на граничні габарити. Вихідні осерадіальні дифузори газових турбін характеризуються відносними радіальними розмірами $\bar{D} = 1,5 \dots 2$; та подовженням $\bar{L} \geq 1$. Цей факт пояснює відносно малі втрати в них у порівнянні з іншими дифузорами турбомашин [9].

Отже, приймаємо:

$$\bar{D} = 2,0 \text{ – відносний розмір патрубка};$$

$$\bar{L} = 1,3 \text{ – подовження дифузора.}$$

Для дифузорів з проміжним підтисканням потоку оптимальні значення вхідних кутів нахилу, що утворюють обтічник і обичайки, становлять відповідно $0^\circ \leq \alpha_1 \leq 10^\circ$ и $9^\circ \leq \alpha_2 \leq 16^\circ$.

Отже, приймаємо:

$$\alpha_1 = 1,0 \text{ – вхідний кут нахилу обтічника, град};$$

$$\alpha_2 = 9 \text{ – вхідний кут нахилу обичайки, град.}$$

$(1/n_{нов})_{\min} = 1,00, (1/n_{нов})_{\max} = 1,06$ – діапазон оптимальних значень степені конфузорності поворотної ділянки осерадіального дифузора [8].

$$L = \bar{L} \cdot D_H = 1,3 \cdot 2,883 = 3,748 \text{ м} \text{ – довжина дифузора.}$$

Степінь підтискання потоку визначимо за формулою:

$$n_{opt} = 1 + 0,2 \cdot L_{np}^{0,7} = 1 + 0,2 \cdot 19,6^{0,7} = 2,607$$

$$L_{np} = \frac{1+\bar{d}}{1-\bar{d}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \bar{D}^2}{(1+\bar{d})^2} + 2,5 \cdot \bar{L} - 1 \right] = \frac{1+0,56}{1-0,56} \cdot \left[\frac{2 \cdot 2^2}{(1+0,56)^2} + 2,5 \cdot 1,3 - 1 \right] = 19,6 \text{ м}$$

Вихідний діаметр дифузора визначимо за формулою:

$$D_k = \bar{D} \cdot D_H = 2,0 \cdot 2,883 = 5,766 \text{ м}$$

1.9.2 Розрахунок осерадіального дифузора на ЕОМ

Розрахунок осерадіального дифузора виконуємо на ЕОМ з використанням програми DIFFUZOR.exe [9].

Програма DIFFUZOR.exe дозволяє виконувати розрахунок по попередньо заданим габаритним розмірам дифузора. При цьому його проточна частина профілюється з оптимальним ступенем конфузурності на поворотній ділянці. Крім того, для дифузора із заданою геометрією програма дозволяє визначити закон зміни поточного ступеня розширення по довжині його проточної частини.

Масив вихідних даних і результатів розрахунку розміщений у файлі DIFFUZOR.rez, який наведено в таблиці 1.13, зображення проточної частини осерадіального дифузора представлено на рис. 1.22.

Таблиця 1.13 – Масив вихідних даних і результатів розрахунку

ДАТА: 1 2 6 S= 1.000 Q= 1.060				
D1= 1.65700 D2= 2.88300 L= 3.74800 DK= 5.76600 NP= 2.607				
ALFA1= 1.00 R1= .88752 XC1= 2.86048 RC1= 1.76609 LK= .62915				
ALFA2= 9.00 R2= 1.10941 XC2= 2.00945 RC2= 2.88300 FN= 4.37157				
I	NS	XS	RS	LS
0	1.00273	.04841	.30645	.00000
1	1.05322	.21248	.31789	.16469
2	1.10465	.37655	.32932	.32938
3	1.15702	.54062	.34075	.49408

Продовження таблиці 1.13

4	1.21034	.70469	.35218	.65877
5	1.26459	.86876	.36361	.82346
6	1.31979	1.03283	.37505	.98815
7	1.37593	1.19690	.38648	1.15284
8	1.43301	1.36097	.39791	1.31754
9	1.49103	1.52504	.40934	1.48223
10	1.54999	1.68911	.42078	1.64692
11	1.60989	1.85318	.43221	1.81161
12	1.67073	2.01725	.44364	1.97630
13	1.73252	2.18132	.45507	2.14099
14	1.81148	2.38242	.47561	2.34353
15	1.96427	2.61971	.50751	2.58354
16	2.20045	2.86207	.56319	2.83319
17	2.69288	3.08121	.58813	3.08405
18	2.77294	3.21724	.53076	3.33882
19	2.62934	3.29988	.44812	3.58827
20	2.52225	3.36231	.38569	3.82124
21	2.46970	3.40134	.34666	4.04391
22	2.49136	3.42485	.32315	4.25878
23	2.60701	3.43343	.31457	4.47010

NPV= 1.123 NS1= 2.773 NS2= 2.470

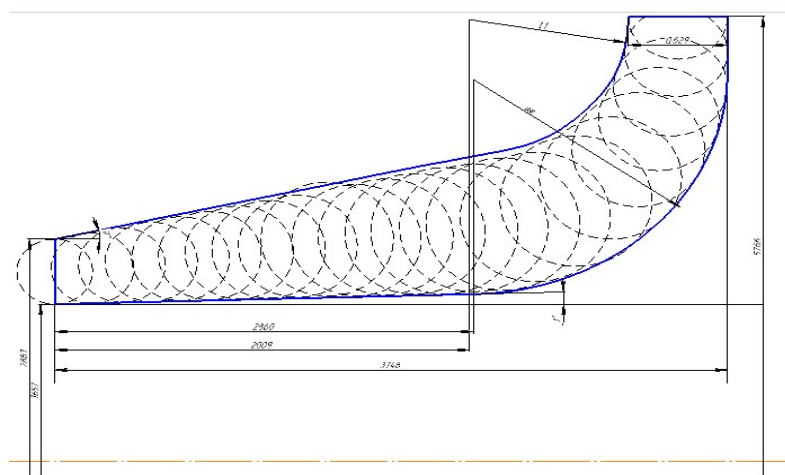


Рисунок 1.22 – Проточна частина вихідного дифузора

Зміну степені розширення уздовж середньої лінії осерадіального дифузора зображено на рис. 1.23.

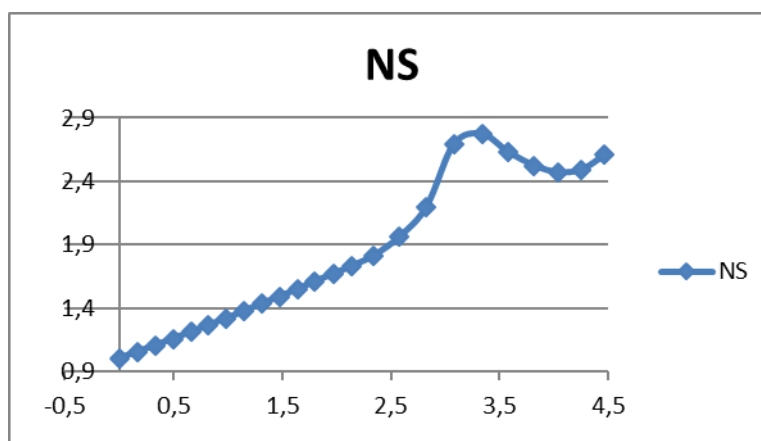


Рисунок 1.23 – Зміна степені розширення уздовж середньої лінії осерадіального дифузора

В даному розділі була спроектована схема проточної частини осерадіального дифузора приводного ГТД. Отриманий вихідний пристрій відповідає всім вимогам, які пред'являються до осерадіальних дифузоров: забезпечені оптимальні розміри, а також забезпечуються мінімальні втрати і необхідний напрям відведення робочого тіла.

1.10 Висновки по розділу

У розділі були проведені наступні розрахунки:

- термогазодинамічний розрахунок двигуна з метою визначення питомих параметрів;
- узгодження параметрів компресорів і турбін;
- газодинамічний розрахунок компресора;
- газодинамічний розрахунок турбіни;
- розрахунок вхідного та вихідного пристроїв;
- розрахунок камери згоряння ГТД;
- дослідження експлуатаційних характеристик двигуна (кліматичної та дросельної).

В результаті виконання термогазодинамічного розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність $N_{e_{уд}} = 355,6$ кВт·с/кг, що на 11,78 % більше чим в прототипа (313,7 кВт·с/кг); $C_e = 0,1957$ кг/кВт·ч, що на 2,19 % менше, чим у прототипа (0,2 кг/кВт·ч);

Взначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перерізах.

В результаті узгодження параметрів лопаткових машин було сформовано «вигляд» двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з одновальною блокованою схемою відрізняються від інших схем простотою і надійністю конструкції.

Компресор має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром з 15 ступенями, значення ККД $\eta_K^* = 0,848$, коефіцієнт витраченого напору $H_{zK} = 0,269$.

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня компресора $\bar{d}_K = 0,9348$.

Турбіна середньонавантажена ($\mu_z = 6,697$), має чотири ступеня, значення $\eta_T^* = 0,884$, забезпечена умова $(h/D)_T = 0,065 > 0,065$.

Також розраховані значення T^* , P^* , C в основних перерізах двигуна і площі цих перерізів.

В результаті розрахунку компресора стали відомі геометричні параметри лопаткових вінців на середньому радіусі і параметри проточної частини компресора, значення P , P^* , T , T^* на середньому радіусі кожної із ступенів, а також робота та ступінь підвищення тиску кожної ступені. З розрахунку осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови: кут потоку у відносному русі на вході в робоче колесо $\beta_1 \geq 25$ град (зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступені); числа Маха на першій ступені ($M_{1w_{max}} = 0,7703$), не перевищують 0,85, що виключає прояв хвильових втрат.

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК першого ступеня;
- на вході в РК турбіни був отриманий кут $\alpha_1=16,2$ град, який відповідає вимозі $\alpha_1>15$ град;
- на всіх ступенях були отримані ККД $\eta_{T1}^* = 0,88$, $\eta_{T2}^* = 0,903$, $\eta_{T3}^* = 0,917$, $\eta_{T4}^* = 0,92$;
- характерна зміна основних параметрів (С, Т* і Т, Р* і Р) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;
- частота обертання валу турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_T=3000$ об/хв;
- коефіцієнти загрузки ступенів знаходяться на доступному рівні $\mu_{zT1}=1,66$; $\mu_{zT2}=1,59$; $\mu_{zT3}=1,42$; $\mu_{zT4}=1,37$;
- степінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення, це говорить про те, що в турбіні незначні втрати $\rho_{T1}=0,31$; $\rho_{T2}=0,32$; $\rho_{T3}=0,33$; $\rho_{T4}=0,34$.

Для отримання прийнятних результатів розрахунку геометричні розміри, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна – прототипу.

За конструктивним виконанням камера згоряння є проточною трубчато–кільцевою. Наведені розрахунки показують, що спроектована камера згоряння відповідає сучасним вимогам: прийнятною температурою в зоні горіння і порівняно невеликими габаритами.

Розрахований вхідний пристрій забезпечує подачу робочого тіла до компресора з мінімальними спотвореннями полів швидкостей і тисків і мінімальними втратами повного тиску на вході в компресор. Степінь конфузорного перетину від вхідного перетину до перетину на вході в компресор вибрано оптимально, так щоб забезпечити мінімум втрат в патрубку; з тих же міркувань розраховувався і його діаметр.

Спроекований вихідний патрубок приводного ГТД – осерядіальний дифузор. Його конструкція відповідає всім вимогам, що пред'являються до

осерадіальних дифузорів: забезпечені оптимальні розміри, а також забезпечуються мінімальні втрати і необхідний напрям відведення робочого тіла.

Проведено дослідження експлуатаційних характеристик двигуна (кліматичної та дросельної) в широкому діапазоні режимів роботи. Проведено аналіз впливу різних чинників на основні питомі параметри двигуна, приведено рекомендації щодо використання різних програм регулювання двигуна.

2 НАУКОВО–ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Дослідження впливу витрати пари, що уприскує в камеру згорання ГТД, на параметри ПГУ (STIG)

Альтернативою бінарної ПГУ є ПГУ з уприскуванням пари в камеру згорання ГТУ, або ПГУ змішення (ПГУ- STIG). Її основна відмінність від бінарної полягає у відсутності конденсаційної парової турбіни з конденсатором і відповідною системою охолодження. Парова турбіна дозволяє використати для вироблення електроенергії більший перепад ентальпій виробленої в котле-утилізаторе (КУ) пари. Частина пари, що подається в КС після парової турбіни, через фронтів пристрої (пальники) вводиться в зону горіння для потиску об-разовання оксидів азоту, проте основна доля пари, що вводиться, використовується для охолодження жарової труби КС і змішується з продуктами згорання вже по за-вершенні процесу горіння, забезпечуючи розрахункові середня температура і поле швидкість на виході КС. Крім того, пара використовується для охолодження гарячих вінців турбіни.

Склад устаткування ПГУ змішення простіший, а питомі капіталовкладення менші, ніж в ПГУ бінарного циклу. За своєю технологічною схемою ПГУ сме-шення є найбільш простою з усіх установок комбінованого циклу.

У ПГУ при реалзації циклу STIG застосовується теплоутилізаційний кон-тур одного тиску як найбільш простий (малюнок 2.1). Т - S діаграма комбিনি-рованного циклу (малюнок 2.2). Частина пари після пароперегрєва поступає в каме-ру згорання ГТУ, а інша частина йде на потреби теплофікацій.

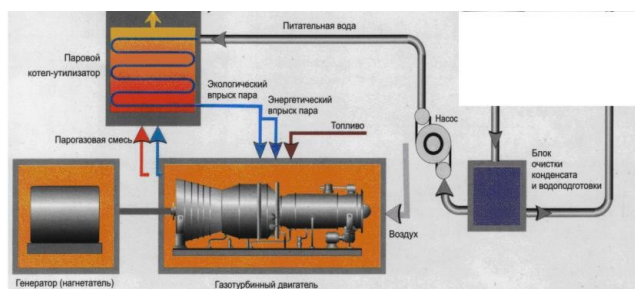


Рисунок 2.1 – Теплова схема установки

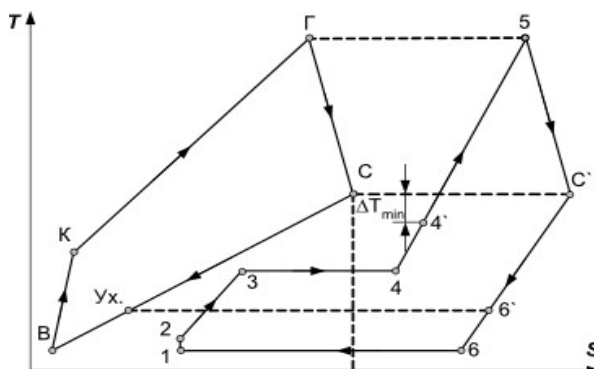


Рисунок 2.2-T-S діаграма циклу ПГУ/STIG

Виграш по питомій потужності ПГУ/STIG в порівнянні з ГТД реалзується за сч тонною наступних чинників : більш високих, ніж у продуктів згорання, значень R_{cm} , C_p см для парогазової суміші; більшої витрати робочого тіла (за сч тонною введення пари) $G_{cm}=G_g+G_p$; підвищення $\pi_{тс}$.

2.2 Застосування котлів утилизаторов

До котлам-утилизаторам відносяться установки, без яких основний технологический процес може протікати без зменений.

У усіх без виключення установках одним з основних чинників являється вибір виду і параметрів охолоджувального середовища. У котлах, що використовують вторич- ные енергоресурси, здійснюють підігрівання мережевої води. Котли виробляють насичену або перегріту пару. Вибір параметрів пари визначається свойства- мі теплоносія, його хімічний склад (запилена, корозійна актив- ность), а також кількість тепла, що міститься в газах, що відходять; можливо- стями використання тепла на місці (тепловою схемою технологічного

процес- са) на технологічні потреби, теплопостачання або вироблення електроенергії. У зв'язку з цим вибору параметрів пари для кожного об'єкту використання має бути приділена велика увага.

Розробка заходів по використанню пари за рахунок вторинних енергоресурсів на технологічні потреби, вироблення електроенергії, теплопостачання і в комбінированих схемах вимагає детального зучення теплових балансів прозводств і розробки типових рішень з урахуванням техніко-економічного обґрунтування по використанню пари від котла. Параметри пари також залежать від стабільності роботи (технологічного режиму) основного агрегату -печи.

Техніко-економічне обґрунтування повинне прозводиться при виборі типу котла для кожного конкретного випадку.

Таким чином, використання вторинних енергоресурсів будь-яких видів в технологічних процесах пов'язане з підвищенням енергетичною ефективності, поліпшенням показників технологічних процесів і умов зашиті довкілля, тобто в єдиний процес зведені технологія і енергетика.

Котлы-утилизаторы можна класифікувати по:

- галузям промисловості, в яких використовуються вторинні енергоресурси : котли для чорної і кольорової металургії, хімічній промисловості сернокислотного і азотного прозводств, целюлозно-паперовій, будівельній, нафтопереробній і нафтохімічній промисловості;

- рівню температур використовуваного в котлах теплоносія : високо-температурні (температура газів перед охолодженням в котлі $> 1000^{\circ}\text{C}$) і нзко-температурні (температура газів $< 1000^{\circ}\text{C}$);

- технологічним агрегатам, за якими або в яких устанавлюються тепло використовующие котли : за мартенівськими печами, конвертерами, обжиговыми з кип'ятимо шаром, фьюминговыми, нагрівальними, шлаковозгоночными, прокалочными, шахтними, відбивними печами, за печами кислородно-зваженої плавки, сухого гасіння коксу і ін..;

■ способу передавання тепла в поверхнях нагріву : конвективні (тепло від газів переважно віднімається конвекцією); радіаційні (тепло переважно передається радіаційним способом); радіаційно-конвективні;

■ конструктивному признаку: газотрубні; водотрубні (з примусовою або природною циркуляцією пароводяної суміші)[1].

2.2.1 Галузі застосування котлов-утилизаторов. Переваги застосування КУ

- Котлы-утилизаторы використовуються в різних галузях промисловості :
- - нафтохімічній і нафтопереробній промисловості;
- - хімічній промисловості;
- - чорній і кольоровій металургії;
- - целюлозно-паперовій промисловості;
- - для азотного і сірчаноокислого прозводства і ін..

Широке поширення КУ отримали на нафтопереробних і металургических заводах.

На НПЗ застосовуються термомасляные котлы-утилизаторы, в яких температура теплоносія може досягати 350 градусів Цельсія. Цієї температури цілком вистачає для того, щоб постійно підтримувати нафтопродукти з високою в'язкістю, такі як мазут, гудрон і бітум, в рідкому стані. Це дає можливість у будь-який момент прозвести перекачування нафтопродуктів і їх отгрузку споживачеві.

На металургійних заводах за допомогою котлов-утилизаторов тепло отходящих газів передається воді. В результаті цього утворюється велика кількість пари, частина з якого служить для забезпечення процесу плавки стали, а частина йде на побутові потреби (опалювання, підігрівши води)[2].

2.2.2. Переваги використання КУ:

Істотно підвищується економічний ефект прозводства. Освоєні і отриману теплову енергію можна використати в якості претворень в механіку, що дозволяє забезпечити автономність джерел енергії котлів утилизаторов;

Захист довкілля від витоків і забруднень; Доцільність застосування цього виду устаткування обумовлена і що діє законодавством в області захисту екології і довкілля;

Раціональне використання палива;

.Використання енергозбережних циклів прозводства [2]

2.3 Парові КУ

Парові КУ призначені отримання перегрітої пари з різним тиском і температурою і можливістю подальшого його використання для виробки електроенергії або для технологічних потреб. По відношенню до руху теплообмінюючихся середовищ (димових газів, води і пари) парові котли можуть бути підрозділені на дві групи: - водотрубні котли - газотрубні (жаротрубные, дымогарные) котли У водотрубних - усередині труб рухається вода і пароводяна суміш, а димові гази омивають труби зовні. По принципу движения воды и пароводяной смеси водотрубные КУ подразделяются на

- барабанні (з природною і примусовою циркуляцією: за один прохід по випарних поверхнях випарується лише частина води, інша повертається у барабан і проходить поверхні багаторазово)

- прямоточні (середовище між входом і виходом котла рухається послідоватільний, не повертаючись) В газотрубних - димовые газы проходят внутри труб, а теплоноситель омывает трубы снаружи.

Сфера застосування водотрубних котлів значне шире, особливо якщо потрібно пару високого тиску. ККД його значно вище, ніж газотрубного котла,

оскільки зовнішня поверхня нагріву може бути збільшена без особливих труднощів.

Газотрубні котли широко поширені у багатьох галузях промисловості, зазвичай найбільш дешеві і менш сприйнятливий до забруднення з боку газу, не вимагають спеціального обмурування, характеризуються високою газопротіканістю, простотою зготування, монтажу, обслуговування і зниженими вимогами до поживної води.

2.4. Розрахунок котла утилизатора

Розрахунок котла-утилизатора (КУ) базується на результатах розрахунку параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску. У КУ реалізується робочий процес парогенератора, який включає: участь нагріву поживної води до температури кипіння (здійснюється в економайзері); ділянка кипіння води до повного її перекипу в пару (здійснюється у випарнику); ділянка нагріву пари до заданої температури (здійснюється в пароперегрівачі). Без урахування впливу в'язкості теплоносіїв процеси нагріву і охолодження протікають при постійних тисках. Реально має місце невелике падіння тиску, обумовлене гідравлічним опором магістралей (трактів), по яких рухаються теплоносії.

У КУ гарячим теплоносієм є той, що йде з ГТД газ, холодним во- так, змінюючи свій агрегатний стан від рідкого до газоподібного (у економайзері - вода, у випарнику - пароводяна суміш, в пароперегрівачі - пара). Холодний теплоносій в парогенераторах прийнято називати робочим середовищем. Движение теплоносіїв - протилежно спрямований багатократний перекрестний струм. Відповідно в КУ виділяють магістраль холодного теплоносія - пароводяний тракт і магістраль гарячого теплоносія газований тракт.

Розрахунок параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску виконується з використання відповідної програми. З результатів розрахунок беруться параметри, необхідні для побудови теплової схеми КУ; масові витрати теплоносіїв; параметри, визначальні тиску теплоносителей в магістралях. Зазвичай теплову схему зображають у вигляді $t - \Delta i$ діаграми: по осі ординат відкладають температури газу і робочого середовища t , а по осі абсцисс - тепловосприятіе робочого середовища Δi уздовж поверхонь нагріву. Під теплосприйняттям робочого середовища розуміється зменшення її ентальпії, тобто теплоту, поглинувану 1 кг В КУ виділяють три послідовно розположених в газовому тракті поверхні нагріву : економайзер, випарник і пароперегрівач. Для розрахунку термогазодинамічного аналізу газопарової установки –STIG скористаємося комп'ютерною програмою mgts2.exe. Результати розрахунку представлені в таблиці 2.1, а на малюнках 2.3-2.5 представлені характеристики компресора ВД і НД і залежності основних параметрів від G_p .

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку газопарової установки – STIG

ММ ГТД-2-1 (STIG)												Дата 2.12.19											
NT= 1 NR= 5 5 2 1												NK= 1 ONQ= 0 NMK= 1 IDT= 2 NL= 1											
DH1= 27.5 .00 .00 13.15 .859 .883 1197. 1197. 80.0 .420 1.000 1.000																							
DH2= .906 .617 1.000 .918 .582 1.000 .909 .463 2.000																							
BH= .960 1.000 .941 .995 .985 .985 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 .985																							
DGT= .085 .000 .000 .000 .000 .000												WP= 14693.2 11104.0 8200.0											
ALO=17.200 HU= .5000E+08																							
N	NP	R1	R2	R3	RWC	RGOT	RGPR	RG01	RG02	RG03	DDT												
1	130	1.000	1.000	1.000	1.000	.085	.000	.000	.000	.000	.0												
2	130	1.000	1.000	1.000	1.000	.085	.000	.000	.000	.000	.0												
3	130	1.000	1.000	1.000	1.000	.085	.000	.000	.000	.000	.0												
4	130	1.000	1.000	1.000	1.000	.085	.000	.000	.000	.000	.0												
5	130	1.000	1.000	1.000	1.000	.085	.000	.000	.000	.000	.0												
СХЕМА ПЕЧАТИ:			NE	NEY	CE	TK	TГ	ТГП	ТТ														
			ПВ	ППВ	ГПВ	РІВ	НКВ	МКВ	ДКУВ														
			ПН	ППН	ГПН	РІН	НКН	МКН	ДКУН														

Продовження таблиці 2.1

	PIKS	NKS	GB	PITB	NTB	PITH	NTH
	GT	AKC	AKS	PITC	NIC	MKC	TTK
	КПД	GT1	LC	FC	ПТС	ТВ	РВ
1-й режим ГТУ : Пр.130 Gгаз= 25.42 Gпар= .000 Gпаро= .000							
4601.	167.8	.2582	637.3	1197.	837.0	672.7	
.9980	.9982	27.43	3.482	.8871	3799.	.2140	
.9982	.9982	27.41	3.824	.8833	3645.	.2249	
13.11	.8597	27.41	2.273	.9046	2.016	.9165	
1186.	4.429	4.429	2.544	.9082	5358.	837.0	
.2766	1186.	.1666	.6148	1.000	288.1	.9727E+05	
2-й режим ГТУ : Пр.130 Gгаз= 27.01 Gпар= .566 Gпаро= .250							
5206.	182.6	.2408	651.1	1197.	838.3	667.0	
1.013	1.007	27.63	3.559	.8844	4101.	.1994	
1.024	1.024	28.51	3.975	.8778	3948.	.2405	
13.93	.8546	28.51	2.272	.9074	2.015	.9211	
1254.	4.356	4.356	2.695	.9036	6063.	838.3	
.2960	1204.	.1857	.5872	1.000	288.1	.9727E+05	
3-й режим ГТУ : Пр.130 Gгаз= 28.17 Gпар= 1.191 Gпаро= .500							
5691.	193.7	.2305	661.4	1197.	840.1	664.3	
1.027	1.015	27.86	3.612	.8817	4342.	.1944	
1.045	1.045	29.38	4.084	.8728	4188.	.2568	
14.53	.8498	29.38	2.270	.9097	2.015	.9242	
1311.	4.244	4.244	2.808	.8999	6627.	840.1	
.3093	1206.	.1937	.5895	1.000	288.1	.9727E+05	
4-й режим ГТУ : Пр.130 Gгаз= 29.84 Gпар= 1.875 Gпаро= .750							
6368.	209.2	.2173	675.9	1197.	841.5	659.5	
1.041	1.022	28.03	3.690	.8789	4669.	.1791	
1.071	1.071	30.44	4.235	.8655	4515.	.2717	
15.40	.8434	30.44	2.269	.9120	2.014	.9279	
1384.	4.168	4.168	2.970	.8946	7416.	841.5	
.3280	1217.	.2066	.5870	1.000	288.1	.9727E+05	
5-й режим ГТУ : Пр.130 Gгаз= 31.83 Gпар= 2.744 Gпаро= 1.000							
7193.	227.4	.2048	693.1	1197.	843.1	654.6	
1.058	1.030	28.21	3.781	.8755	5062.	.1610	
1.102	1.102	31.63	4.409	.8556	4908.	.2879	
16.42	.8350	31.63	2.268	.9145	2.013	.9317	
1473.	4.068	4.068	3.159	.8884	8376.	843.1	
.3480	1225.	.2216	.5851	1.000	288.1	.9727E+05	

Розрахунок котла- утилизатора одного тиску Початкові дані:

$G_{г} = 31.83 \text{ кг/с}$, $T_{с0} = 382.0 \text{ гр.С}$, $C_{рп} = 2.2400 \text{ кДж/кг/К}$, $R_{п} = 460. \text{ кДж/кг/К}$, $C_{рг} = 1.1721 \text{ кДж/кг/К}$,

$P_{пп} = 1.3324 \text{ МПа}$, $T_{пп} = 360.00 \text{ гр.С}$,

$I_{пп} = 3173. \text{ кДж/кг}$, $dP_1 = .1332 \text{ МПа}$, $dP_2 = .1332 \text{ МПа}$,

$R_{кнд} = .0080 \text{ МПа}$, $T_{вэкнд} = 60.00 \text{ гр.С}$. Результаты расчета:

$P_6 = 1.4656 \text{ МПа}$, $T_6 = 197.08 \text{ гр.С}$,

$T_{эж} = 190.00 \text{ гр.С}$, $T_{гг1} = 207.00 \text{ гр.С}$,

$P_{эж} = 1.5989 \text{ МПа}$, $I_{эж} = 809. \text{ кДж/кг}$,

$dI_{пписп} = 2364. \text{ кДж/кг}$, $I_{гг1} = 563. \text{ кДж/кг}$,

$I_{гс} = 768. \text{ кДж/кг}$, $G_{пп} = 2.74 \text{ кг/с}$,

$G_{кнд} = 2.74 \text{ кг/с}$, $I_{вхэж} = 256. \text{ кДж/кг}$,

$G_{эж} = 3.14 \text{ кг/с}$, $Q_{эж} = 1736. \text{ кВт}$,

$I_{гвых} = 508. \text{ кДж/кг}$, $T_{гвых} = 160.18 \text{ гр.С}$.



Рисунок 2.3 – Характеристика компрессора НД

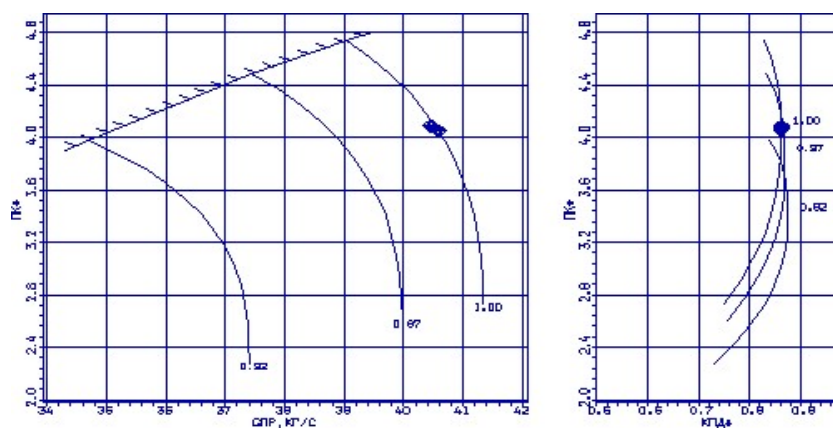


Рисунок 2.4 – Характеристика компресора ВД.

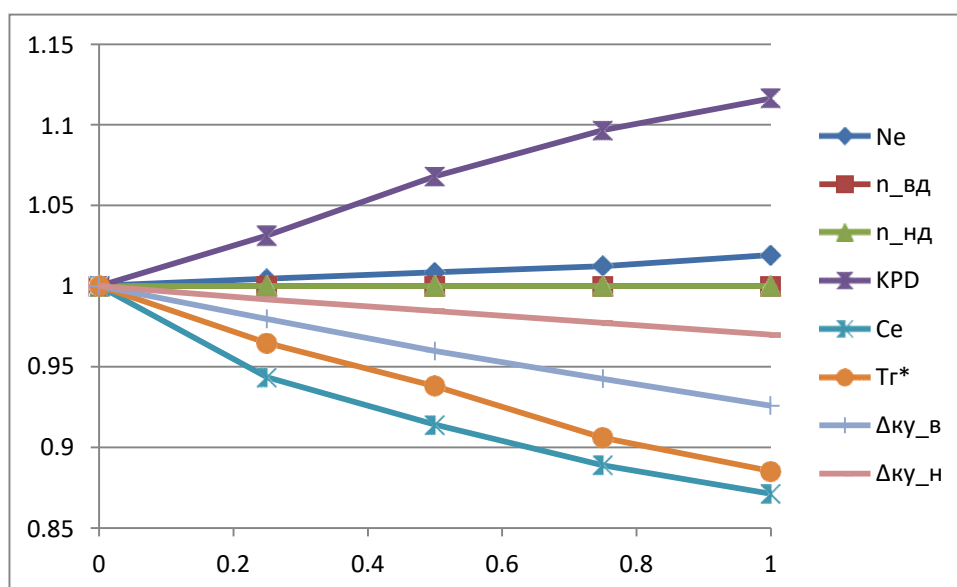


Рисунок 2.5- Залежність основних параметрів від відносної витрати пари, що подається в камеру згорання (Гп)

У цьому розділі був розглянутий один із способів підвищення потужності і ККД установки - STIG (уприскування пари в камеру згорання). Були виконані расче- ти при різних значеннях відносної витрати пари, що упорскує в ка- міру згорання і побудовані графіки залежності потужності, ККД і температури газу від відносної витрати пари. З графіків видно, що зі збільшенням отно- сительного витрати пари потужність і ККД установки збільшуються, питома витрата паливо і температура газу падає, що позитивно впливає на надеж- ность роботи двигуна і його ресурс.

Уприскування пари в КС дозволяє збільшити ККД на 14,76%, потужність росте не істотно на 1,8%, та зате $T_{г*}$ падає на 10,7 %. Запас стійкості КВД впав на 7,42 %, а запас стійкості КНД на 3%. Питома витрата палива снзился на 12%. Збільшення кількості пари призводить до зростання можливості появи корозії, це зменшує ресурс. При увеличении количества пара нужно дросселировать двигатель для сохра- нения постоянства Ne , что улучшает экономичность и увеличивает ресурс двига- теля.

Незважаючи на дроселювання двигуна, режим роботи компресора остаєт- ця стійким, оскільки частота обертання не міняється. Недоліком установки ПГУ/STIG є складність і дороговзна конструкції.

Використовуючи ті ж, що в [1] значення, вкажемо параметри, які беруться з розрахунку ГПУ з теплоутелзационным контуром одного тиску.

Холодний теплоносій:

$T_{вкнд}$ - температура поживної води на вході в економайзер;

$I_{вхэк}$ - ентальпія поживної води на вході в економайзер;

$T_{эк}$ - температура води на виході з економайзера;

$P_{эк}$ - тиск води на виході з економайзера;

$I_{эк}$ - ентальпія води на виході з економайзера;

$T_{б}$ - температура пари на виході з барабана;

$P_{б}$ - тиск пара на виході з барабана;

$T_{пп}$ - температура пари на виході з пароперегрівача;

$I_{пп}$ - ентальпія пари на виході з пароперегрівача;

$dI_{пписп}$ - приріст ентальпії у випарнику і пароперегрівачі;

$G_{п}$ - масова витрата пари;

$G_{эк}$ - масова витрата води в економайзері;

$Q_{эк}$ - теплота, підведена до води в економайзері;

$P_{пп}$ - тиск пара на виході з пароперегрівача;

dP_2 - втрати тиску в пароперегрівачі і випарнику з барабаном;

$P_{эк}$ - тиск води на виході з економайзера;

dP_1 - втрати тиску в економайзері;

Гарячий теплоносій:

$T_{со}$ - температура газу на вході в пароперегрівач

$I_{гс}$ - ентальпія газу на вході в пароперегрівач (вихід з ГТД);

$T_{гт1}$ - температура газу на вході в економайзер;

$T_{гвых}$ - температура газу на виході з економайзера;

$I_{гвых}$ - ентальпія газів, що йдуть, на виході з економайзера;

$G_{г}$ - масова витрата газів, що йдуть;

Срг - питома теплоємність при постійному тиску газу.

Термодинамический процесс холодного теплоносителя (раб очей среды) 1-2- 3-4 осуществляется в пароводяном тракте КУ: состояние 1 соответствует входу в экономайзер; 2 - выходу з экономайзера (входу в испаритель); 3 - выходу з испарителя (входу в пароперегреватель); 4 - выходу з пароперегревателя. Введемо наступні значення для холодного теплоносителя:

тпв.1, рпв.1, іпв.1-температура, тиск, ентальпія води на вході в экономайзер;

тпв.2, рпв.2, іпв.2 - температура, тиск, ентальпія води на виході з экономайзера (вході у випарник);

тпв.3, рпв.3, іпв.3 - температура, тиск, ентальпія пароводяної суміші на вихо- де з випарника (вході в пароперегрівач);

тпв.4, рпв.4, іпв.4 - температура, тиск, ентальпія пари на виході з паропере- грівателя.

З розрахунку параметрів ГПУ з теплоутелзационным контуром одного давле- ния слідує: тпв.1 = 60 оС; іпв.1 = 256 кілоджоулів/кг; рпв.1 = 1,5989 МПа; тпв.2 = 190 оС іпв.2 = 809 кілоджоулів/кг; рпв.2 = 1,4656 МПа; тпв.3 = 197,08 оС; рпв.3 = 1,4656МПа, тпв.4 = 360 оС; іпв.4 = 3173 кілоджоулі/кг; рпв.4 = 1,3324 МПаТермодинамічний процес горячого теплоносія (газу) 1-2-3-4 осуществ- ляется в газовому тракті КУ : стан 1 відповідає входу в пароперегрівач; 2 - виходу з пароперегрівача (входу у випарник); 3 - виходу з випарника (входу в экономайзер); 4 - виходу з экономайзера. Введемоо наступні обозначе- ния для горячого теплоносія:

тг.1, рг.1, іг.1 - температура, тиск, ентальпія газу на вході в пароперегрева- тель;

тг.2, рг.2, іг.2 - температура, тиск, ентальпія газу на виході з паропере- грівателя (вході у випарник);

$t_{г.3}$, $p_{г.3}$, $i_{г.3}$ - температура, тиск, ентальпія газу на виході з испарителя (вході в економайзер);

$t_{г.4}$, $p_{г.4}$, $i_{г.4}$ - температура, тиск, ентальпія пари на виході з економайзера.

З розрахунку параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску слідуює: $t_{г.1}=382^{\circ}\text{C}$; $i_{г.1}=809$ кДж/кг; $t_{г.3}=207^{\circ}\text{C}$; $t_{г.4}=160,18^{\circ}\text{C}$; $i_{г.4}=508$ кДж/кг.

Введемо наступні значення:

$\Delta i_{пв.1-2}$, $\Delta i_{пв.1-3}$, $\Delta i_{пв.1-4}$ - прирости ентальпії на ділянках 1 - 2, 1- 3 та 1 - 4 робочого процесу гарячого теплоносія;

$\Delta i_{эк}$, $\Delta i_{исп}$, $\Delta i_{пп}$ - тепловосприяття економайзера, випарника і пароперегрівача.

Прирости ентальпії теплоносіїв визначаються

$$\text{як: } \Delta i_{пв.1-2} = i_{пв.2} - i_{пв.1} = 809 - 256 = 553 \text{ Дж/кг;}$$

$$\Delta i_{пв.1-3} = i_{пв.3} - i_{пв.1} = 2796 - 256 = 2540 \text{ Дж/кг;}$$

$$\Delta i_{пв.1-4} = i_{пв.4} - i_{пв.1} = 3173 - 256 = 2917 \text{ Дж/кг;}$$

Витрату гарячого теплоносія позначимо як $G_{г}$ а холодного як $G_{пв}$. У нашому випадку: в економайзері $G_{пв} = G_{эк}$, а у випарнику і пароперегрівачі $G_{пв} = G_{п}$, причому $G_{эк} > G_{п}$, тоді як $G_{г} = G_{п}$ в усіх поверхнях нагріву. У тепловому розрахунку КУ тепловосприяття поверхонь нагріву прийняте определять через параметри холодного теплоносія:

$$\Delta i_{эк} = \Delta i_{пв.1-2} = 553 \text{ Дж/кг;}$$

$$\Delta i_{исп} = i_{пв.3} - i_{пв.2} = \Delta i_{пв.1-3} - \Delta i_{пв.1-2} = 2540 - 553 = 1987 \text{ Дж/кг;}$$

$$\Delta i_{пп} = i_{пв.4} - i_{пв.3} = \Delta i_{пв.1-4} - \Delta i_{пв.1-3} = 2917 - 2540 = 377 \text{ Дж/кг;}$$

Ентальпія $i_{пв.3} = 2796$ відшукується з умови, що вона дорівнює ентальпії насиченої пари при тиску $p_{пв.3}$, з використанням стандартної програми розрахунку теплофізических параметрів пара і води Parvo95.

Температура $t_{г.2}$ виражається з рівняння теплового балансу для пароперегрівача або випарника. Так для пароперегрівача слідує:

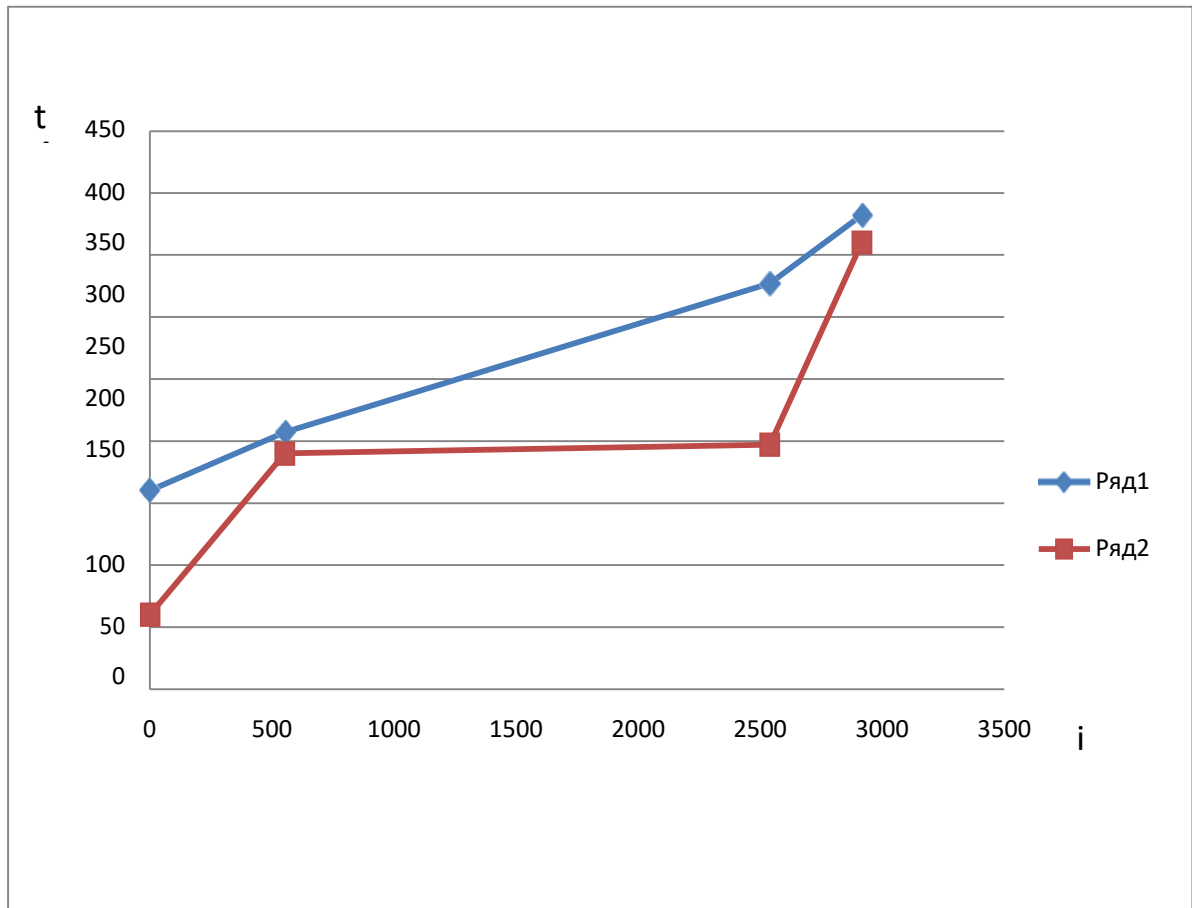


Рисунок 2.7 – Теплова схема протічального котла - утилізатора одного тиску

2.5 Проектування котла – утилізатора

Гарячий теплоносій - що йдуть з ГТД газу. Для значення вводиться нижній індекс “1”.

Холодний теплоносій - вода. Для значення вводиться індекс “2”.

Параметри на вході в економайзер позначаються з одним штрихом, на виході з економайзера - з двома штрихами. Напрямок руху теплоносителя - протилежно спрямований багатократний перехресний струм.

Таблиця 2.4 – Основні параметри парової турбіни

Величина	Размерность	Экономайзер	Испаритель	Пароперегреватель
По горячему теплоносителю				
t1'	о С	207	327,178	382
t1''	о С	160,18	207	327,178
G1	кг/с	31,83	31,83	31,83
* $p_1' = p_2' * p_r * \sigma_{рн} * \sigma_{пу} = 106000 * 0,97 * 1 = 102820 \text{ Па}$				
По холодному теплоносію				
t2'	о С	60	190	197,08
t2''	о С	190	197,08	360
p'2	МПа	1,5989	1,5989	1,4656
p''2	МПа	1,4656	1,4656	1,3324
G2	кг/с	3,14	3,14	3,14
Δi		553	1987	377

2.6 Тепловий розрахунок котла – утилізатора

Гарячий теплоносії – вихідні з ГТД газу. Для позначення вводиться нижній індекс "1".

Холодний теплоносії – вода. Для позначення вводиться індекс "2". Параметри на вході в економайзер позначаються з одним штрихом, на виході з економайзера – з двома штрихами.

Напрямок руху теплоносіїв – протилежно спрямований багаторазовий перехресний струм.

Вихідні дані для розрахунку приведені в таблиці 3.5.

Таблиця 2.5 – Вихідні дані

Величина	Розмірність	Економайзер	Випарювач	Пароперегрівач
По гарячому теплоносію				
t_1'	°C	211,3	377,94	564
t_1''	°C	115,04	211,3	377,94
G_1	кг/с	336,65	336,65	336,65
$p_1' \approx p_2' \approx p_T^* \cdot \sigma_{рн} \cdot \sigma_{пу} = 104000 \cdot 0,98 \cdot 1 = 101920 \text{ Па.}$				

По холодному теплоносію				
t_2'	°C	62	201,3	206,32
t_2''	°C	201,3	206,32	514
p_2'	МПа	1,92	1,92	1,76
p_2''	МПа	1,76	1,76	1,6
G_2	кг/с	67,02	67,02	67,02
Δi		594	1936	708

$p_T^* = 106000$, повний тиск за турбіною ГТД и $\sigma_{рн} = 0,985$ коефіцієнт зберігання повного тиску в реактивному насадке беруться з розрахунку ГТД. Коефіцієнт $\sigma_{пу}$ приймаємо 1

2.6.1 Тепловий розрахунок економайзера

Особливістю теплового розрахунку економайзера є те, що в ньому використовуються теплофізичні параметри тільки гарячого теплоносія. Вихідні дані представлені в таблиці 2.5. Розрахунок виконується в наступній послідовності:

1) Визначення теплофізичних параметрів теплоносіїв.

Визначаються середні температура \bar{t}_1 і тиск \bar{p}_1 теплоносія як:

$$\bar{t}_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2},$$

$$\bar{p}_1 = \frac{p'_1 + p''_1}{2}.$$

По температурі \bar{t}_1 й тиску \bar{p}_1 з таблиці в [15], визначаються теплофізичні параметри: щільність ρ_1 , питома теплоємність C_{p1} , теплопровідність λ_1 , кінематична в'язкість ν_1 , число Прандтля Pr_1 .

Для обчислення ρ_1 застосовується рівняння стану у вигляді:

$$\rho_1 = \frac{\bar{p}_1}{R_1 \cdot (\bar{t}_1 + 273)},$$

де $R_1 = 289$ Дж/(кг·К) – газова постійна.

2) Вибір швидкостей руху теплоносіїв.

Швидкість руху гарячого теплоносія W_1 вибирається з рекомендованого для беззольних палив діапазону [15], $W_1 = 6 - 14$ м/с. Для холодного теплоносія

вибирається масова швидкість $\rho_2 W_2$ з рекомендованого для не киплячої економайзера діапазону в [15], $\rho_2 W_2 = 500 \div 600$ кг/(м²·с);

Приймаються наступні значення $W_1 = 12$ м/с, $\rho_2 W_2 = 500$ кг/(м²·с).

3) Вибір труб.

Вибираються стандартні сталеві гладкі труби, розміри яких наводяться в довідковій літературі [15]. Вибираємо трубу, у якій внутрішній діаметр $d_{\text{вн}} = 26$ мм, зовнішній $d_{\text{н}} = 30$ мм.

4) Визначення кількості труб в трубному пучку.

З рівняння нерозривності обчислюється площа поперечного перерізу потоку масла F_2 як:

$$F_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot W_2}$$

площа поперечного перерізу каналу труби $F_{\text{тр}}$ як:

$$F_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4},$$

взначається число труб N в трубному пучку за формулою:

$$N = \frac{F_2}{F_{\text{тр}}}.$$

N вибирається так, щоб воно було цілим і кратним 2 числом.

5) Компонування поверхонь нагріву.

Економайзери прийнято виконувати у вигляді трубчастих багатопетлевих по верхонь нагріву (змійовиків). Застосовуємо шахові і коридорні пучки.

Для зниження маси і підвищення компактності змієвикових поверхонь нагріву раціонально шахове розташування труб. Змійовики виконуються однопітковим і багатопітковим. Застосовуємо однопіткові змієвики.

Розташування труб прийнято характеризувати відносними кроками труб $\sigma_1 = S_1/d_n$ и $\sigma_2 = S_2/d_n$.

Кількість труб в одному ряду $z_1 = N / z_p$,

де z_p – кількість рядів труб, що виходять з одного колектора.

На рис. 3.8 показано шахове розташування труб в одноступінчастому змійовику при холодному прямому згинанні труб.

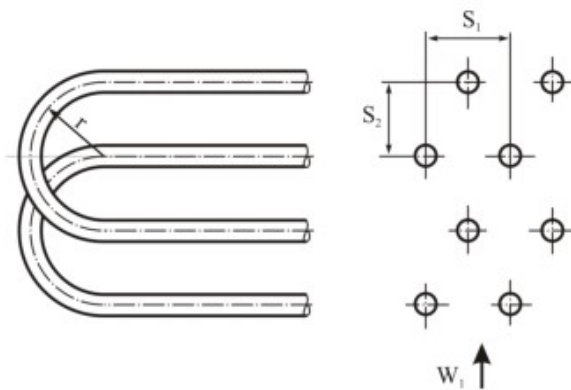


Рисунок 3.8 – Шахове розташування труб в одноступінчастому змійовику при холодному прямому згинанні труб

б) Визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку гарячого теплоносія

$$\alpha_1 = \frac{\lambda}{d} \cdot \left(W_1 \cdot \frac{d}{v} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s.$$

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,6},$$

Для КУ характерно $z_2 \geq 10$, тобто $C_z = 1$.

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1},$$

σ_2' – середній відносний діагональний крок труб:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4}\sigma_1^2 + \sigma_2^2},$$

7) Визначення коефіцієнта теплопередачі.

$$k = \psi \cdot \alpha_1,$$

де ψ – коефіцієнт теплової ефективності. При спалюванні газу $\psi = 0,9$.

8) Визначення середнього температурного напору.

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

де Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ – велика і менша різниця температур.

Для протivotока $\Delta t_{\delta} = t'_1 - t''_2$ и $\Delta t_{\text{м}} = t''_1 - t'_2$.

9) Визначення теплоти, переданої в економайзері.

$$Q = \Delta i_{\text{эк}} \cdot G_2.$$

10) Визначення площі поверхні теплообміну зі сторони гарячого теплоносія

$$F_1 = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}.$$

11) Визначення діли труб змійовика.

$$l_{\text{зм}} = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot N}.$$

12) Визначення площі прохідного перетину конвективної шахти.

$$F_{\text{кш}} = \frac{G_1}{\rho'_1 \cdot W_1 \cdot \kappa},$$

$$\kappa = 1 - \frac{1}{\sigma_1}.$$

де коефіцієнт перетину

13) Взначення ширини економайзера (конвективної шахти).

$$a = z_1 \cdot S_1 + S_1 = S_1 \cdot (z_1 + 1),$$

$$S_1 = \sigma_1 \cdot d_{\text{вн}}.$$

14) Взначення довжини економайзера (конвективної шахти).

$$b = \frac{F_{\text{кш}}}{a}.$$

Зазвичай $b / a = 1 \div 1,5$. У необхідних випадках можливий вихід з цього діапазону.

15) Взначення числа петель зміювика.

$$Z_{\text{пет}} = \frac{l_{\text{зм}}}{2 \cdot b}.$$

Отримане число округлюється до цілого в більшу сторону.

16) Взначення повної висоти пакетів.

$$h_{\text{пак}} = z_{\text{пет}} \cdot S_{\text{пет}},$$

де крок однієї петлі $S_{\text{пет}} = 2 \cdot S_2$, $S_2 = \sigma_1 \cdot d_{\text{н}}$.

17) Взначення числа пакетів.

Число пакетів $n_{\text{пак}}$ вибирається так, щоб забезпечити виконання вимог до висоти одного пакета $h_{\text{пак.1}}$ і числу петель в одному пакеті.

18) Визначення висоти одного пакета.

$$h_{\text{пак.1}} = h_{\text{пак}} / n_{\text{пак}},$$

19) Визначення повної висоти розривів між пакетами

$$h_{\text{разр}} = \Delta h_{\text{разр}} (n_{\text{пак}} - 1).$$

Висота розриву $\Delta h_{\text{разр}}$ вибирається відповідно до рекомендацій [15].

20) Визначення висоти економайзера.

$$h_{\text{эк}} = h_{\text{пак}} + h_{\text{разр}}.$$

21) Визначення довжини змійовика і конструктивної площі теплообміну.

$$l_{\text{зм}} = b \cdot z_{\text{пет}}.$$

$$F_{1,к} = 2 \cdot \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{зм}} \cdot N.$$

22) Визначення запасу поверхні теплообміну.

$$\Delta \bar{F}_1 = \left(\frac{F_{1,к}}{F_1} - 1 \right) \cdot 100\%.$$

Для КУ зазвичай запас поверхні $\Delta \bar{F}_1 = 5 \div 10\%$

Проводимо тепловий розрахунок економайзера у програмі EXCEL. Занесемо отримані дані в таблицю 3.6.

2.6.2 Тепловий розрахунок випарювача

Розрахунки випарювача відповідають розглянутим вище розрахунками економайзера. Однак є відмінність у виборі масової швидкості:

$$\rho_2 W_2 = \rho''_2 W''_{2.\min} \div \rho''_2 W''_{2.\max}.$$

Щільність ρ''_2 визначається за допомогою Parvo95 для насиченої пари при тиску P''_2 . Для КУ характерні швидкості $W''_{2.\min} = 10$ м/с та $W''_{2.\max} = 20$ м/с.

Проводимо тепловий розрахунок випарювача за програмою EXCEL.

Занесем отримані дані в таблицю 2.6.

2.6.3 Тепловий розрахунок пароперегрівача

Розрахунки пароперегрівача відповідають розглянутим вище розрахунками економайзера. Однак є деякі відмінності. Особливістю теплового розрахунку пароперегрівача є те, що в ньому використовуються теплофізичні параметри обох теплоносіїв.

Взначення теплофізичних параметрів теплоносіїв.

Холодний теплоносій:

$$\bar{t}_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad \bar{p}_2 = \frac{p'_2 + p''_2}{2}.$$

За температури \bar{t}_2 і тиск \bar{p}_1 з використанням Paгvo95 визначаються теплофізичні параметри: щільність ρ_2 , питома теплоємність C_{p2} , теплопровідність λ_2 кінематична в'язкість ν_2 і число Прандтля Pr_2 .

Масова швидкості холодного теплоносія:

$$\rho_2 W_2 = \rho''_2 W''_{2.min} \div \rho''_2 W''_{2.max}.$$

Щільність ρ''_2 з використанням Paгvo95 для перегрітої пари при тиску p''_2 й температурі t''_2 .

Для КУ характерні швидкості $W''_{2.min} = 10$ м/с и $W''_{2.max} = 20$ м/с.

Обчислюється середня швидкість теплоносія за формулою:

$$\bar{W}_2 = \frac{W_2' + W_2''}{2},$$

$$W_2' = \frac{\rho_2 W_2}{\rho_2'}, \quad W_2'' = \frac{\rho_2 W_2}{\rho_2''}.$$

з використанням Paгvo95 для перегрітої пари при тиску p'_2 и температурі t'_2 .

Взначення коефіцієнта тепловіддачі з боку холодного теплоносія

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{BH}} \cdot \left(\frac{\bar{W}_2 \cdot d_{BH}}{\nu_2} \right)^{0.8} Pr_2^{0.4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l.$$

де $C_t=1$, $C_d=1$, $C_l=1$, – поправки відповідно на вплив температурного чинника, форму каналу і відносну довжину [15].

Взначення коефіцієнта теплопередачі

$$K_1 = \psi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

Проводимо теплової розрахунок пароперегрівача за програмою EXCEL, дані надані в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку

Параметри	Розмірність	Економайзер	Випарник	Пароперегрівач	
				Горячий ТН	Холодний ТН
t_{1cp}	°С	183,59	267,0889	354,589	278,54
p_{1cp}	Па	102820	102820	102820	1,399
ρ_1	кг/м ³	0,7792	0,6587	0,5669	4,906
Cp_1	кДж/кг	1,088	1,113	1,143	2,197
V_1	Вт/(м·к)	3,737	4,54	5,476	0,044
λ_1	м ² /с	29,31	41,12	56,59	3,988
Pr_1		0,676	0,657	0,64	0,974
W_1	м/с	12	10,5	14	10
$\rho_2 W_2$	кг/(м ² ·с)	500,00	120,00	80	60
$d_{BH}-d_H$	мм	8/10	18/20	28-30	
F_2	м ²	0,00628	0,0262	0,111	
F_{TP}	м ²	0,00005024	0,0002	0,00061544	
N	шт	125,1	115,3403	180	
$\sigma_1-\sigma_2$		3,05/2	2,27/2,2	2,2-2	
z_1	шт	126	116	90	
α_1		176,343	115,76	123,00	369,32
Cz		1,00	1,00	1	
φ_σ		2,05	1,06	1	

Продовження таблиці 2.6

σ'_2		2,28	2,476	2,236
C_s		0,3653	0,342	0,34
K1		0,672	0,559	0,5
Δt_{cp}		46,895	55,95	60,82
Δt_M		100,2	130,1	130,1
Δt_6		17	17,0	22
Q	кДж	1736,42	6239,18	1183,78
F_1	м ²	233,31	1077,55	234,36
l_{3M}	м	58,97	155,70	29,9
$F_{кш}$	м ²	5,104	8,2254	8,0211
k		158,71	104,19	83,05
a	м	2,615	2,5447	2,544
b	м	1,339	3,2324	3,153
b/a		11,277	1,27	1,2394
$S_1 - S_2$	мм	30,5/20	43,1/41,8	48
$Z_{пет}$	шт	11,28(12)	24,1/26	4,74(5)
$h_{пак}$	м	0,48	2,1736	0,48
$S_{пет}$	м	0,05	0,08	0,5
$n_{пак}$	шт	1	3,00	1
$h_{пак.1}$	м	0,48	0,725	0,6
$\Delta h_{разр}$	м	0,6	0,6	0,8
h	м	0,48	1,2	0,48
F_{3M}	м	60	155,7	30
$F_{1.k}$	м ²	248,3	1163,24	247,11
ΔF_1	%	30,5/20	43,1/41,8	48

2.6.4 Взначення розмірів та аерогідродинамічного опору конвективної шахти

Ширина і довжина конвективної шахти акш= 2,545 м та бкш= 3,23м прирівнюємо до максимальних значень.

Висота конвективної шахти взначається за формулою:

$$h_{\text{кш}} = h_{\text{эк}} + \Delta h_{\text{эк-исп}} + h_{\text{исп}} + \Delta h_{\text{исп-пп}} + h_{\text{пп}} = 6,36 + 0,8 + 15,5 + 1,2 + 4,4 = 28,26.$$

де $\Delta h_{\text{эк-исп}} = 0,8$, $\Delta h_{\text{исп-пп}} = 1,2$.

Діаметр на зрізі відвідної труби $D_{\text{тр}} = 3,496$ м.

Розрахунок аерогідродинамічного опору шахти виконується з метою забезпечення вимоги – недопущення впливу проточної частини шахти з котлом – утилізатором на роботу приводного ГТУ. Дана вимога виконується за умови:

$$P_{\text{г.кш}}^* = P_{\text{г}}^* \cdot \sigma_{\text{рн}} \cdot \sigma_{\text{пу}} - \Delta p_{\text{г.кш}} \geq p_{\text{н}} + \frac{\rho_{\text{г.кш}} \cdot W_{\text{г.ш.мін}}^2}{2 \cdot \sigma_{\text{шум}}},$$

де $P_{\text{г.кш}}^*$ – повний тиск газу на виході з конвективної шахти;

$p_{\text{н}} = 101325$ Па – атмосферний тиск;

$\rho_{\text{г.кш}}$ – щільність газу на виході конвективної шахти;

$\sigma_{\text{шум}}$ – коефіцієнт збереження повного тиску газу в шумоглушники;

$W_{\text{г.ш.мін}}$ – мінімальна швидкість газу на виході з шахти.

З урахуванням малості швидкостей в конвективній шахті $\rho_{\text{г.кш}}$ обчислюється так:

$$\rho_{\text{г.кш}} = \frac{P_{\text{г.кш}}^*}{R_{\text{г}} \cdot (t_{\text{г.кш}} + 273)},$$

В формулі $R_{\text{г}} = 289$ Дж/(кг·К), $t_{\text{г.кш}} = t_{\text{г.4}} = 115,4$. Коефіцієнт $\sigma_{\text{шум}}$ у зв'язку з малими швидкостями газу в шумоглушниках вибираємо рівним 1. Величину швидкості витікання $W_{\text{г.ш.мін}}$ назначаемо з конструктивних

міркувань, вона може дорівнювати 5 м/с. Втрати тиску газу в конвективній шахті визначаються як:

$$\Delta p_{\text{г.кш}} = \Delta p_{\text{г.пп}} + \Delta p_{\text{г.исп}} + \Delta p_{\text{г.эк}},$$

Розрахунок втрат тиску поверхні нагрівання $\Delta p_{\text{г}}$

$$\Delta p_{\text{г}} = 2z_{\text{пет}} \cdot Eu_{\text{г}} \cdot \rho_{\text{г}} \cdot W_{\text{г}}^2,$$

де $\rho_{\text{г}}$, $W_{\text{г}}$ – щільність і швидкість газу в поверхні нагріву,

$Eu_{\text{г}}$ – число Ейлера газу,

$z_{\text{пет}}$ – число петель в поверхні нагріву.

Число Ейлера газу $Eu_{\text{г}}$ для шахового розташування труб обчислюється як:

$$\text{При } 1000 \leq Re_{\text{г}} \leq 100000 \quad Eu_{\text{г}} = 3,2 \cdot Re_{\text{г}}^{-0,25} \cdot \sigma_1^{-0,55} \cdot \sigma_2^{-0,5},$$

де $Re_{\text{г}}$ – число Рейнольдса, σ_1 , σ_2 – відносні кроки труб.

Число Рейнольдса обчислюється за формулою:

$$Re_{\text{г}} = \frac{W_{\text{г}} \cdot d_{\text{экв}}}{\nu_{\text{г}}},$$

Швидкість газу $W_{\text{г}}$, кінематична в'язкість $\nu_{\text{г}}$ визначається за середньою температурою для даної поверхні нагрівання, еквівалентний діаметр $d_{\text{экв}}$ розраховується як:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot F_{\text{г}}}{\Pi_{\text{г}}},$$

де $\Pi_{\text{г}}$ і $F_{\text{г}}$ – змочений периметр і площа прохідного перетину ряду.

При шаховому розташуванні труб:

$$\Pi_{\text{г}} = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (b - d_{\text{н}}), \quad F_{\text{г}} = a \cdot b - b \cdot d_{\text{н}} \cdot z_1.$$

де z_1 – число труб в одному ряду.

З огляду на те, що на виході з шахти статичний тиск газу дорівнює атмосферному тиску p_H , швидкісний тиск у вихідному перерізі шахти (перетин зрізу відповідної труби) повинен бути

$$\frac{\rho_{г.кш} \cdot W_{г.кш}^2}{2} = p_{г.кш}^* - p_H,$$

де $W_{г.кш}$ – швидкість у вихідному перерізі шахти означається як:

$$W_{г.кш} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{г.кш}^* - p_H)}{\rho_{г.кш}}},$$

Витрата газу у вихідному перерізі шахти означається як:

$$G_{г} = \rho_{г.кш} \cdot W_{г.кш} \cdot F_{г.кш}$$

де $F_{г.кш} = \pi \cdot D_{тр}^2 / 4$ площа прохідного перетину, $D_{тр}$ – діаметр на зрізі відповідної труби означається як:

$$D_{тр} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{G_{г}}{\sqrt{2 \cdot \rho_{г.кш} \cdot (p_{г.кш}^* - p_H)}}},$$

Проводимо розрахунок аеродинамічного опору за програмою EXCEL, занесем отримані дані в таблицю 3.7.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку аеродинамічного опору

Параметри	Розмірність	Пароперегрівач	Випарювач	Економайзер
$D_{тр}$	м		3,496	
$F_{г.кш}$	м ²		9,598	
$G_{г}$	кг/с		336,65	
$W_{г.кш}$	м/с		38,56	

Продовження таблиці 2.7

P_{Γ}		2288,92	2232,97	2403,89
F_{Γ}	m^2	118,89	90,4	41,49
$D_{екв}$	m	0,2	0,161	0,069
Re_{Γ}		324725,84	21576,45	19325,71
Eu_{Γ}		0,08	0,12	0,125
ΔP_{Γ}	Pa	32,7	293,89	632,15
$\Delta P_{\Gamma.кш}$		958,75		
$\rho_{\Gamma.кш}$	$кг/м^3$	0,909		
$P_{\Gamma.кш}^*$		102001,2 >		

В результаті виконання цього розділу дипломного проекту був спроектований теплоутилізаційних контур, що дозволив за рахунок утилізації тепла відхідних газів ГТД збільшити потужність енергоустановки.

Проведено дослідження параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску (ТУК-1), а також розробку конструктивної схеми котла – утилізатора. Розрахунок теплообмінних апаратів (економайзер, парогенератор, пароперегрівач) входять до складу котла – утилізатора.

Котел – утилізатор барабанного типу, з паровим і водогрійним трактами, баштовим компонованням поверхонь нагріву з верхнім відведенням димових газів. Котел має відкриту компоновку. По ходу газів після дифузора ГТД послідовно розташовані:

- компенсатор з гнучкими неметаллическими елементами,
- вертикальний газохід з поверхнями нагріву,
- конвективний пароперегрівач (ПП);
- випарювач (ІСП);
- водяний економайзер.

Поверхні нагрівання виконані з гладких безшовних труб. За поверхнями нагріву розташований конфузур з глушником, отсечної клапан і димова труба.

Спроектований котел–утилізатор має наступні параметри: тиск перегрітої пари на виході з котла $P_{\text{шт}}=1,6$ МПа, температура $T_{\text{шт}}=514^{\circ}$ С, вихід пари $G_{\text{п}}=55,2$ кг/с, зображений на рисунку 2.9.

2.7 Екологічні проблеми

Спроекований двигун є приводом електрогенератора, тому він є наземним і обертає генератор з постійною частотою обертання. Внаслідок цього викиди тепла в атмосферу впливають на екологічний аспект всього живого в оточенні, і в шумовому вигляді і у вигляді забруднення чадними газами і т.д [16].

При створенні і експлуатації газотурбінних двигунів і установок поряд з техніко–економічними показниками велика увага приділяється їх екологічними характеристиками. Це пов'язано з посиленням вимог щодо захисту навколишнього середовища від шкідливого впливу енергетичних і транспортних засобів в зв'язку з погіршенням загальної екологічної обстановки на Землі. У даній роботі ми перевіримо ці показники.

Одним з основних факторів, що обмежують розвиток електроенергетики на Україні, є екологічний. Викиди від роботи цієї галузі становлять близько 30% всіх твердих часток, що надходять в атмосферу внаслідок господарської діяльності людини. За цим показником електростанції зрівнялися з підприємствами металургії, і випереджають всі інші галузі промисловості. Крім того, енергетика виробляє до 63% сірчаного ангідриду і понад 53% окису азоту, що надходять в повітря від стаціонарних джерел забруднення. Вони є основним джерелом кислотних дощів на Україні.

Негативний вплив на навколишнє середовище зробило будівництво гідроелектростанцій. Будівництво ГЕС на Дніпрі (крім Дніпрогесу) призвело до затоплення значних територій. Водосховища підняли рівень ґрунтових вод, що стало причиною інтенсивного руйнування крутих берегів.

Важливою для України є ядерна безпека. Катастрофа на Чорнобильській АЕС перетворила значну частину країни в зону екологічного лиха. Найбільш забрудненими виявилися Київська, Житомирська, Вінницька, Рівненська, Чернігівська та Черкаська області. Крім ґрунту радіаційному забрудненню

піддалися лісові та водні ресурси, важливі для життєдіяльності населення України.

Рішення проблем енергетичного комплексу України можливо з впровадженням і подальшим використанням сучасних технологій.

Шкідливі викиди в вихлопних газах ГГД (CO , C_nH_m , NO_x , SO_x , дим і ін.) визначаються процесом горіння в камері згоряння і залежать від багатьох факторів: організації процесу горіння і конструкції камери згоряння, способу підготовки паливо–повітряної суміші і сорта палива, типу форсунок і наявності уприскування води чи інших «нейтральних» добавок, наявності азоту і сірки в паливі, часу перебування та ін. Одними з значно впливають чинників на рівень викидів CO і NO_x є максимальне значення температури газів в зоні горіння і характер зміни температури уздовж камери згоряння.

При багатій паливо повітряної суміші ($\alpha < 1$) неповнота згоряння, а отже, і утворення CO пояснюються недоліком кисню для завершення реакції окислення вуглецю до CO_2 . При стехіометричній або помірно бідній суміші CO утворюється в результаті дисоціації CO_2 при високій температурі. При досить бідних сумішах ($\alpha > 1,4 - 1,7$) неповне згоряння і поява CO можуть відбуватися за рахунок «млявого» горіння при недостатній температурі для повного вигорання палива.

Поганий розподіл паливо–повітряної суміші, що призводить до неоднорідності в зоні горіння, також сприяє утворенню CO . І нарешті одним із джерел утворення CO і C_nH_m є «заморожування» продуктів недогорання, що втягуються в шари охолоджуючого повітря під стінами жарової труби. Шляхом завдання певних значень α в зоні горіння можна впливати на максимальне значення температури ТЗГ, від якого залежить рівень NO_x . Обмеження температури

ТЗГ ≤ 1800 К може бути реалізовано організацією «бідного» горіння вуглеводневих топлів $\alpha_{\text{ЗГ}} \cong 1,4 \dots 1,7$.

Проведено порівняння вугілля і природного газу в якості джерела енергії для ГТУ [17].

2.7.1 Вугілля як джерело енергії

Енергетичний фактор. В середньому, спалювання одного кілограма цього виду палива призводить до виділення 2,93 кг CO₂ і дозволяє отримати 23–27 МДж

(6,4–7,5 кВт * год) енергії або, при ККД 30% – 2,0 кВт·год електричества.

Реакція горіння вугілля: $C + O_2 = CO_2$. Тепловий ефект реакції $\Delta H_{0r} = -393,51$ кДж.

Економічний фактор. Середня вартість тонни вугілля в 2012 році склала \$ 119.

Екологічний фактор. Основні труднощі використання вугілля полягають в високому рівні викидів від спалювання вугілля – газоподібних і твердих (зола). Виходом із ситуації є використання різних фільтрів (наприклад, електрофільтрів) в газоходах котлів. Зола, що отримується від спалювання вугілля, в ряді випадків може бути використана в будівельній індустрії. Ще в СРСР були розроблені ГОСТи, що передбачають добавку золи в шлакопортландцемент.

Екологічні проблеми видобутку, переробки і використання вугілля є принциповим кордоном, який доведеться подолати, якщо вугільна промисловість і вуглевидобувні регіони хочуть витримати конкуренцію з газом. Уже при досягнутому рівні вуглевидобутку, концентрації вугільних підприємств, їх вплив на навколишнє середовище, на поверхні і в надрах надмірно велике. А перевезення вугілля на далекі відстані, спалювання, викиди в атмосферу – масштабні процеси, що відбуваються і поширюються далеко за межами вугледобувних регіонів.

Порушення поверхні без наступної рекультивації ґрунтів, розташування місць складування твердих і рідких відходів, загибель сотень водних джерел, малих річок, порушення гідрологічного і гідрохімічних режимів підземних вод викликає надзвичайно серйозні наслідки для природи, життя і здоров'я людей. У зв'язку з цим ліцензування малих ділянок для будівництва карликових

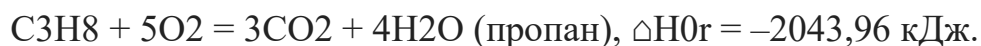
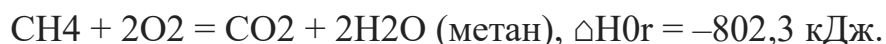
розрізів і шахт може завдати непоправної шкоди як природі, так і сучасному рівню технологій видобутку вугілля.

Великі запаси, невелика вартість, енергетична привабливість все це робить вугілля дуже хорошим джерелом енергії. Але при цьому існує серйозні проблеми пов'язані з екологією вуглевидобутку.

2.7.2 Природний газ в якості джерела енергії

Енергетичний фактор. Спалювання одного кубометра природного газу дає блзько 30 МДж.

Реакції горіння основних частин природного газу:



Економічний чинник. Ціна за 1000 метрів кубічний природного газу становить блзько \$ 400.

Екологічний фактор. В процесі освоєння нафтових і газових родовищ найбільш активний вплив на природне середовище здійснюється в межах територій самих родовищ, лінійних споруд (в першу чергу магістральних трубопроводів), в найближчих населених пунктах (містах, селищах). При цьому відбувається порушення рослинного, ґрунтового і снігового покривів, поверхневого стоку, зрізка мікрорельєфу. Підприємства з видобутку та переробки газу забруднюють атмосферу вуглеводнями, головним чином в період розвідки родовищ (при бурінні свердловин). Іноді ці підприємства, незважаючи на те, що газ екологічно чисте паливо, забруднюють відкриті водойми, а також ґрунт.

Природний газ окремих родовищ може містити досить токсичні речовини, що вимагає відповідного обліку при розвідувальних роботах, експлуатації свердловин і лінійних споруд. Так, зокрема, зміст сірчистих сполук в газі нижньої Волги настільки велике, що вартість сірки як товарного продукту, одержуваного з газу, окупає витрати на його очищення. Це є прикладом очевидної економічної ефективності реалізації природоохоронної технології. Проте, в екологічному відношенні природний газ є найчистішим видом органічного палива. При його згорянні утворюється значно менша кількість шкідливих речовин, ніж при згорянні інших видів палива.

Природний газ – це досить дорогий вид джерела енергії, але має хорошу енергоемність. Екологічні проблеми, в основному, пов'язані не з газом, а з супутніми його видобутку процесами.

2.7.3 Порівняння вугілля і природного газу в якості джерела енергії

Енергетичний фактор. У порівнянні з вугіллям, енергоемність якого дорівнює 23–27 МДж (6,4–7,5 кВт * год) при спалюванні 1 м³ (750–800 кг), природний газ є більш вигідним джерелом енергії, тому що його енергоемність вище (30 МДж при спалюванні 1 м³ (0,09 кг)).

Економічний фактор. Ціна на природний газ (\$ 400 за 1000 м³) вище, ніж ціна на вугілля (\$ 119 за тонну).

Екологічний фактор. І вугільна, і газова галузі є екологічно проблемними. Але якщо проблема газової галузі складається більше в супутніх його видобутку процесах (трубопроводи, буріння, забудова родовищ і т.д.), то проблема вугільної галузі полягає ще в самому вугіллі, при згорянні якого відбуваються рясні викиди шкідливих газоподібних (CO₂) і твердих (золи) речовин.

Порівняння показало, що в енергетичному та екологічному плані природний газ є більш вигідним джерелом енергії, але економічно більш

вигідний вугілля. Вигода нашої країни полягає в тому, що ми володіємо великими запасами обох ресурсів. Відповідно, в економічному та енергетичному плані ми можемо вибрати будь-який з даних джерел енергії. Але, так як вугілля більш екологічно шкідливе, а проблеми глобального потепління і забруднення атмосфери нікуди не поділися, зараз вигідніше використовувати природний газ, який менше шкодить навколишньому середовищу.

Можливо, до закінчення його запасів будуть винайдені більш якісні методи очищення викидів при використанні вугілля, щоб забезпечити найменший шкоди атмосфері.

2.8 Висновки по розділу

Для подальшого динамічного розвитку енергетики необхідно широко застосовувати парогазові схеми енергетичних схем енергетичних установок як найбільш ефективні, які дозволяють домогтися коефіцієнта корисної дії 52% і більше (по виробленню електроенергії).

Для цього потрібні газові турбіни великої потужності (100–150 МВт) з високим ККД на рівні 35%, щоб при утилізації теплоти їх вихлопних газів в утилізаційному паровому контурі забезпечити сумарний ККД вище 50%.

Підвищення ефективності ГПУ досягається за рахунок подачі пари в парову турбіну або проточну частину з високим рівнем тиску.

В якості основних заходів щодо підвищення економічності ПГУ на практиці застосовуються ТУК одного, двох і трьох тисків, перегрів пари, регенерацію пари. При цьому використання ТУК–1, ТУК–2 і ТУК–3 пов'язане з потенційними можливостями поліпшення економічності паросилового циклу за рахунок більш ефективного використання підвода тепла.

В результаті виконання цього розділу дипломного проекту був спроектований теплоутилізаційних контур, що дозволив за рахунок утилізації тепла відхідних газів ГТД збільшити потужність енергоустановки.

Проведено дослідження параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску (ТУК–1), а також розробку конструктивної схеми котла – утилізатора. Розрахунок теплообмінних апаратів (економайзер, парогенератор, пароперегрівач) входять до складу котла – утилізатора.

Котел – утилізатор барабанного типу, з паровим і водогрійним трактами, баштовим компонованням поверхонь нагріву з верхнім відведенням димових газів. Котел має відкриту компоновку. По ходу газів після дифузора ГТД послідовно розташовані:

- компенсатор з гнучкими неметаллическими елементами,
- вертикальний газохід з поверхнями нагріву,
- конвективний пароперегрівач (ПП);
- випарювач (ІСП);
- водяний економайзер.

Поверхні нагрівання виконані з гладких безшовних труб. За поверхнями нагріву розташований конфузур з глушником, отсечною клапан і димова труба.

Спроектований котел–утилізатор має наступні параметри: тиск перегрітої пари на виході з котла $P_{пп}=1,6$ МПа, температура $T_{пп}=514^{\circ}$ С, вихід пари $G_{п}=55,2$ кг/с.

При проведенні екологічного дослідження порівняння показало, що в енергетичному та екологічному плані природний газ є більш вигідним джерелом енергії, але економічно більш вигідним є вугілля. Вигода нашої країни полягає в тому, що ми володіємо великими запасами обох ресурсів. Відповідно, в економічному та енергетичному плані ми можемо вибрати будь-який з даних джерел енергії. Але, так як вугілля більш екологічно шкідливий, зараз вигідніше використовувати природний газ, який менше шкодить навколишньому середовищу.

В економічному розділі проведена порівняльна економічна оцінка ефективності заміни двигуна – прототіпа спроектованим ГТД. Була розрахована

економія річних фінансових витрат на паливо для виробництва 1 кВт потужності при використанні спроектованого двигуна.

3 Оцінка економічної ефективності

Основним завданням даного розділу є економічне обґрунтування вибору вкладання коштів в виробництво и експлуатацію газотурбінних двигунів як приводу нагнітачів природного газу або електрогенераторів. В цьому розділі проводиться техніко–економічний аналіз основних показників двигуна, що спроектовано, в порівнянні з двигуном – прототипом та розраховується величина очікуемого економічного ефекту від використання розрахованого ГТД.

3.1 Розрахунок економічності двигуна

Взначення річного економічного ефекту від впровадження двигуна, що проектується виробництвом по параметру, характеризуючим економічність двигуна – питома витрата палива C_e . По таблиці 1.6 розраховане значення питомої витрати палива спроектованого двигуна являється $C_e = 0,2220$ кг/кВт·ч. По даним двигуна прототипа :

$$C_{e_{пр.}} = \frac{3600}{N_u * \eta_e * \eta_r} = \frac{3600}{50500 * 10^3 * 0,315 * 0,99} = 0,2285 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

На рис. 4.1 представлено зіставлення значень питомої витрати палива двигуна, що спроектований, та двигуна–прототипа.

Для визначенні середньорічних напрацювань ГТД $t_{сум}$ вибирається коефіцієнта технічного використанні K_T відносний час знаходження в резерві $\bar{T}_{рез}$ календарний періоді експлуатації ГТД за рік T_K .

Середньорічних напрацювань розраховується за формуле:

$$t_{\text{сум}} = K_T (1 - \bar{\tau}_{\text{рез}}) T_K,$$

Календарний період експлуатації ГТД за рік $T_K = 8760$ ч (365 днів).

Згідно ГОСТ 2199–88 $K_T = 0,92 \dots 0,95$; $\bar{\tau}_{\text{рез}} = 0,125 \dots 0,25$. Приймаємо $K_T = 0,925$; $\bar{\tau}_{\text{рез}} = 0,22$. Тоді середньорічних напрацювань ГТД:

$$t_{\text{сум}} = K_T \cdot (1 - \tau_{\text{рез}}) \cdot T_K = 0,92 \cdot (1 - 0,21) \cdot 8760 = 6366,77 \text{ год/рік},$$

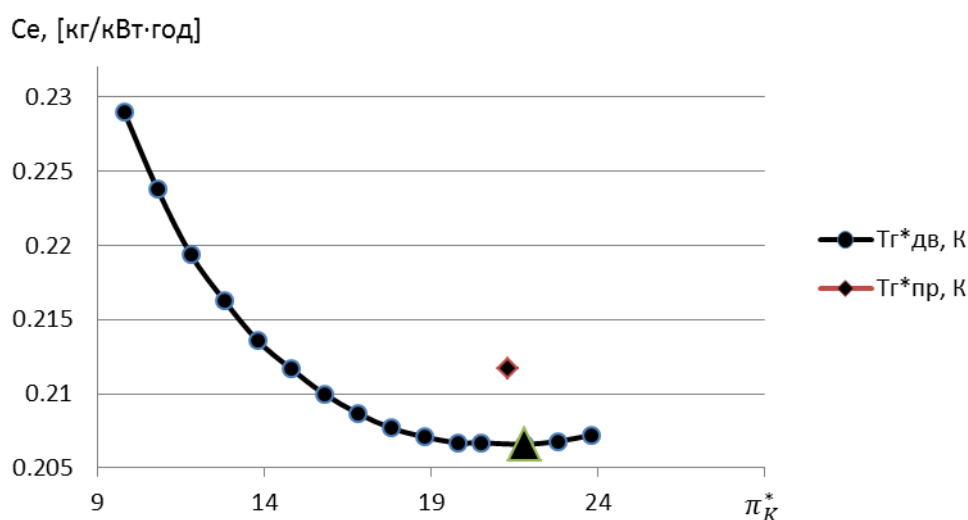


Рисунок 3.1 – Залежність питомої витрати палива від циклу:

- ◆ – розрахункова точка проектуваного ГТД,
- – розрахункова точка двигуна–прототипа,
- ▲ – розрахункова точка проектуваного ГТД

Кількість використаного палива на рік для виробництва 1кВт потужності:

$$C_{e \text{ год}} = C_{e \text{ уд}} \cdot t_{\text{сум}}$$

Для проектуємого ГТД:

$$C_{e_{\text{рік}}} = 0,2220 \cdot 6366,77 = 1413,4229 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}} = 1,413 \frac{\text{Т}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

Для двигуна–прототипа:

$$C'_{e_{\text{рік}}} = 0,23 \cdot 6366,77 = 1464,3571 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}} = 1,464 \frac{\text{Т}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

Взначаємо різницю річних витрати палива для виробництва 1кВт потужності двох двигунів:

$$\Delta C_{e_{\text{год}}} = C'_{e_{\text{рік}}} - C_{e_{\text{рік}}} = 1,464 - 1,413 = 0,051 \frac{\text{Т}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

Постановою НКРЕКУ від 21.12.18 №2001 з 1 січня 2019 року встановлено граничний рівень ціни на природний газ, який реалізується промисловим споживачам та іншим суб'єктам господарювання, на рівні 13800 грн. за 1000 м³. Знаючи, що 1 тонна природного газу становить обсяг 1360 м³. тоді:

$$13800 \frac{\text{грн}}{\text{тис. куб. м}} \times 1,36 \text{ тис. куб. м} = 18768 \frac{\text{грн}}{\text{Т}}$$

Вартість різниці річних витрат палива на виробництво 1 кВт потужності між двигуном, який проектується і двигуном–прототипом становить:

$$C = \Delta C_{e_{\text{год}}} \cdot 18768 \text{ грн./Т} = 0,051 \cdot 18768 = 957,17 \frac{\text{грн.}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

3.2 Висновки по розділу

У данном розділі проведена порівняльна економічна оцінка ефективності заміни двигуна – прототіпа спроектованим ГТД. Була розрахована економія річних фінансових витрат на паливо для виробництва 1 кВт потужності при використанні спроектованого двигуна. Вона склала $C = 957,17$ грн/кВт*год.

ВИСНОВКИ

В результаті термогазодинамічних розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність $Ne_{уд} = 228,2$ кВт·с/кг, питома витрата палива $Se = 0,2220$ кг/кВт·ч. Взначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах. Отримані значення основних питомих параметрів проектованого двигуна відповідають рівню значень параметрів сучасних двигунів.

Ефективний ККД прототипу $\eta_{\text{ефр}} = 32,12\%$, що менше, ніж $\eta_e = 31,5\%$, тобто проектований ГТД виграє по ефективному ККД у прототипу.

В результаті узгодження параметрів компресора і турбіни був сформований «вигляд» двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільною трьохступеневою турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахованих режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром, з 8 ступенями, значення ККД $\eta_{\text{кнд}}^* = 0,88$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{H}_{\text{зкнт}} = 0,1911$.

КВТ - з постійним зовнішнім діаметром, з 9 ступенями, ККД $\eta_{\text{квд}}^* = 0,8709$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{H}_{\text{зквт}} = 0,2447$.

Відносний діаметр втулки на виході з останньої ступені КВТ $\bar{d}_k = 0,8929$, що не перевищує допустимого до $\bar{d}_{\text{к доп}} = 0,92$.

Турбіна високого тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,579$), має одну ступінь, значення ККД $\eta_{\text{твд}}^* = 0,9090$.

Турбіна низького тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,469$), має одну ступінь, значення ККД $\eta_{\text{тнд}}^* = 0,890$.

Вільна турбіна середньонавантажена ($\mu_z = 4,034$), має три ступені, значення ККД $\eta_{\text{тв}}^* = 0,91$, забезпечується умова $(h/D)_T = 0,317 < 0,33$.

Також розраховані значення: T^* , P^* , S в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

На третьому етапі було проведено газодинамічний розрахунок компресора на ЕОМ. В результаті розрахунку були отримані геометричні параметри лопаткових вінців проточної частини компресора, значення тисків P , P^* , температур T , T^* на середньому радіусі кожному ступені, ступінь підвищення тиску кожної ступені і робота. Взначено остаточні розміри проточної частини.

- Ступінь підвищення тиску π_k^* : $\pi_{k\text{ КНТ}}^* = 3,66$, $\pi_{k\text{ КВТ}}^* = 3,947$, $\pi_{k\Sigma}^* = 14,3$;
- Частота обертання: $n_{\text{КНТ}} = 11429$ об/хв, $n_{\text{КВТ}} = 14096$ /хв;
- Число ступенів : $Z_{\text{КНТ}} = 8$, $Z_{\text{КВТ}} = 9$;
- Робота компресора: $L_k = 386580$ кДж/кг;
- ККД компресора: $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8798$, $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8624$;

З аналізу результатів розрахунку видно, що забезпечені наступні умови: $\beta_1 > 25$ град (зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступені); відносний втулковий діаметр $\bar{d}_k = 0,8904 < 0,9200$ (зменшення розміру лопаток призводить до зменшення ККД компресора, і, як наслідок, зростанню впливу радіальних зазорів, зменшення числа Рейнольдса і підвищенню втрат при обтіканні лопаток малого розміру); значення коефіцієнта витрати на виході з КВТ $\bar{C}_a = C_a/U_k = 0,4021$, що більше допустимого значення $\bar{C}_a = 0,4$ на 0,53% і знаходиться в допустимих межах; числа Маха на першому РК ($M_{1w} = 0,7299$) не перевищує 0,85, що виключає появу хвильових втрат.

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА та РК першої ступені;

- на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 15,8$ град., відповідає вимозі - $\alpha_1 > 15 \dots 17^\circ$;
- кут виходу потоку газу з ТВТ дорівнює $\alpha_2 = 74,9$ град, з ТНТ $\alpha_2 = 82$ град; з ТС $\alpha_2 = 85$ град., що забезпечує осьовий напрямок потоку на виході.

– на всіх ступіннях турбіни були отримані ККД:

$$\eta_{ТВТ}^* = 0,897; \eta_{ТНТ}^* = 0,916; \eta_{ТС1}^* = 0,913; \eta_{ТС2}^* = 0,913; \eta_{ТС3}^* = 0,903.$$

– коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{zТВТ} = 1,579; \mu_{zТНТ} = 1,469; \mu_{zTC} = 4,034.$$

– характерну зміну основних параметрів (С, Т * і Т, Р * і Р) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;

– ступінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення, це говорить про те, що в турбіні незначні втрати:

$$\rho_{\text{вмТВТ}} = 0,285, \rho_{\text{вмТНТ}} = 0,290, \rho_{\text{вмТС1}} = 0,310, \rho_{\text{вмТС2}} = 0,325, \rho_{\text{вмТС3}} = 0,345.$$

– частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{TC} = 8200$ об/хв.

З розрахунку багатоступінчастого осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови: на внутрішньому радіусі швидкість $W_1 > W_2$, а кут $\Delta\beta < 25$ град. Кут повороту потоку у втулковому перетині $\Delta\beta_{BT} = 22,79$ град, що не перевищує максимально допустиму величину. Максимальна товщина профілю в діапазоні 0,025 ... 0,08, на Втулкові перетині $\overline{C_{max}} = 0,08$. наведена швидкість $\lambda_w < 1$. Отримані результати і побудована решітка профілів першого ступеня компресора високого тиску відповідає встановленим вимогам і зможе забезпечити необхідні параметри.

Спираючись на конструкцію прототипу, був розроблений турбокомпресор високого тиску, враховані його конструктивні особливості.

Зроблено розрахунок статичної міцності пера робочої лопатки першого ступеня компресора високого тиску. Отримані значення запасів міцності у всіх перетинах відповідають нормам міцності і є навіть трохи завищеними, але так як двигун є стаціонарною установкою і в результаті цього лопатки особливо сильно схильні до ерозійного зносу протягом тривалого часу (ресурсу), тому підвищений запас міцності необхідний.

З розрахунку видно, що запас міцності лопатки в самому напруженому перерізі відповідає вимогам (для робочих лопаток компресора k - не менше 1,5) $k = 2,882$.

Проведено розрахунок диска першого ступеня компресора високого тиску ГТУ. Були отримані значення радіального, окружного і еквівалентного напружень в різних радіальних перетинах диска. Також були пораховані значення запасів міцності в радіальних перетинах диска.

Значення запасів міцності по перетинах диска відповідають нормам міцності, за якими запас міцності повинен бути не менше 1,3 ... 1,5. У нашому випадку мінімальний запас міцності 3,0, що забезпечує безпечну роботу диска, компресора і двигуна в цілому.

В ході роботи було виконано розрахунок числа технологічних переходів обробки основних поверхонь деталі, що включає в себе розробку маршрутів обробки; розрахунок припусків і операційних розмірів на механічну обробку діаметральні і торцевих поверхонь. Сформовано попередній план технологічного процесу, який був трансформований в остаточний.

Був розглянутий один із способів підвищення потужності і ККД установки - STIG (уприскування пари в камеру згорання). Були виконані расче- ти при різних значеннях відносної витрати пари, що упорскує в ка- міру згорання і побудовані графіки залежності потужності, ККД і температури газу від відносної витрати пари. З графіків видно, що зі збільшенням отно- сительного витрати пари потужність і ККД установки збільшуються, питома витрата паливо і температура газу падає, що позитивно впливає на надеж- ность роботи двигуна і його ресурс. Уприскування пари в КС дозволяє збільшити ККД на 14,76%, потужність росте не істотно на 1,8%, та зате Тонна*г падає на 10,7 %. Запас стійкості КВД впав на 7,42 %, а запас стійкості КНД на 3%. Питома витрата палива знизилася на 12%. Збільшення кількості пари прзводить до зростання можливості появи корозії, це зменшує ресурс.

У цьому розділі був розглянутий один із способів підвищення мощ- ности і ККД установки - STIG (уприскування пари в камеру згорання). Були выпол- нены розрахунки при різних значеннях відносної витрати пари, впрыс- киваемого в камеру згорання і побудований графік залежності основних пара- метрів від відносної витрати пари. З графіків видно, що зі збільшенням

відносної витрати пари потужність незмінний, а ККД установки збільшуються, причому ККД двигуна росте інтенсивніше і складає близько 10%. Температура газу падає, складає близько 18%. що позитивно впливає на надійність роботи двигуна і його ресурс. Ще одним сприятливим чинником є зниження питомої витрати палива, складає близько 10% що призводить до зниження матеріальних витрат. Якщо порівнювати двигателі без використання уприскування пари в камеру згорання і двигун з максимально можливим уприскуванням пари, то економічна сторона питання удешевиться.

Досліджена кліматична характеристика контактної ПГУ при применіні циклу STIG . При $t_{в}=5.+45$ 0C і відносної кількості пари, що подається в камеру згорання $d_l = G_{п}/G_{г} = 0,5$. У Це дозволяє поліпшень основних параметрів (η_e , η_{eu} , ККД) і знижуватися C_e . Якщо порівнювати двигателі без використання уприскування пари в камеру згорання і двигун з вприскуванню пара, то економічна сторона питання покращується.

Були розраховані габарити теплообмінних апаратів і спроектована шахта котла утилізатора.

В економічній частині проведено порівняльну економічну оцінку ефективності заміни двигуна-прототипу проектованим ГТД. Розраховано економію річних фінансових витрат на паливо для виробництва 1кВт потужності при використанні проектованого двигуна, яка склала $C_e = 957,17 \frac{\text{грн.}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}$.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Приводні газотурбінні двигуни: альбом конструктивних схем / Ф.М. Муравченко, Б.В. Ісаков, Л.Г. Жваво, Л.Н. Буслик, С.А. Смирнов, С.К. Чернов. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006. - 40 с.
2. Павленко Г.В. Термогазодинамический розрахунок газотурбінних двигунів і установок : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2007. - 63с.
3. Буслик Л.Н., Ковальов В.И. Узгодження параметрів і визначення основних розмірів турбін і компресорів ГТД : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 1996. - 51с.
4. Павленко Г.В. Формування вигляду ГТД і ГТУ : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2007. - 39с.
5. Павленко Г.В. Газодинамічний розрахунок осьового компресора ГТД : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2002. - 57с.
6. Павленко Г.В. Волів А.Г. Газодинамічний розрахунок осьової газової турбіни : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ», 2007. – 76с.
7. Герасименко В.П., Никишов А.А. Проектування камер згорання газотурбінних двигунів : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 1999г. - 86с.
8. Анютин А.Н., Дегтярев О.Д. Проектування вхідних і вихідних облаштувань ГТУ : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ», 2001 – 62с.
9. Профілізація вихідних облаштувань компресорів і турбін / А.Г. Волів. - Навчань. посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006. – 49 с.
10. Волів А.Г., Дегтярев О.Д., Павленко Г.В. "Дослідження експлуатаційних характеристик газотурбінних двигунів" ч.2. Силові установки літаків - Збірка лабораторних робіт. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006– 57с.

11. Волів А.Г., Дегтярев О.Д., Павленко Г.В. "Дослідження експлуатаційних характеристик газотурбінних двигунів" ч.1. Газотурбінні установки - Збірка лабораторних робіт. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006 - 57с.

12. Енергетика. Розвиток теплоенергетики і гідроенергетики. Історія справжні і майбутні. // Котли-утилізатори і енерготехнологічні котли Відкритий інтернет джерело. URL: <http://energetika.in.ua/ru/books/book-3/part-1/section-2/2-6-kotli-utilizatori-jenergotekhnologichni-kotli>

13. Волів А. Г. Аналіз термогазодинамічних циклів газопарових і парогазових установок : навчань. посібник/ Волів А. Г., Павленко Г.В., Хоменко А.С.. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ», 2008. – 49 с.

14. Котли - Утилізатори Відкритий інтернет джерело. URL: <http://www.him-apparat.ru/kotli.php>

15. Юренев В.Н. Теплотехнічний довідник: в 2 т. Т2 / В.Н. Юренев, П.Д. Лебедева - М : Енергія1976. – 896 с.

16. Герасименко В.П., Филоненко А.А. Екологічні аспекти проектування газотурбінних установок : Навчань. посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2009г. – 31с.

17. Порівняння вугілля і газу в якості джерела енергії. Відкритий інтернет джерело URL: <https://scienceforum.ru/2013/article/2013003145>

18. . Хоменко А.С. Розрахунок і проектування теплообмінних апаратів з орє- тлінною поверхнею / Хоменко А.С. - Х. : Нац. аерокосм ун-т "Харьк. авиац. ін-т», 2005. – 70 с.

19 Липов Ю.М. Компонування і тепловий розрахунок парогенератора / Ю.М. Ли- пов, Ю.Ф. Самойлов, З.Г. Модель - М : Енергія, 1975. – 176 с

20 Юренев В.Н. Теплотехнічний довідник : в 2 т. Т2 / Юренев В.Н., Лебедева П.Д. - М : Енергія, 1976. – 896 с.

21 Бажан П.И. Довідник по теплообмінних апаратах / Бажан П.И. - М: Машинобудування, 1989. – 368 с.