МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____

"12" _____12_____2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Розробка та дослідження комбінованого ГТА з ТУК для електростанції на базі компресорного блоку ГТД ДГ80*

Виконав:

студент групи 6231м

_____ Гуляєв П. П.

(підпис)

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Ващиленко М. В.

(підпис)

Миколаїв – 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: *Розробка та дослідження комбінованого ГТА з ТУК для електростанції на базі компресорного блоку ГТД ДГ80*

В роботі проведено аналіз сучасних досліджень та розробок в області підвищення ефективності комбінованих ГТА з ТУК; розроблено математичну модель для дослідження термодинамічного циклу та досліджено схему і термодинамічний цикл комбінованого ГТА з ТУК; проведено оптимізацію та аналіз параметрів термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК; проведено термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми комбінованого ГТА з ТУК; необхідні конструктивні розрахунки; розроблені заходи з техніки безпеки, та охорони праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища, ЦО при використанні комбінованого ГТА з ТУК на електростанції

Студент групи 6231м _____ Гуляєв П. П.

Керівник роботи _____ Ващиленко М.В.

Завідувач кафедри _____ Патлайчук В.М.

Миколаїв 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра _____турбін_____ _
Спеціальність _____142 "Енергетичне машинобудування"_____
Освітня програма _____"Газотурбінні установки і компресорні станції"_____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми
_____
"____" _____2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

Студент _____Гуляєв П.П.

1. Тема роботи: **"Розробка та дослідження комбінованого ГТА з ТУК для електростанції на базі компресорного блоку ГТД ДГ80"**

Керівник роботи: __канд. техн. наук, доцент Ващиленко М.В.

Затверджені наказом ректора №____ від «___»_____2024 року

2. Термін подання роботи: _____20.12.2024 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи)_____

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

4.1. Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності комбінованих ГТА з ТУК.

4.2. Розробка схеми та термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК.

4.3. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК.

4.4. Параметричний аналіз термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК.

4.5. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного комбінованого ГТА з ТУК на базі компресорного блоку ГТД ДГ80 для електростанції.

4.6. Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання комбінованого ГТА з ТУК на базі компресорного блоку ГТД ДГ80 для електростанції.

4.7. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці.

4.8. Заходи по захисту навколишнього середовища, ЦО

5. Перелік графічного матеріалу

5.1. Теплова схема та термодинамічний цикл комбінованого ГТА з ТУК.
5.1. Основні положення математичної моделі для дослідження циклу комбінованого ГТА з ТУК.
5.2. Ілюстративний матеріал по результатах дослідження
5.3. Компоновочне креслення комбінованого ГТА з ТУК на базі компресорного блоку ГТД ДГ80 для електростанції.
6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи (КР)	Термін виконання етапів	Примітка
1	Інформаційний пошук	01.09.2024	
2	Розробка схеми та термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК	10.09.2024	
3	Розробка математичної моделі для дослідження циклу комбінованого ГТА з ТУК	20.09.2024	
4	Дослідження та оптимізація параметрів циклу комбінованого ГТА з ТУК	10.10.2024	
5	Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання комбінованого ГТА з ТУК для електростанції	1.11.2024	
6	Компоновочне креслення комбінованого ГТА з ТУК для електростанції	25.11.2024	
7	Охорона праці	2.12.2024	
8	Охорона навколишнього середовища та ЦО	10.12.2024	
9	Оформлення КР та подання її до захисту	20.12.2024	

Студент _____ **Гуляєв П.П.**
(підпис)

Керівник роботи _____ **Ващиленко М.В.**
(підпис)

ЗМІСТ

Пояснювальна записка 2
Завдання на кваліфікаційну роботу 3
Анотація 6
Вступ 7
Список прийнятих скорочень 9
1 Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності комбінованих ГТА з ТУК 11
2 Розробка схеми та термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК 23
3 Математична модель для дослідження термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК 26
4 Оптимізація та аналіз термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК .. 33
5 Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання комбінованого ГТА з ТУК для електростанції 41
5.1 Детальний тепловий розрахунок схеми комбінованого ГТА з ТУК на режимі повної потужності 42
5.2 Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перетину 55
5.3 Проектувальні розрахунки турбіни низького тиску ГТД 72
5.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора 98
5.5 Габаритний розрахунок парової турбіни 105
5.6 Габаритний розрахунок парового конденсатора 111
6 Охорона праці 115
7 Охорона навколишнього середовища 128
8 Цивільний захист 138
Висновки 149
Список використаних джерел 151

Анотація

до кваліфікаційної роботи:

«Розробка та дослідження комбінованого ГТА з ТУК для електростанції на базі компресорного блоку ГТД ДГ80»

Згідно з завданням кафедри «Турбін» досліджена та спроектована енергетична установка по схемі комбінованого ГТА з ТУК для електростанції.

В процесі виконання роботи проведені наступні заходи:

1 Аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності комбінованих ГТА з ТУК.

2. Розробка схеми та термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК.

3. Одержана математична модель для дослідження термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК.

4. Виконано параметричний аналіз термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК.

5. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного комбінованого ГТА з ТУК на базі компресорного блоку ГТД ДГ80 для електростанції з наступними технічними характеристиками:

– сумарна електрична потужність ГТА з ТУК $N_{ел}$ = 34,77 МВт;

– температура газу перед ТВТ ГТД $T_З$ = 1540 К;

– ефективний ККД комбінованого ГТА з ТУК η_e = 42,45 %;

– питома електрична потужність Nпит = 389,2 кВт/(кг/с);

– питома витрата палива на електростанцію $C_{Nел}$ = 0,1695 кг/(кВт·год.);

– температура газів, що відходять за УПГ Т = 437,2 К

– загальна міра підвищення тиску повітря в циклі $\pi_к$ = 22,0;

– частота обертання вихідного валу ТГ ГТД $n_{ТС}$ = 3000 об/хв.;

6 Техніці безпеки, та охороні праці;

7 Захисту навколишнього середовища та ЦО.

ВСТУП

Розвиток сучасної енергетики вимагає скорочення термінів будівництва електростанцій при одночасному зменшенні капіталовкладень і підвищення ефективності і маневреності енергоустаткування. В світі отримало широке розповсюдження використовування газотурбінних двигунів (ГТД) для приводу електрогенератора. Для підвищення економічності ГТД необхідно мати якомога більший коефіцієнт корисної дії. Але досягши цього доводитися стикатися з певними труднощами: для підвищення ККД необхідно підвищити температуру газів перед турбіною T_3, але її підвищення обмежують гранично допустимі температури існуючих матеріалів; тому доводитися передбачати охолоджування самих нагрітих деталей (лопатки, диски, корпусні деталі), але охолоджування ефективно лише до певної межі, оскільки втрати, пов'язані з відбором охолоджуючого повітря можуть бути більшими, ніж виграш від підвищення T_3. Крім того, при проектуванні, монтажі, експлуатації і |ремонту енергетичних установок разом з їх економічною ефективністю екологічні показники грають важливу роль. Отже, при проектуванні ГТД доводиться вирішувати складний комплекс питань, пов'язаних як з економічністю, так і з екологічними показниками.

Існують наступні напрями вдосконалення ГТД:

- підвищення економічності за рахунок вдосконалення окремих його складових (компресора, турбіни, камери згоряє і т.д.);
- ускладнення циклу установки в цілому, тобто вживання регенерації, утилізації, проміжного охолоджування і т.д.;
- максимальне зменшення викидів шкідливих речовин.

Багато виробників енергетичного устаткування в даний час працюють над можливістю об'єднання позитивних властивостей парової турбіни (низькі енерго-витрати при підвищенні параметрів робочого тіла, висока енергоємність пари) і газової турбіни (висока температура циклу, компактність і низька металоємність, висока маневреність).

Одними з перспективних типів є комбіновані установки з газовим робочим тілом і утилізацією теплоти випускних газів ГТД за допомогою парової турбіни. Такі установки називаються комбінованими ГТА з ТУК.

У представленій кваліфікаційній роботі досліджується та розробляється варіант комбінованого ГТА з ТУК для електростанції з ГТД що створюється на базі компресорного блоку вітчизняного двигуна ДГ80.

Список прийнятих скорочень

ВП – випарна поверхня;

ВПГ - високонапірний парогенератор;

ГВП - газоводяний підігрівач;

ГТА – газотурбінний агрегат;

ГТД – газотурбінний двигун;

ГТУ – газотурбінна установка;

ГПУ - газопарова установка;

ГЦН – головний циркуляційний насос;

ЕП – економайзерний пучок;

КВПТ – коефіцієнт встановлення повного тиску;

КВТ – компресор високого тиску;

КЗ – камера згоряння;

КР – клапан регулюючий;

КНТ – компресор низького тиску;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КУ – котел утилізаційний;

НПГ - низьконапірний парогенератор;

ОВ – опорні вінці;

ПГУ - парогазова установка;

ПТ – парова турбіна;

ПТУ – паротурбінна установка;

ПК - паровий конденсатор;

ПП – пароперегрівний пучок;

РР – робоча решітка;

РС – регулюючий ступень;

СА – сопловий апарат;

СР – соплова решітка;

СРС - середня розрахункова ступень;

ТУК – теплоутилізуючий контур;

ТКНТ – турбокомпресор низького тиску;

ТКВТ – турбокомпресор високого тиску;

ТВТ – турбіна високого тиску;

ТНТ – турбіна низького тиску;

ТС – турбіна силова;

УПГ – утилізаційний парогенератор;

ЦО – цивільна оборона.

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Гуляєв П.П.			Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності комбінованих ГТА з ТУК	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		ВащиленкоМ.В.					11	151
						НУК		
Зав. каф.		Патлайчук В.М.						

1 Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності комбінованих ГТА з ТУК

1. Патентно-інформаційний пошук.

Впровадження газотурбінних установок (ГТУ) в енергетику йде у двох напрямках: як самостійні енергетичні установки та у складі парогазових установок (ПГУ).

Сучасні газотурбінні установки потужністю від 12 до 150 МВт з температурами газів перед турбіною від 900 до 1200С мають ККД на рівні 28...33%, що забезпечує питомі витрати палива на вироблення електроенергії 440-370 г у.т./кВт.г.

Незважаючи на те, що ГТУ по економічності помітно поступаються паросиловим енергоблокам, завдяки нижчим капіталовкладенням, простоті споруд, малої потреби в охолодній воді, високим маневреним характеристикам – газотурбінні установки знаходять застосування як пікові потужності в енергосистемах та базові енергетичні установки.

Газові турбіни потужністю до 25 МВт, виконані на базі авіаційних та суднових двигунів, в основному мають незалежні вали для приводу компресора (групи компресорів) та генератора. Потужні сучасні ГТУ виконуються одновальними з єдиним приводом компресора та генератора.

Після освоєння в енергетичному газотурбобудуванні газових турбін з високими початковими температурами газів на рівні 1100-1300С температура газів на вихлопі газових турбін досягла значень 520-550С і утилізація теплоти стала можливою шляхом вироблення пари достатніх параметрів для його використання в потужних паросилових установках.

При застосуванні газових турбін з нижчими початковими температурами газів, коли на вихлопі їх температура становить 350-450˚С, теплота газів може використовуватися в котлах паросилової установки, для підігріву поживної води та конденсату, для пари для технологічних потреб, для підігріву мережної води .

Найбільш економічною ПГУ є установка, що працює за суто утилізаційною схемою, в якій теплота газів, що утилізуються, використовується для виробництва

пари, що направляється в парову турбіну. В утилізаційних ПГУ потужність газових турбін досягає 60-65% потужності енергоблоку, а ККД 50-51%. При спорудженні нових потужностей на електростанції, що спалюють лише газове паливо, пріоритет за ПГУ утилізаційного типу незаперечний. У цьому вся типі ПГУ максимальна одинична потужність блоку визначається потужністю газових турбін. Газотурбінна надбудова потужністю може становити 1/3 потужності парової турбіни.

У процесі освоєння газових турбін, коли температура газів перед газовими турбінами визначалася рівнем 700-800С, були розроблені ПГУ з високонапірним парогенератором. За схемою ПГУ з високонапірним парогенератором (ВПГ) паливо спалюється в топці під тиском, а теплота спаленого палива одночасно використовується для пари та подачі в газову турбіну гарячих газів. Схема досить складна, має додаткові камери згоряння, а порівняно мала потужність газової турбіни (близько 15%) робить цикл малоекономічним. Основною перевагою ПГУ з ВПГ – малі металомісткості та габарити котла.

Класифікація комбінованих установок з паровими та газовими турбінами. Теплова схема та цикл парогазової установки залежать від її виду. Парогазові установки є лише одним із видів ширшого класу – комбінованих установок з паровими та газовими турбінами. На рис. 1.1 наведено класифікацію таких установок, прийняту Інститутом технічної теплофізики НАН України.

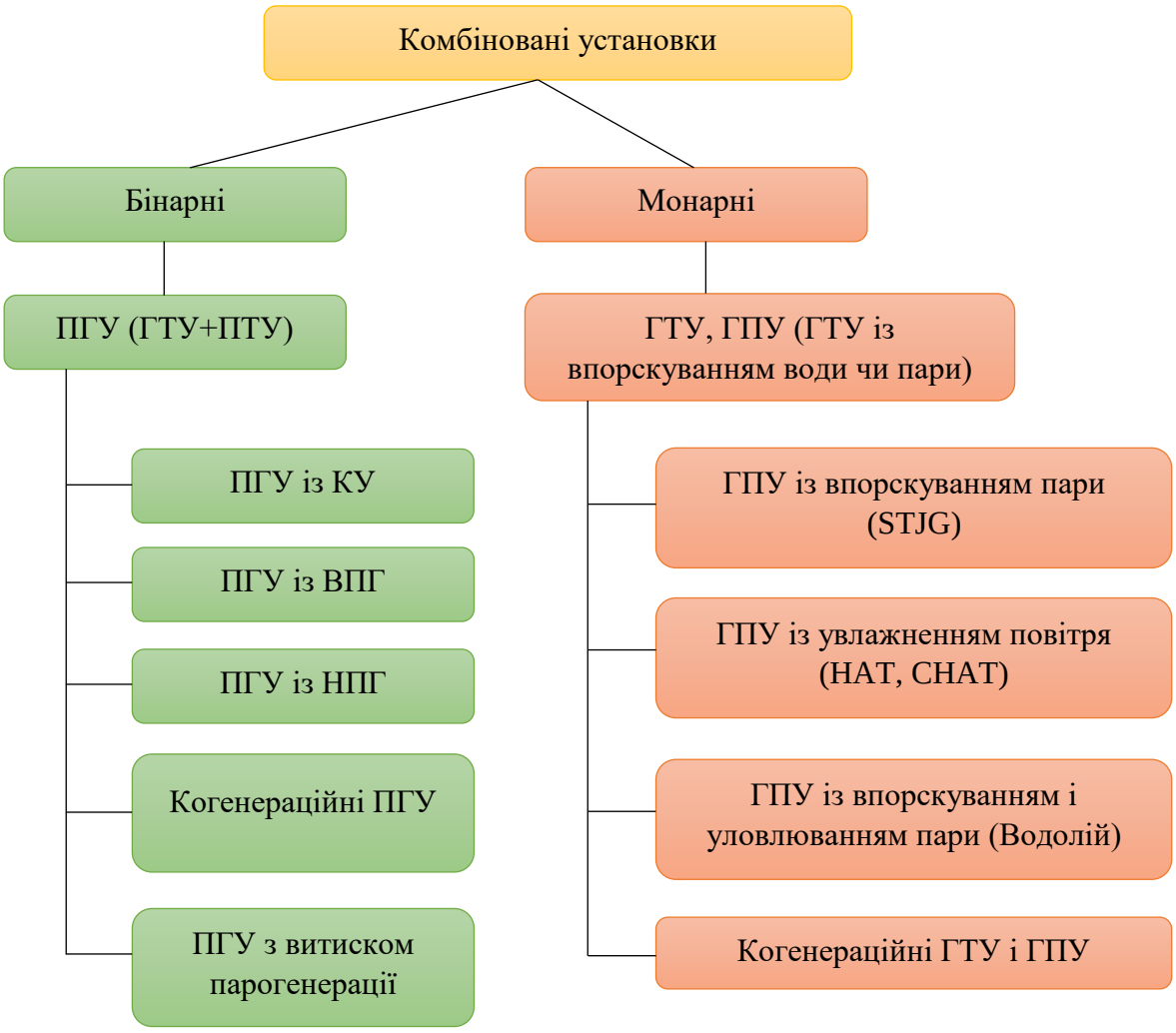


Рис. 1.1. Класифікація комбінованих ГТА, прийнята Інститутом технічної теплофізики НАН України [8].

За принципом взаємодії робочих тіл всі комбіновані установки поділяються на дві групи: установки з роздільними контурами робочих тіл (бінарні) та установки зі змішуванням робочих тіл, тобто. контактні (монарні). Перші утворюють групу парогазових установок (ПГУ), а другі – групу газопарових установок (ГПУ). Більшість установок, що працюють і будуються, відносяться до першої групи. Комбіновані установки з роздільними контурами робочих тіл виконуються або з котлом-утилізатором, в якому пара генерується тільки або в основному за рахунок теплоти яка відходить із газової турбіни, або з парогенератором (так звана скидна схема), в якому пара генерується також і за рахунок теплоти палива. В установках з

парогенератором вихлопні гази турбіни скидаються в топку котла, в якому виробляється ще й допалювання палива, тому основна частка потужності (до 70–80% загальної потужності) генерується у паровому контурі, а решта – у газовому. Парогенератор у ПГУ працює з мінімальним коефіцієнтом надлишку повітря 1,05–1,10, оскільки в процесі спалювання палива бере участь і кисень, що надходить у топку з вихлопними газами ГТУ. Відносна витрата пари в таких установках значна, а її величина по відношенню до витрати повітря досягає значень 0,7-0,8.

У установках з котлом-утилізатором велика частка потужності виробляється в газовому контурі. Витрата палива у цих установках переважно посідає газовий контур, у якому коефіцієнт надлишку повітря зазвичай 1,5–2,5. Такі ПГУ характеризується низькою відносною витратою пари, віднесеним до витрати повітря через компресор, його величина найчастіше не перевищує 0,2-0,3.

Комбіновані установки з парогенератором можуть бути виконані за такими схемами:

- парогазові установки з використанням теплоти вихлопних газів газових турбін для підігріву поживної води, що призводить до витіснення регенерації усередині парової частини циклу (так звані ПГУ з витісненням регенерації);

- парогазові установки з низьконапірним парогенератором (НПГ), в яких паливо підводиться як у камері згоряння перед ГТУ, так і в низьконапірному парогенераторі (НПГ), а від газової турбіни гази відводяться в парогенератор, де використовуються для окислення палива яке подається в топку;

- парогазові установки з високонапірним парогенератором (ВПГ), в якому генерація пари здійснюється в парогенераторі, поєднаному з камерою згоряння газотурбінної установки. Необхідна температура газу перед турбіною в цьому випадку забезпечується витратою пари, що генерується, а коефіцієнт надлишку повітря за високонапірним парогенератором приймається мінімальним.

Газопарові установки в свою чергу поділяються на установки з упорскуванням пари (STIG) і установки з введенням в газовий тракт води і пароводяної суміші (HAT і CHAT). У першому випадку пара, що генерується в утилізаторі котла, вводиться в тракт високого тиску після компресора (в камеру згоряння). У другому випадку вода

або пароводяна суміш випаровується у самому тракті високого тиску як до, так і після камери згоряння. В обох типах ГПУ передбачається хімічне очищення води, що надходить. В обох випадках пари води разом з продуктами згоряння, що йдуть, викидаються в атмосферу, що призводить до втрати теплоти випаровування цієї води і самої води. У установках типу «Водолій» цей недолік усунений введенням контактного конденсатора, в якому конденсуються водяні пари, що містяться у відпрацьованих газах, і вода знову повертається в цикл установки.

Парогазові установки з низьконапірним парогенератором (НПГ). У парогазових установках з НПГ (рис. 1.2) паливо спалюється як у камері згоряння (КС) ГТУ, так і в НПГ.

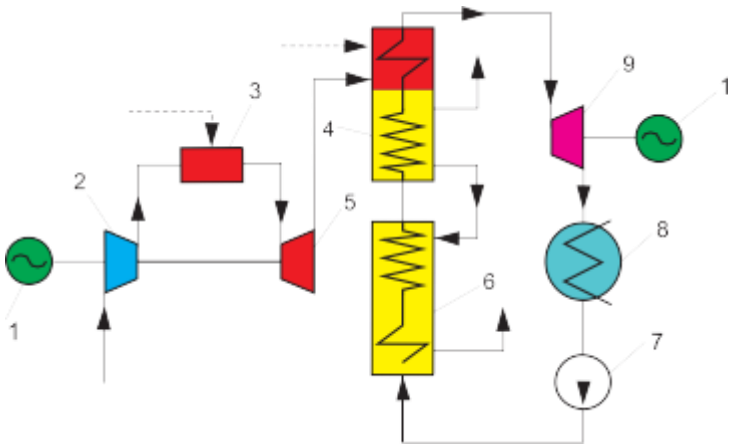


Рис. 1.2. Принципова теплова схема парогазової установки з низьконапірним парогенератором (НПГ): 1 - електрогенератор; 2 – компресор; 3 - камера згоряння; 4 – низьконапірний парогенератор; 5 – газова турбіна; 6 - газоводяний підігрівач; 7 – насос; 8 – конденсатор; 9 – парова турбіна; ----– паливо

Від газової турбіни гази відводяться в парогенератор, де використовуються для окислення палива, що подається в топку. Так як за парогенератором передбачений газоводяний підігрівач (ГВП), то втрати теплоти з газами, що відходять, відносно невеликі. Парогенератор (НПГ) виконується газо-щільним, працює при надмірному тиску 0,002-0,004 МПа, тому димососні вентилятори відсутні. Конструктивно НПГ мало відрізняється від звичайних котлів, тому може працювати на різних видах палива, у тому числі твердому. За розташуванням устаткування в цій схемі ГТУ є як

би надбудовою паротурбінної установки, тому така схема широко використовується для реконструкції паротурбінних установок, що працюють на знижених параметрах пари.

Парогазові установки з високонапірним парогенератором (ВПГ).

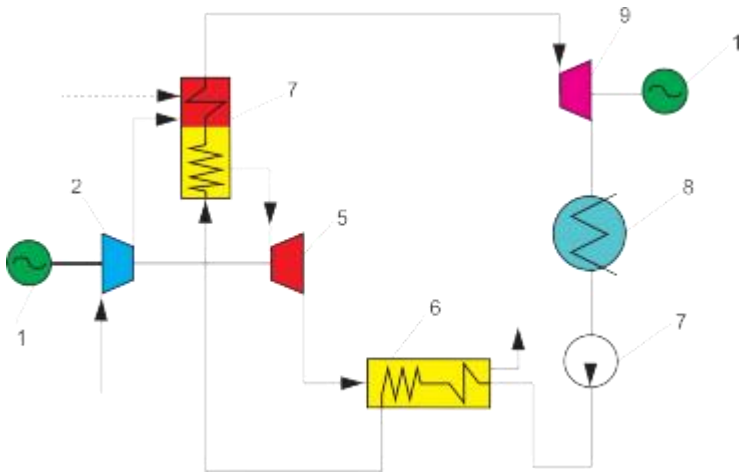


Рис. 1.3. Теплова схема парогазової установки з високонапірним парогенератором (ВПГ): 1 - електрогенератор; 2 – компресор; 3 - камера згоряння; 4 – високонапірний парогенератор; 5 – газова турбіна; 6 - газоводяний підігрівач; 7 – насос; 8 – конденсатор; 9 – парова турбіна; --- – паливо

На відміну від парогазових установок з НПГ генерація пари в ПГУ з ВПГ (рис. 1.3) здійснюється в парогенераторі, поєднаному з камерою згоряння ГТУ. Необхідна температура газу перед турбіною в цьому випадку, як уже зазначалося, забезпечується витратою пари, що генерується, а коефіцієнт надлишку повітря за ВПГ приймається мінімальним. Для утилізації теплоти газів, що йдуть з турбіни, встановлюється газоводяний підігрівач живильної води, який в ПГУ частково витісняє парову регенерацію. Працює установка в такий спосіб. Повітря, стиснене в компресорі (К), подається в камеру згоряння ВПГ, де спалюється газове або рідке паливо. Частина теплоти продуктів згоряння палива витрачається в парогенераторі на пароутворення і перегрів пари так, що температура газів на вході в газову турбіну (ГТ) знижується до заданої величини. Теплота вихлопних газів використовується для підігріву поживної води парової частини установки в газоводяному підігрівачі (ГВП). Електрична енергія виробляється в двох генераторах, що приводяться в рух парової

(ПТ) і газової (ГТ) турбінами, причому частина потужності газової турбіни витрачається на компресор. Особливістю цієї схеми є підвищений тиск продуктів згоряння в парогенераторі, що призводить до інтенсивнішого теплообміну, ніж у звичайних парових котлах, і дозволяє значно зменшити металоємність поверхонь нагріву.

Парогазові установки із котлом-утилізатором. Іншим видом установок із роздільними потоками газу та пари є парогазові установки з котлом-утилізатором (рис. 1.4). Генерація пари в установках з котлом-утилізатором (КУ) забезпечується за рахунок теплоти газів турбіни в котлах-утилізаторах. Такі установки відрізняються відносно низькими витратами пари, так як кількість теплоти для генерації пари обмежена потужністю застосовуваної ГТУ. У турбінах з низькими початковими параметрами робочого тіла температура газів, що йдуть, також порівняно невисока (400-430 ° С), що призводить до низьких параметрів пари яка генерується. Все це обумовлює порівняно невисоку часткою парового контуру в корисній потужності ПГУ з котлом-утилізатором (30-40%) і т.п. ККД трохи більше 45–50%. З метою підвищення цієї частки та деякого збільшення ККД ПГУ застосовують котли-утилізатори з допалюванням палива в потоці газів турбіни.

При використанні в ПГУ з КУ ГТУ з високими початковими параметрами газу і, відповідно, високою температурою газів, що відходять (550-630 ° С) зростає частка виробленої в паровому контурі енергії і істотно збільшується максимальний ККД комбінованої установки (до 58 і навіть 60%).

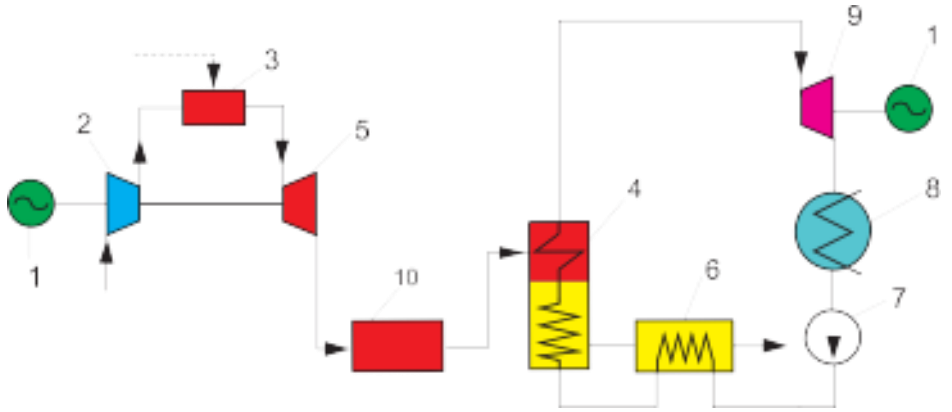


Рис. 1.4. Принципова теплова схема парогазової установки з котлом-утилізатором з допалюванням палива: 1 - електрогенератор; 2 – компресор; 3 – камера згоряння; 4 –

котел-утилізатор; 5 – газова турбіна; 6 – резервуар поживної води; 7 – живильний насос; 8 – конденсатор; 9 - парова турбіна; 10 – камера допалювання палива; ---– паливо.

Газопарові установки контактного типу (монарні). Підвищення питомої потужності енергоустановки при заданих параметрах робочого тіла можливе введенням додаткового робочого тіла (водяної пари або пароводяної суміші) в проточну частину газової турбіни, де воно безпосередньо контактує з продуктами згоряння палива - основного робочого тіла ГТУ. Звідси назва таких ГПУ - контактна газопарова турбоустановка. Як правило, в тракт високого тиску вводиться пара (ПГУ-STIG з упорскуванням пари), для генерації якого передбачений котел утилізатор, що працює на теплоті газової турбіни (рис. 1.5). Введення води або пари збільшує витрату робочого тіла через турбіну, а отже, і її роботу. Оскільки вимоги до чистоти вводимого середовища досить високі, у схемі передбачено хімічне очищення води, що надходить.

Максимальні значення ККД контактної установки визначаються введеними обмеженнями на роботу котла-утилізатора. При прийнятому рівні температур газів, що йдуть з КУ, порядку 120–160 °С ККД установки за ступенем стиснення 18 досягає 43%, що на 9–10 % перевищує ККД ГТУ за тих же параметрів газу.

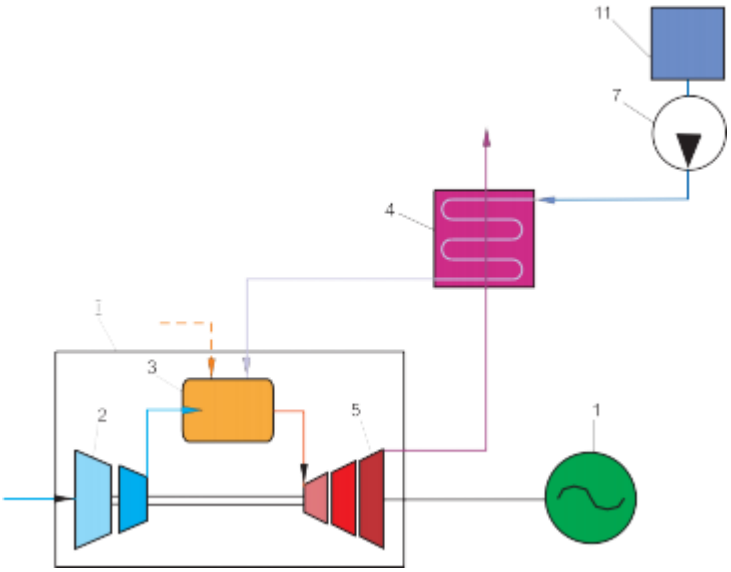


Рис.1.5. Теплова схема контактної ГПУ типу «STIG»: 1 – електрогенератор; 2 – компресор; 3 – камера згоряння; 4 – котел-утилізатор; 5 – газова турбіна; 6 – резервуар живильної води; 7 – насос; --- – паливо

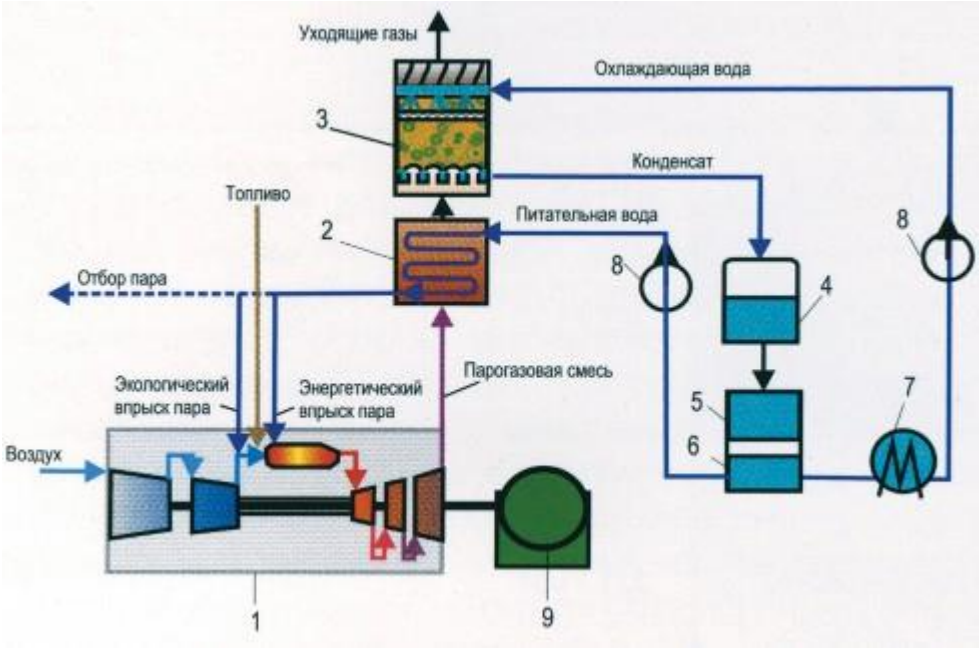


Рис.1.6. Принципова теплова схема контактної газопарової установки «Водолій»: 1 – газотурбінний двигун; 2 – паровий котел-утилізатор; 3 – контактний конденсатор; 4 - конденсатозбірник; 5 – блок очищення конденсату; 6 – видатковий бак поживної води; 7 – охолоджувач води; 8 – насос; 9 – нагнітач газу

У 1995 році в ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект» було пущено дослідну повнорозмірну контактну газопаротурбіну установку «Водолій-25» потужністю 25 МВт.

Установка складається з доопрацьованого серійного ГТД ДС90, утилізаційного парогенератора КУП-3100, контактного конденсатора КК-90, системи охолодження води, що подається в контактний конденсатор. Досягнутий рівень ККД в умовах експериментального стенду 41-42%, викиди NOx становлять 50 мг/нм^3, CO - не більше 50 мг/нм^3. Газопарові установки типу «Водолій» найбільш перспективні для застосування в маловодних регіонах або в місцях, де є труднощі у підготовці великої кількості котлової води, оскільки дозволяють не тільки повертати котельну воду в цикл, а й отримувати надлишок дистильованої води за рахунок конденсації вологи, що образується при згорянні природного газу (при температурі води, що охолоджує менше 30°C). При високих температурах зовнішнього повітря установки дозволяють додатково підвищити потужність електростанції за рахунок упорскування води на вході в двигун. Ці установки мають великі потенційні

можливості щодо вдосконалення теплової схеми і освоєння нових, все більш високих рівнів параметрів термодинамічного циклу. Опрацювання показують, що у перспективних установках «Водолій» можна отримати електричний ККД близько 55-57%. Потужність ГТД можна збільшити на 30–60% та отримати економію палива до 20–25%.

В Україні комбіновані енергоустановки розроблялися фірмами: ДП НВКГ «Зоря» – «Машпроект» – електричною потужністю 16–325 МВт з ККД 41,8-51,5%, у тому числі КГПТУ-16К електричною потужністю 16 МВт з ККД 43%; ВАТ «Мотор-Січ» – електрична потужність установок 1,7–12,63 МВт з ККД 28,31-47,11%. ВАТ "Турбоатом" розробило шість моделей ПГУ: від ПГУ-100 до ПГУ-400 електричною потужністю від 105 до 406 МВт з ККД від 45,2% до 53,2%.

За кордоном комбіновані установки виробляють фірми: Alstom Power - потужністю 168-720 МВт з ККД 42-52,9%; "Ebara Corporation" - потужністю 66,9 МВт; "GE Energy" - потужністю 283-480 МВт з ККД 44-60%; "MAN Turbo" - потужністю 28,74-69,84 МВт; "Mitsubishi Heavy Industries Ltd" - потужністю 167,4-972,1 МВт з ККД 51,4-58,2%; "Mitsui Engineering & Shipbuilding" - потужністю 8,5-13,25 МВт з ККД 40,6-41,7%; "Pratt & Whitney Power Systems" - потужністю 32,91-74,185 МВт з ККД 49,7-51,3%; "Rolls Royce" - потужністю 38,7-132 МВт; Siemens, Demag Delaval Industrial Turbomashinery - потужністю 36,1-124,5 МВт з ККД 50,0-54,3%; "Siemens", "Westinghose" - потужністю 47,7-765,2 МВт з ККД 47,7-58,3%; "Solar Turbines" - потужністю 28,7-71,1 МВт з ККД 44-44,2%. Турбо-електрогенератори випускаються як у 50 Гц, і на 60 Гц.

Таким чином, парогазові та газопарові установки стають одним з основних напрямків світової енергетики.

Згідно із завданням кафедри «Турбін» комбінований ГТА з ТУК потрібно розробити на базі ГТД ДГ80 (рис.1.7). Даний двигун має наступні характеристики:

– Трьохвальний ГТД;
– Компресори - осьові, КНТ - 9 ступенів, КВТ - 9 ступенів;
– Камера згоряння - трубчасто-кільцева, протитокова, 16 трубна;
– Турбіни компресорів - осьові, одноступінчасті;

– Силова турбіна - осьова, має 4 ступені;

– Запуск - розкручуванням ротора ТКНТ електростартерами змінного струму;

– Застосування: привід електрогенераторів;

– Потужність ГТД, Вт: 26200;

– ККД ГТД, %: 36,3;

– Питома витрата паливного газу, кг / (кВт год): 0.277;

– Сумарна ступінь підвищення тиску в компресорах: 22;

– Витрата газу на виході з ГТД, кг/с: 87,5;

– Температура газу на виході з ГТД, °С: 485;

– Частота обертання силової турбіни, об/хв.: 3000.

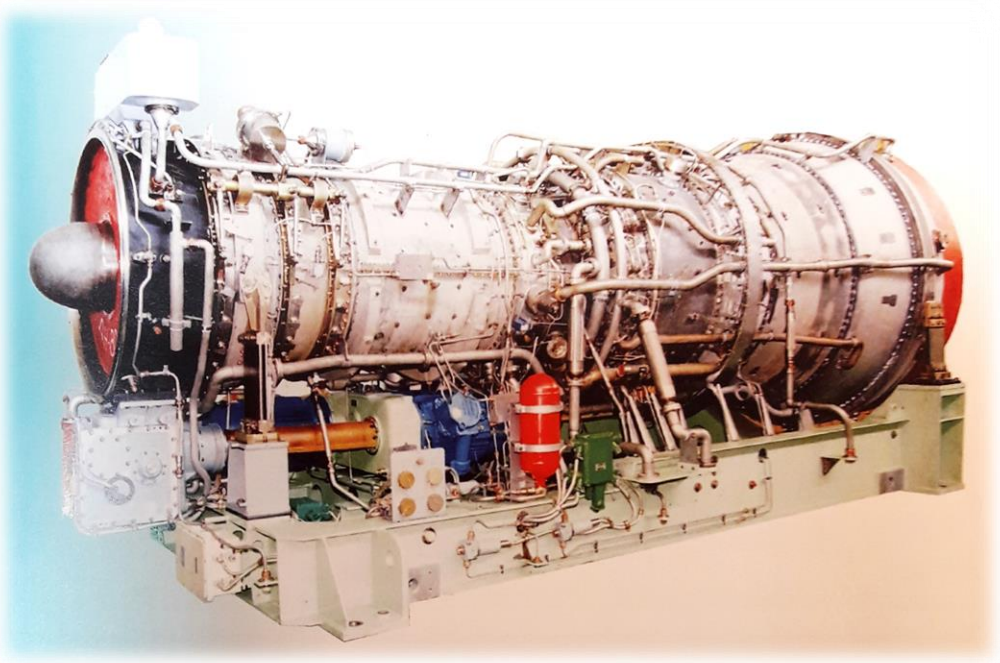
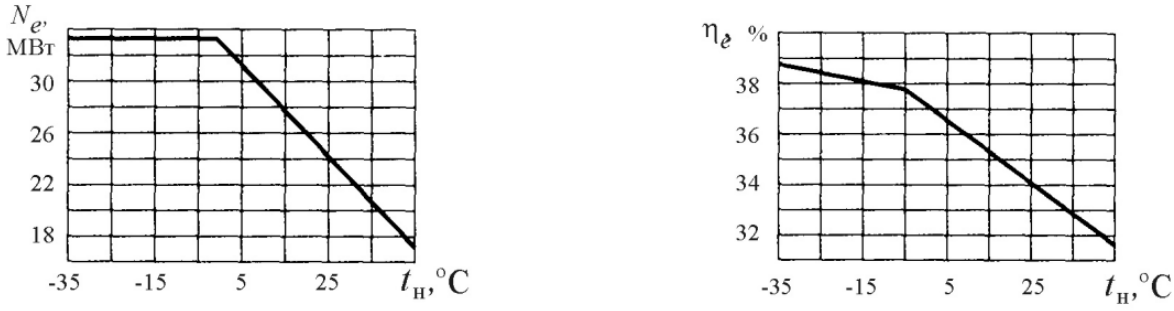


Рис.1.7 Газотурбінний двигун ДГ80.



а б

Рис.1.8 Залежність потужності (а) та ККД (б) ДГ80 від температури повітря на вході

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Гуляєв П.П.			Розробка схеми та термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		ВащиленкоМ.В.					23	151
						НУК		
Зав. каф.		Патлайчук В.М.						

2 Розробка схеми та термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК

Одним з способів підвищення ефективного ККД ГТА є парогазова схема з котлом – утилізатором одного тиску (рис. 2.1). Утилізаційний парогенератор дозволяє виробити додаткову потужність за рахунок тепла газів, що відходять з газотурбінного двигуна. Утилізаційний парогенератор генерує перегріту водяну пару порівняно невисоких параметрів. Пара подається на парову турбіну, яка працює на спільний з ГТД генератор. Пара, відпрацьована в паровій турбіні, скидається у вакуумний паровий конденсатор, де відбувається її конденсація й у такий спосіб замикається паровий цикл.

Отриманий конденсат живильним насосом подається в УПГ. Термодинамічний цикл ГТА з ТУК зображений на рис. 2.2 у координатах температура – ентропія. Для наочності два різновиди (за робочими тілами) термодинамічні цикли умовно сполучені в одному координатному просторі.

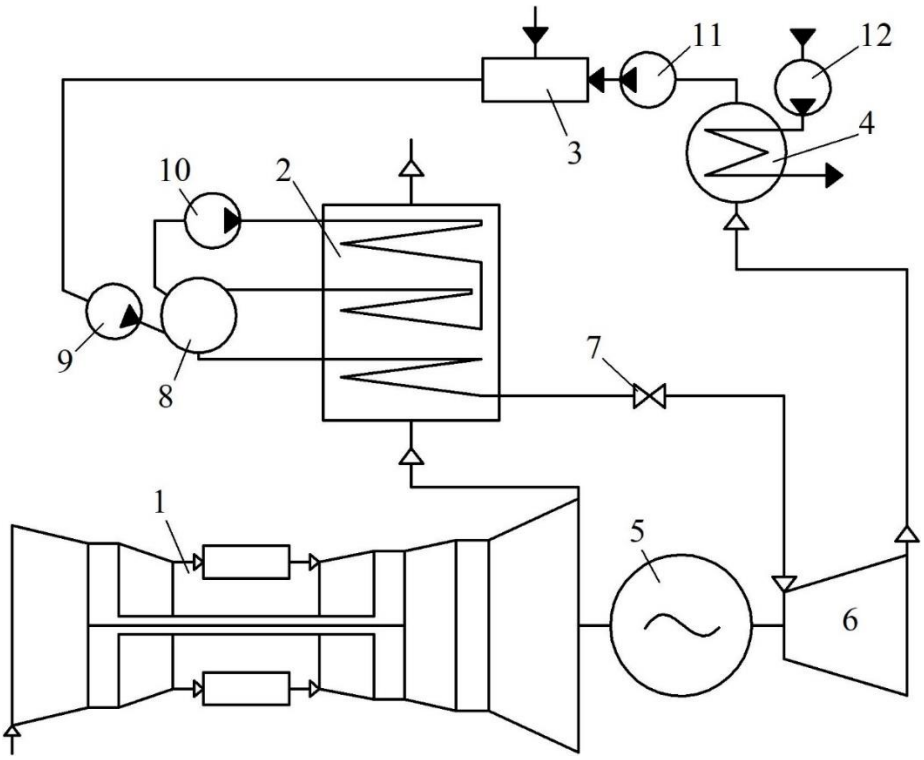


Рис. 2.1 Схема ГТА з паротурбінним ТУК

1 – ГТД; 2 – УПГ; 3 – цистерна поживної води; 4 – паровий конденсатор (ПК); 5 – електрогенератор: 6 – ПТ; 7 – швидкозапірний клапан; 8 – сепаратор пари; 9 – поживний насос; 10 – циркуляційний насос УПГ; 11 – конденсат-ний насос; 12 – циркуляційний насос ПК

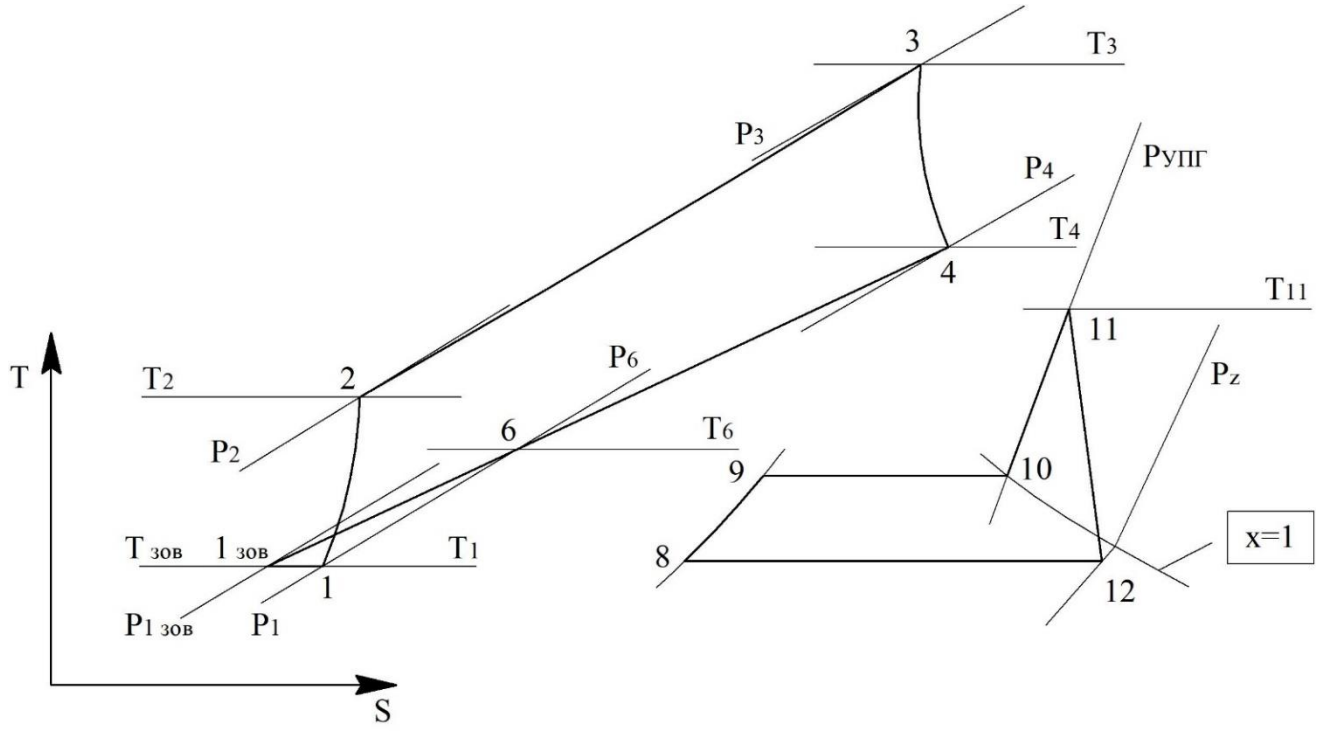


Рис. 2.2 Цикл ГТА з паротурбінним ТУК

Газотурбінний цикл:

1зов – 1 – підведення повітря на вході в компресор ГТД;

1–2 – підвищення тиску повітря в КНТ і КВТ;

2–3 – підведення тепла до повітря у КЗ в процесі горіння палива;

3–4 – політропічне розширення газу в ТВТ, ТНТ, а потім в ТС;

4–6 – охолодження відхідних газів в УПГ до температури Т6;

6–1зов – умовне замикання газотурбінного циклу в атмосфері;

Пароводяний цикл:

8–9 – підігрів води в утилізаційному парогенераторі до стану кипіння;

9–10 – пароутворення в УПГ при постійному тиску;

10–11 – пароперегрівання;

11–12 – політропічне розширення пари в ПТ;

12–8 – конденсація пари в паровому конденсаторі;

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Гуляєв П.П.			Математична модель для дослідження термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		ВащиленкоМ.В.					26	151
						НУК		
Зав. каф.		Патлайчук В.М.						

3 Математична модель для дослідження термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК

Розроблено математичну модель досліджуваної схеми ГТА з паротурбінним ТУК. На базі цієї математичної моделі створено ряд комп'ютерних програм, написаних мовою Fortran, для проведення числових досліджень та проектних напрацювань термодинамічного циклу і теплової схеми розглянутого ГТА.

Математична модель розроблена в розрахунку на 1 кг/с витрати повітря на вході до КНТ ГТД.

Адіабатичний ККД компресора:

$$\eta_к = \frac{\pi_к^{\frac{k_п-1}{k_п}} - 1}{\pi_к^{\frac{k_п-1}{k_п \cdot \eta_{a_к}}} - 1}$$

де $\pi_{к_\Sigma}$ - міра підвищення тиску повітря в циклі; $k_п$ - показник ізоентропи для процесу в компресорі;

$\eta_{a_к}$ - адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора.

Дійсний підігрів повітря в компресорі:

$$\Delta T_к = \frac{T_a \cdot \left(\pi_к^{\frac{k_п-1}{k_п}} - 1\right)}{\eta_к},$$

де T_a - температура зовнішнього повітря.

Температура повітря за компресорним блоком ГТД:

$$T_2 = T_a + \Delta T_к$$

Середня температура повітря для процесу в компресорі:

$$T_{сер_к} = T_a + \frac{\Delta T_к \cdot \eta_к}{2}$$

Середні температури для процесу в КЗ по повітрю та по продуктам згоряння:

$$T_{сер_{п.кз}} = \frac{293 + T_2}{2}, \qquad T_{сер_{г.кз}} = \frac{293 + T_3}{2}.$$

Питома кількість теплоти, яка підводиться в КЗ у процесі спалювання палива:

$$q_{кз} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{p_г}|_{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{p_п}|_{293}^{T_2} \cdot (T_2 - 293)}{\eta_{кз}}$$

де $c_{p_п}|_{293}^{T_2}$ - середня питома ізобарна теплоємність повітря для процесу в КЗ;

$c_{p_г}|_{293}^{T_3}$ - середня питома ізобарна теплоємність газу для процесу в КЗ;

T_3 - максимальна температура газу в циклі.

Відносна витрата палива в КЗ:

$$g_{пал} = \frac{q_{кз}}{H_u}$$

Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ:

$$\alpha = \frac{1}{g_{пал} \cdot L_0}.$$

Загальний КВПТ по газоповітряному тракту ГТА:

$$\prod \nu_{гта} = \nu_{вх} \cdot \nu_к \cdot \nu_{кз} \cdot \nu_т \cdot \nu_{упг} \cdot \nu_{гв},$$

де $\nu_{вх}, \nu_к, \nu_{кз}, \nu_т, \nu_{упг}, \nu_{гв}$ - КВПТ у: вхідному пристрої, перехіднику компресора, КЗ, ОВ турбін, УПГ та газовідводі.

Загальна міра зниження тиску в турбінах:

$$\pi_m = \pi_к \cdot \prod \nu_{ГТА}$$

Адіабатичний ККД турбінного блоку ГТД $\eta_т$:

$$\eta_m = \frac{1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_г - 1}{k_г} \cdot \eta_{a_m}}}}{1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_г - 1}{k_г}}}}$$

де $k_Г$ - показник ізоентропи для процесу розширення в турбіні;

$\eta_{a_т}$ - адіабатичний ККД елементарного ступеня турбіни

Дійсний температурний перепад в турбінах:

$$\Delta T_m = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_г - 1}{k_г}}}\right) \cdot \eta_m$$

Температура газу за турбінами:

$$T_4 = T_3 - \Delta T_m$$

Середня температура процесу в турбінах:

$$T_{\text{сер}_m} = T_3 - \frac{\Delta T_m}{2 \cdot \eta_m}$$

Сумарне число рядів охолоджуваних лопаток:

$$n_{\text{ох}} = \text{ціле} \frac{2 \cdot lg \frac{T_д}{T_3}}{\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{\text{ст}}\right]},$$

де $T_д$ - допустима температура лопаток турбіни.

Відносна витрата охолоджуючого повітря $g_{\text{ох}}$

$$g_{\text{ох}} = a \cdot K_{\text{тл}} \cdot g_e \cdot \beta_m \cdot \frac{(n_{\text{ох}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_д)}{(T_д - T_2)} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{0,25},$$

де g_e - еталонне значення коефіцієнта витрати охолоджуючого повітря; $\beta_т$ - коефіцієнт витрати турбіни.

Температура початку розширення охолоджуючого повітря в турбінах:

$$T_{p_{\text{ох}}} = T_2 + 0,3 \cdot (T_д - T_2)$$

Міра зниження тиску в охолоджуваній частині турбін:

$$\pi_{m_{\text{ох}}} = \left(\frac{T_3}{T_д}\right)^{\frac{k_г}{(k_г - 1) \cdot \eta_{a_m}}}$$

Міра зниження тиску в неохолоджуваній частині турбін:

$$\pi_{m_{\text{н.ох}}} = \frac{\pi_m}{\pi_{m_{\text{ох}}}}$$

Температурний перепад по охолоджуючому повітрю:

$$\Delta T_{\text{ох}_n} = T_{p_{\text{ох}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{m_{\text{н.ох}}}^{\frac{k_n - 1}{k_n} \eta_{a_{\text{ох}}}}}\right)$$

Середня температура для процесу розширення охолоджуючого повітря:

$$T_{\text{сер}_{\text{ох}}} = T_{p_{\text{ох}}} - \frac{\Delta T_{\text{ох}_n}}{2}$$

Повна питома робота розширення газу в турбінах:

$$q_m = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot (\beta - g_{\text{ох}}) \cdot c_{p_г}\Big|_{T_4}^{T_3} \cdot \Delta T_m \ ,$$

де $c_{p_г}\Big|_{T_4}^{T_3}$ - середня питома ізобарна теплоємність газу для процесу в турбінах.

Повернення питомої роботи охолоджуючого повітря в цикл:

$$q_{\text{ох}} = g_{\text{ох}} \cdot c_{p_{\text{п.ох}}} \cdot \Delta T_{\text{ох.п}}$$

де $c_{p_{\text{п.ох}}}$ - середня питома ізобарна теплоємність повітря для процесу розширення,

Питомі витрати енергії на привід компресора ГТД:

$$q_к = c_{p_{\text{п.к}}} \cdot \Delta T_к \ ,$$

де $c_{p_{\text{п.к}}}$ - середня питома ізобарна теплоємність повітря для процесу в компресорі.

Питома потужність ГТД:

$$N_{ГТД_{\text{пит}}} = (q_m + q_{\text{ох}} - q_к) \cdot \eta_m$$

ККД ГТД:

$$\eta_{ГТД} = \frac{N_{ГТД_{\text{пит}}}}{(\beta - g_{\text{ох}}) \cdot q_{\text{кз}}}$$

Питома витрата палива на ГТД:

$$C_{Nгтд} = \frac{3600}{\eta_{ГТД} \cdot H_u}$$

Кількість теплоти у вихлопних газах ГТД:

$$q_y = \left(1 - \eta_{ГТД}\right) \cdot (\beta - g_{ох}) \cdot q_{кз}$$

Оптимальній тиск пари в УПГ:

$$P_{ку} = f\left(T_4^{|}, \Delta T_{un}, P_Z\right)$$

Оптимальна температура пароперегрівання в УПГ:

$$T_{\text{пп}} = f\left(P_{\text{ку}}, \eta_{\text{пт}}, x_{\text{i.min}}, P_Z\right)$$

Температура газу за випарною поверхнею (ВП) нагрівання УПГ:

$$T_{вп} = T_в + \Delta T_{вп},$$

де $T_в$ - температура води на лінії насичення при тиску $P_{ку}$;

$\Delta T_{вп}$ - мінімальний температурний напір за ВП УПГ.

Відносна паропродуктивність УПГ по перегрітій парі:

$$g_{пп} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{рг}|_{T_{вп}}^{T_4} \cdot (T_4 - T_{вп})}{h_{пп} - h_в}$$

де $c_{рг}|_{T_{вп}}^{T_4}$ - середня питома ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу в пароперегрівному і випарному пучках УПГ;

$h_{пп}$ – ентальпія перегрітої пари при тиску $P_{ку}$ и $T_{пп}$;

$h_в$ – ентальпія води на лінії насищення при тиску $P_{ку}$;

Температура відхідних газів за УПГ:

$$T_6 = T_{вп} - \frac{g_{пп} \cdot (h_в - h_{жв})}{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{рг}|_{T_6}^{T_{вп}}}$$

де $c_{рг}|_{T_6}^{T_{вп}}$ - середня питома ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу в економайзерному пучку УПГ;

$h_{пв}$ – ентальпія живильної води при тиску P_Z и $T_{жв}$.

Коефіцієнт використання тепла в УПГ:

$$\eta_{упг} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{рг}|_{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6)}{q_y}$$

де $c_{рг}|_{T_6}^{T_4}$ - середня питома ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу в УПГ

Тиск пари перед соплами ПТ:

$$P_{3пт} = P_{ку} \cdot \nu_{пп} \cdot \nu_{п2}$$

Побудовою процесу розширення пари на h – s діаграмі одержимо ентальпію кінця ізоентропійного процесу розширення пари в ПТ - $h_{г.ад}$

ККД ТУК:

$$\bar{\eta}_y = \frac{(h_{пп} - h_{г.ад})}{(h_{пп} - h_{жв})} \cdot \eta_{пт} \cdot \eta_{m_{пт}} \cdot \eta_{упг}$$

де $\eta_{пт}$ - ККД ПТ;

$\eta_{m_{пт}}$ - механічний ККД ПТ.

ККД комбінованого циклу ГТА з ТУК:

$$\eta_{е.у} = \left[\eta_{ГТД} + \left(1 - \eta_{ГТД}\right) \cdot \bar{\eta}_y\right] \cdot \eta_р,$$

де $\eta_р$ - ККД редуктора ГТА.

Питома потужність комбінованого циклу ГТА з ТУК:

$$Ne_{пит} = N_{ГТД_{пит}} \cdot \frac{\eta_{е.у}}{\eta_{ГТД}}$$

Питома витрата палива на ГТА з ТУК:

$$C_{Ne} = \frac{3600}{\eta_{ГТД} \cdot H_u}$$

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
Студент		Гуляєв П.П.			Оптимізація та аналіз термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК
Керівник		ВащиленкоМ.В.			
Зав. каф.		Патлайчук В.М.			

Літ.	Арк.	Аркушів
	33	151
НУК		

4 Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК

На кафедрі Турбін НУК розроблена спеціальна комп'ютерна програма оптимізації параметрів термодинамічного циклу комбінованого ГТА з ТУК «**GPTU**». Алгоритм цієї програми базується на основних положеннях математичного моделювання розглянутого циклу ГТА. Текст програма **«GPTU»** написаний на алгоритмічній мові **ФОРТРАН**.

Програма сканує заданий інтервал значень міри підвищення тиску повітря в компресорі ГТА - **QK**, та визначає оптимальні значення параметрів як ГТД, так і ТУК. Файл початкових параметрів – «i_gptu.dat» має вигляд: табл.4.1.

Таблиця 4.1

01.ЧИСЛО РАСЧИТЫВАЕМЫХ ВАРИАНТОВ,IVAR	20
02.ТИП ИСПОЛЬЗУЕМОГО ТОПЛИВА,IRT (1=ДИЗЕЛЬНОЕ;2=ПРИР.ГАЗ)	2
03.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK,QKN	10.0
04.ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕД ТВД,T3N,K	1500.0
05.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,TN,K	288.0
06.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,TD,K	1075.0
07.ТЕМПЕРАТУРА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ЛОПАТКИ ВОЗДУХА, TOLB,K	360.0
08.КПД ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА,UPC	0.8860
09.КПД ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ,UPT	0.9040
10.КОЭФ. РАСХОДА ВОЗДУХА В КС,BET	0.9780
11.ЭТАЛОННОЕ ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦ.РАСХОДА ОХЛ.ВОЗДУХА,EPSGE	0.0199
12. МИНИМ. ТЕМПЕРАТ. НАПОР ПО ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЕ, DTOXB	5.00
13. КВПД ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА ГТА, HBX	1.0000
14. КВПД ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА ГТА, HHO	0.9800
15. МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТ. НАПОР ЗА ИП НАГРЕВА УПГ, DTIP	18.0000
16. ВНУТРЕННИЙ КПД ПТ, UPTU	0.7550
17. ДАВЛЕНИЕ ПАРА В ПАРОВОМ КОНДЕНСАТОРЕ, МПА	0.0060

Результати оптимізаційного розрахунку знаходяться в файлі «r_ gptu.dat». Список основних, необхідних для роботи, ідентифікаторів програми **«GPTU»** для розшифровки результатів розрахунку наведено нижче, в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Ідентифікатор	Параметр	Умовне позначення	Одиниця вимірювання
QK	Міра підвищення тиску в циклі	$\pi_{к_\Sigma}$	-
DTK	Підігрів повітря в компресорі ГТД	$\Delta T_к$	Град.
T2	Температура повітря за компресором ГТД	$T2$	К
QKSO	Тепловідвід в КЗ ГТД	$q_{кс}$	кДж/(кг/с)
ALO	Коефіцієнт витрати повітря в КЗ ГТД	$\alpha 0$	-
TOX	Температура охолоджуючого повітря, К	$T_{ох}$	К
EPSGE	Еталонне значення коефіцієнта витрати охолоджуючого повітря	g_e	Град.
BET	Коефіцієнт витрати КЗ	β	-
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UEGTD	Ефективний ККД комбінованого ГТА	η_e	-
NUDEK	Питома потужність комбінованого ГТА	$N_{уд_{гта}}$	кВт/(кг/с)
CNEK	Питома витрата палива на комбінований ГТА	C_N	$\frac{кг}{кВт \cdot ч}$
QPTU	Питома потужність ПТ	$N_{уд_{пт}}$	кВт/(кг/с)
PKU	Оптимальний тиск пари в УПГ ТУК	$P_{ку}$	МПа
OGPP	Відносна паропродуктивність УПГ	$g_{пп}$	-
TPP	Температура перегрітої пари в УПГ	$T_{пп}$	К
UPT	ККД ПТ	$\eta_{пт}$	-
PZ	Тиск пари в ПК	P_Z	МПа
T6	Температура газу на виході з УПГ	T6	К

Наведені нижче результати оптимізації циклу комбінованого ГТА з ТУК, а також зроблені параметричні дослідження виконані з урахуванням міжнародних вимог ISO 9001-2008 (без втрат на вході і виході з двигуна і при температурі зовнішнього повітря 288 К). Усі незворотні втрати енергії в термодинамічному циклі, що визначають ККД компресорів, турбін та інші, прийняті відповідними рівню технології вітчизняних ГТД третьої і четвертої генерації. Основні змінні параметри, що використовувались при дослідженні, наведені в таблиці 4.3

Таблиця 4.3

T3	TD	TOX	UPC	UPT	BET	EPSGE	DTIP	UPT	PZ
1300	1075	360,0	0,8810	0,89	0,975	0,02	18	0,7500	0,0060
1400	1075	370,0	0,8830	0,893	0,976	0,0199	18	0,7500	0,0060
1500	1075	390,0	0,8860	0,904	0,978	0,0199	18	0,7550	0,0060
1550	1077	395,0	0,8880	0,909	0,979	0,197	18	0,7600	0,0060
1600	1080	400,0	0,8920	0,912	0,98	0,0194	18	0,7600	0,0060
1650	1080	405,0	0,8950	0,915	0,982	0,0186	18	0,7600	0,0060
1700	1080	410,0	0,8970	0,92	0,984	0,0176	18	0,7650	0,0060

У табл. 4.4 розміщені, знайдені в результаті оптимізаційних розрахунків, оптимальні параметри схеми ГТА, що досліджується.

Таблиця 4.4

T3, К	UEGTD	NUDEK, кВт/(кг/с)	QK (оптим.)	OGOX	OGPP	PKU, МПа	TPP, К	T6, К
1300	0,4533	346,5	11,8	0,0206	0,1138	2,17	717	423
1400	0,4795	408	14,3	0,0382	0,1256	2,89	751	422
1500	0,5042	466	16,4	0,0606	0,1348	3,54	776	420
1550	0,5163	498	16,9	0,0716	0,1396	3,86	790	418
1600	0,5269	541	17	0,0822	0,1553	4,91	790	409
1650	0,5373	585	16,7	0,093	0,178	6,4	790	392
1700	0,5479	634	16,2	0,1006	0,1954	7,67	790	376

На рис. 4.1 наведена залежність ефективного ККД η_e циклу ГТА з ТУК, яка отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{к_\Sigma}$ в інтервалі температур газу перед ТВТ ГТД 1300 … 1700 К.

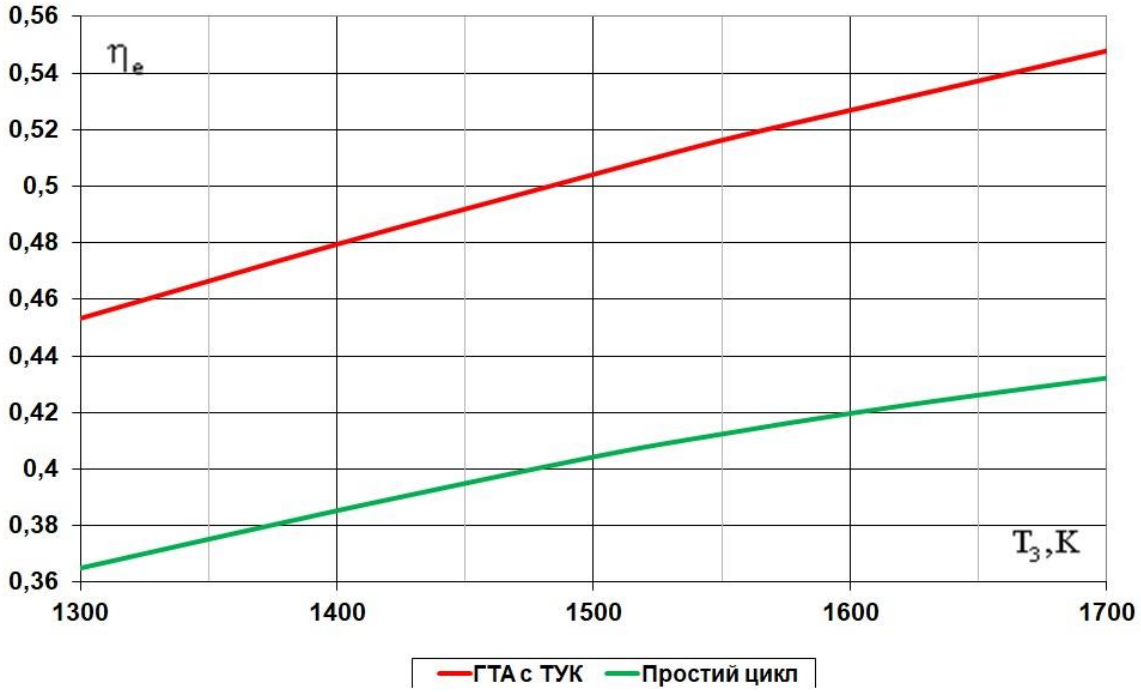


Рис. 4.1 – Залежність ефективного ККД циклу комбінованого ГТА з ТУК від температури перед ТВТ ГТД при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі

Дослідження показують, що з ростом температури перед ТВТ, ГТД в інтервалі 1300 … 1700 К, ефективний ККД циклу такого ГТА зростає від 45,3% до 54,8% при значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_к$ які показані на рис. 4.2. Порівняння з показниками ефективності циклу ГТА простої схеми показує, що виграш по економічності, в розглянутому діапазоні температур газу перед турбінами ГТД 1300…1700 К складає від 24,2% до 26,8%, трохи зростаючи з ростом температури,

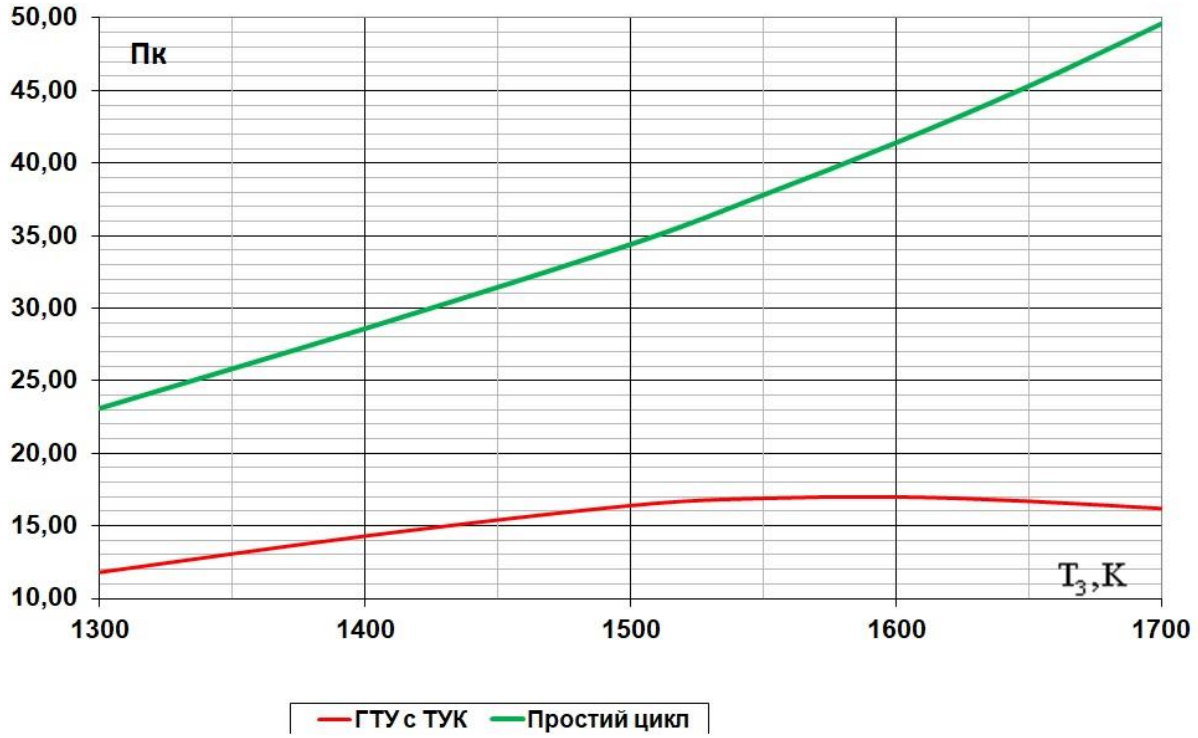


Рис. 4.2 – Залежність оптимальних значень міри підвищення тиску в циклі ГТА з ТУК від температури перед ТВТ ГТД

На рис. 4.3. наведена залежність ефективної питомої потужності циклу ГТА з ТУК, яка отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{к_\Sigma}$ також в інтервалі температур газу перед ТВТ ГТД 1300 … 1700 К.

Розрахунки показують, що, в інтервалі температури перед ТВТ ГТД 1300 … 1700 К, питома потужність циклу такого ГТА зростає, та може сягати від 350 кВт/(кг/с) до 630 кВт/(кг/с). Спостерігається дуже сильний вплив температури перед ТВТ на питому потужність цього циклу. Так, при збільшені цього параметру на кожні 100 градусів питома потужність циклу збільшується від 13 % до 17 %.

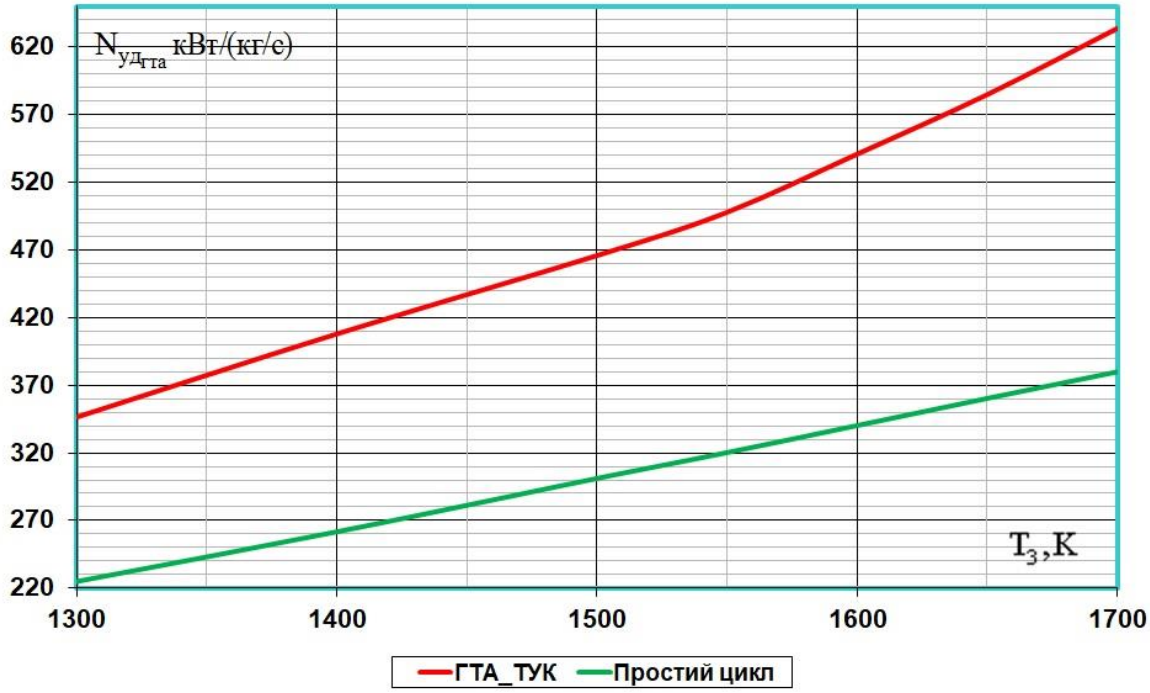


Рис. 4.3 – Залежність ефективної питомої потужності циклу комбінованого ГТА з ТУК від температури перед ТВТ ГТД при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі

Отримані вище результати оптимізаційних розрахунків циклу комбінованого ГТА з ТУК одержані при певних оптимальних параметрах термодинамічного циклу паротурбінного ТУК, наведені на рис. 4.4.

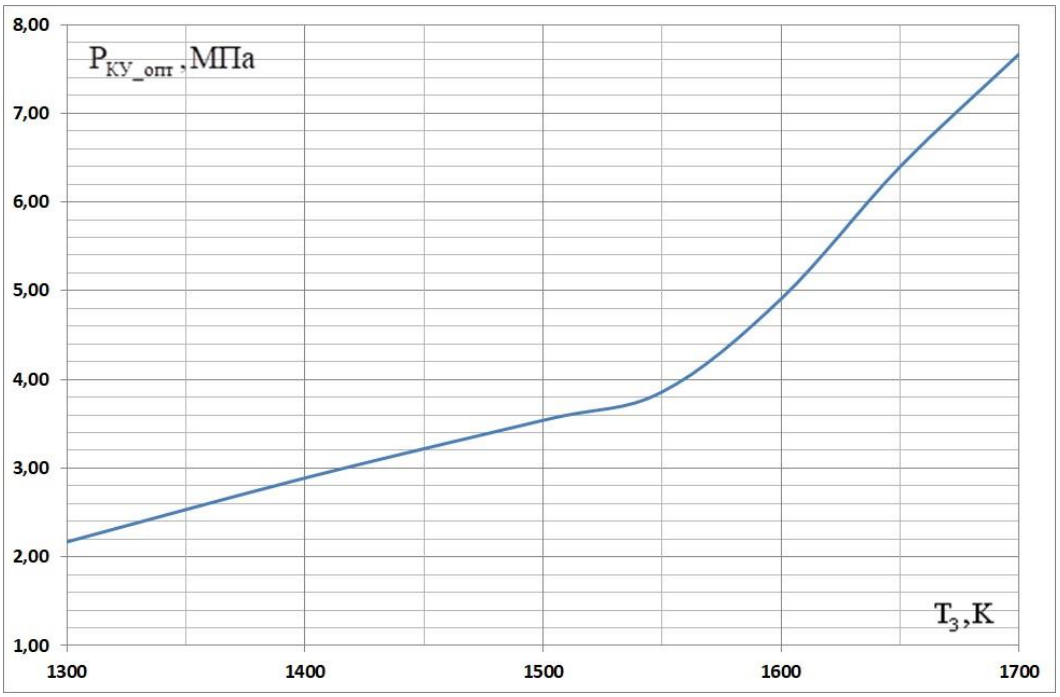


Рис. 4.4 – Залежність величині оптимального тиску пари в УПГ ГТА з ТУК

Зазначимо, що одержані результати дослідження вказують, що рівень параметрів паротурбінного ТУК: тиск пари в УПГ та температура пароперегріву повинні невпинно зростати з тиску пари 2,17 МПа і $T_{пп}$ = 717 К при $T_З$ = 1300 К до рівня 7,67 МПа і $T_{пп}$ = 790 К при $T_З$ = 1700 К. В дослідженні температура пароперегріву в УПГ ТУК прийнята не вище 790К; рівень, який досягається вже при температурі $T_З$ приблизно 1520 К, Мінімальний температурний напір за випарною поверхнею УПГ прийнят 20 градусів; тиск в паровому конденсаторі 0,006 МПа; ККД парової турбіни від 0,75 до 0,765, який трохи підвищується при зростанні $T_З$.

При виборі параметрів схеми комбінованого ГТА з ТУК для електростанції з використанням компресорного блоку двигуна UGT 25000 моделі ДГ80 будемо користуватися такими міркуваннями:

1. З ростом температури перед ТВТ, ГТД в інтервалі 1300 … 1700 К, ефективний ККД циклу такого ГТА зростає від 45,3% до 54,8%.
2. Параметри водяної пари ТУК повинні прийматися оптимальнимі, відповідно наведених вище рекомендацій.
3. В інтервалі температури перед ТВТ ГТД 1300 … 1700 К, питома потужність циклу такого ГТА зростає, та може сягати 350 кВт/(кг/с) до 630 кВт/(кг/с). Спостерігається дуже сильний вплив температури перед ТВТ на питому потужність цього циклу. Так, при збільшені цього параметру на кожні 100 градусів питома потужність циклу збільшується від 13 % до 17 %.

Для більш детального розгляду перспективного приводного ГТА з паротурбінним ТУК для електростанції пропонується розглядати ГТА з компресорним блоком двигуна UGT25000 моделі ДГ80 з такими параметрами: ТЗ = 1540 К; Тзов = 288 К; Ці параметри є найбільш доречними з урахуванням конструкторських і технологічних можливостей згідно рівню технології вітчизняних ГТД третьої і четвертої генерації, спроектованих і створених НВКГ «Зоря»-«Машпроект».

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Гуляєв П.П.			Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання комбінованого ГТА з ТУК для електростанції	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В					41	151
						НУК		
Зав. каф.		Патлайчук В.М.						

5 Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання комбінованого ГТА з ТУК для електростанції

5.1 Детальний тепловий розрахунок схеми комбінованого ГТА з ТУК на режимі повної потужності.

Тепловий проектувальний розрахунок схеми комбінованого ГТА з ТУК на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, камери згоряння, турбін, УПГ, ПТ. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик ГТА, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів.

Вихідні дані до розрахунку наведені у табл. 5.1.1 Детальний тепловий розрахунок ГТД наведений у табл. 5.1.2, додаткові вихідні дані розрахунку параметрів ТУК наведені у табл. 5.1.3, розрахунок параметрів ТУК – у табл. 5.1.4, додаткові вихідні дані розрахунку параметрів теплової схеми ГТА з ТУК - у табл. 5.1.5, розрахунок параметрів теплової схеми ГТА з ТУК - у табл. 5.1.6.

Таблиця 5.1.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Максимальна температура газу у циклі ГТД, К	$T_З$	Задається	1540,0
2. Розрахункова температура зовнішнього повітря, К	$T_{зов}$	Задається	288,0
3. Розрахунковий тиск зовнішнього повітря, МПа	$P_{ЗОВ}$	Задається	0,1013
4. Міра підвищення тиску повітря у циклі ГТД	$\pi_{к_\Sigma}$	Приймається	22,0
5. Допустима із умов міцності температура лопаток турбіни, К	$T_Л$	Приймається	1075,0
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора	$\eta_{a_к}$	Приймається	0,8950
7. Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{кз}$	Приймається	0,9900
8. Коефіцієнт відновлення повного тиску вхідного пристрою	$\nu_{вх}$	Приймається	0,9820

Продовження табл. 5.1.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
9. Коефіцієнт відновлення повного тиску перехідника компресора	$\nu_{к}$	Приймається	0,9950
10. Коефіцієнт відновлення повного тиску КЗ	$\nu_{кз}$	Приймається	0,9600
11. Коефіцієнт відновлення повного тиску для опорного вінця ТВД	$\nu_{т1}$	Приймається	1,0000
12. Коефіцієнт відновлення повного тиску для опорного вінця ТНД	$\nu_{т2}$	Приймається	0,9940
13. Коефіцієнт відновлення повного тиску газовідводу	$\nu_{гв}$	Приймається	0,9800
14. Коефіцієнт відновлення повного тиску в УПГ	$\nu_{УПГ}$	Приймається	0,9700
15. Внутрішній ККД ТВТ	$\eta_{т1}$	Приймається	0,8800
16. Внутрішній ККД ТНТ	$\eta_{т2}$	Приймається	0,8900
17. Внутрішній ККД ТС	$\eta_{т3}$	Приймається	0,9200
18. Механічний ККД турбін	η_{m}	Приймається	0,9950
19. ККД електрогенератора ГТД	$\eta_{ген2}$	Приймається	0,9800
20. Коефіцієнт витрати КВТ	$\alpha_{к2}$	Приймається	0,9900
21. Еталонне значення коеф. витрати охолоджуючого повітря	$g_{е}$	Приймається	0,0180
22. Приведена витрата повітря через КНД ГТД, кг/с	$G_{к_{1пр}}$	Задається	89,35
23. Нижча наявна теплотворна здатність палива, кДж/кг	H_{u}	Задається	50032
24. Стехіометрична кількість повітря, кг/кг	L_{0}	Задається	17,18

Таблиця 5.1.2 Детальний тепловий розрахунок ГТД

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
1. Міра підвищення тиску в КНТ	$\pi_{к1}$	Приймається	5,370	-
2. Міра підвищення тиску в КВТ	$\pi_{к2}$	$\pi_{\Sigma}/\pi_{к1}$	4,090	-

Продовження табл. 5.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
3. Адіабатичний ККД КНТ	$k_{к1}$	Приймаємо у першому наближенні	1,395	-
	$\eta_{к1}$	$\dfrac{\pi_{к1}^{\frac{k_{к1}-1}{k_{к1}}}-1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{к1}-1}{k_{к1}\cdot\eta_{ак}}}-1}$	0,8683	0,8683
4. Дійсний підігрів повітря в КНТ, К	$\Delta T_{к1}$	$\dfrac{T_{зов}\cdot(\Pi_{к1}^{\frac{k_{к1}-1}{k_{к1}}}-1)}{\eta_{к1}}$	202,1	202,1
5. Температура повітря за КНТ, К	$T_{2.1}$	$T_{зов}+\Delta T_{к1}$	490,1	490,1
6. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ, К	$T_{сер.к1}$	$T_{зов}+\dfrac{\Delta T_{к1}\cdot\eta_{к1}}{2}$	375,7	375,7
7. Середня питома теплоємність повітря для процесу, кДж/(кг·К)	$c_{р\ п.к1}$	$f(T_{сер.к1})$ по (c_p-T) діаграмі	1,014	1,014
8. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ	$R_п$	Приймається	0,287	0,287
	$k_{к1}$	$\dfrac{c_{р_{п.к1}}}{c_{р_{п.к1}}-R_п}$	1,3948	1,3948
9. Тиск повітря на вході в КНТ, МПа	P_1	$P_{зов}\cdot\nu_{вх}$	-	0,0995
10. Тиск повітря на виході з КНТ, МПа	$P_{2.1}$	$P_1\cdot\pi_{к1}$	-	0,5342
11. Адіабатичний ККД КВТ	$k_{п.к_2}$	Приймаємо у першому наближенні	-	1,3742
	$\eta_{к2}$	$\dfrac{\pi_{к2}^{\frac{k_{к2}-1}{k_{к2}}}-1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{к2}-1}{k_{к2}\cdot\eta_{ак}}}-1}$	-	0,8738
12. Дійсний підігрів повітря в КВТ, К	$T_{1.2}$	$T_{2.1}$	-	490,1
	$\Delta T_{к2}$	$\dfrac{T_{1.2}\cdot(\Pi_{к2}^{\frac{k_{к2}-1}{k_{к2}}}-1)}{\eta_{к2}}$	262,2	262,2
13. Температура повітря за КВТ, К	T_2	$T_{1.2}+\Delta T_{к2}$	752,2	752,2
14. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ, К	$T_{сер.к2}$	$T_{1.2}+\dfrac{\Delta T_{к_2}\cdot\eta_{к_2}}{2}$	604,6	604,6

Продовження табл. 5.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
15. Середня питома теплоємність повітря для процесу, кДж/(кг·К)	$c_{р\ п.к2}$	$f(T_{сер.к2})$ по $(c_p - T)$ діаграмі	1,054	1,054
16. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ	$R_{п.к}$	Приймається	0,287	0,287
	$k_{п.к2}$	$\frac{c_{р.к2}}{c_{р.к2} - R_{п.к}}$	1,3742	1,3742
17. Тиск повітря на вході в КВТ, МПа	$P_{1.2}$	$P_{2.1} \cdot \nu_к$	-	0,5315
18. Тиск повітря на виході з КВТ, МПа	P_2	$P_{1.2} \cdot \Pi_{к2}$	-	2,1739
19. Середні температури процесів у КЗ, К	$T_{сер.кз1}$	$\frac{T_3 + 293}{2}$	-	916,5
	$T_{сер.кз2}$	$\frac{T_2 + 293}{2}$	-	522,6
20. Питома ізобарна теплоємність повітря для процесів у КЗ, кДж/(кг·К)	$c_{р\ п.кз1}$	$f(T_{сер.кз1})$ по $(c_p - T)$ діаграмі	-	1,122
	$c_{р\ п.кз2}$	$f(T_{сер.кз2})$ по $(c_p - T)$ діаграмі	-	1,037
21. Питома ізобарна теплоємність "чистих" продуктів згоряння процесів КЗ, кДж/(кг·К)	$c_{р\ чп}$	$f(T_{сер.кз1};\ \alpha = 1)$ по $(c_p - T)$ діаграмі	-	1,299
22. Відносна витрата палива в камері згоряння	$g_т$	$\left(c_{р.вл}\|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{р.вл}\|_{293}^{T_2} / (H_U \cdot \eta_{кс} - \left[c_{р.чп}\|_{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{р.вл}\|_{293}^{T_3} \cdot L_0\right] \cdot (T_3 - 293)\right)$	-	0,0209
23. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння	α	$\frac{1}{g_T \cdot L_0}$	-	2,7826
24. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ та ТНТ	$g_{ох_1}$	Приймається	-	0,0625
	$g_{ох_2}$	Приймається		0,0260
25. Коефіцієнт витрат КЗ	$\alpha_{кс}$	$\alpha_{к2} - g_{ох_1} - g_{ох_2} - (0{,}01\ldots0{,}02)$	0,8865	0,8865
26. Коефіцієнт витрат для ТВТ	$\beta_{т1}$	$\frac{(1 + g_т) \cdot \alpha_{кс}}{\alpha_{к2}}$	0,9142	0,9142
	$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}$	Приймається	0,1400	0,1400

Продовження табл. 5.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення 1	Наближення 2
27. Оцінка числа рядів охолоджувальних лопаток у ТВТ	$n_{ох.1}$	$\text{целое}\dfrac{2\cdot\lg\frac{T_д}{T_з}}{\lg\left[1-\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$	4,767	4,767
		Приймається	2	2
28. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ	а	Приймається	1,4	1,4
	$К_Т$	Приймається	1,05	1,05
	$g_{ох1}$	$a\cdot k_т\cdot\beta_{т1}\cdot g_e\cdot\dfrac{(n_{ох.1}+1)}{2}\cdot\dfrac{(T_з-T_л)}{(T_л-T_2)}\cdot\left(\dfrac{T_з}{T_2}\right)^{0.25}$	0,0625	0,0625
29. Середня температура процесу розширення у ТВТ, К	C_1	Приймаємо у першому наближенні	0,9000	0,8982
	$T_{ср.т_1}$	$T_з-C_1\dfrac{\Delta T_{к_2}}{2\cdot\eta_{т1}}$	1405,9	1406,2
30. Середня питома теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ, кДж/(кг·К)	$c_{р\,г\,т1}$	$f(T_{сер.т1};\ \alpha)$ по (c_p-T) діаграмі	1,2900	1,2880
31. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ	Rг	Задається	0,3012	0,3012
	$k_{т1}$	$\dfrac{c_{р.г1}}{c_{р.г1}-R_г}$	1,3046	1,3052
32. Коеф. балансу міцності для ТКВТ	C_1	$\dfrac{c_{р\,п.к2}}{c_{р.г1}\cdot\beta_{т1}\cdot\eta_{m1}}$	0,8982	0,8997
33. Температурний перепад у ТВТ, К	$\Delta T_{т1}$	$C_1\cdot\Delta T_{к2}$	235,5	235,9
34. Температура газу за ТВТ, К	$T_{4.1}$	$T_з-\Delta T_{т1}$	1304,5	1304,1
35. Питома ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу змішення за ТВТ, кДж/(кг·К)	$c_{р\,г\,4.1}$	$f(T_{4.1};\ \alpha)$ по (c_p-T) діаграмі	1,2680	1,2700
36. Питома ізобарна теплоємність повітря для процесу змішення за ТВТ, кДж/(кг·К)	$c_{р\,п\,4.1}$	$f(T_{4.1})$ по (c_p-T) діаграмі	1,1940	1,1945

Продовження табл. 5.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
37. Температура газу перед ТНТ з урахуванням ефекта захолодження потоку за ТВТ, К	$T_{3.2}$	$\frac{\beta_{т1} \cdot \alpha_{к2} \cdot T_{4.1}}{(\beta_{т1} \cdot \alpha_{к2} + g_{ох1})} + \frac{c_{р.п.4.1} \cdot g_{ох1} \cdot T_2}{c_{р.г4.1} \cdot (\beta_{т1} \cdot \alpha_{к2} + g_{ох1})}$	1266,0	1265,6
38. Міра розширення газу у ТВТ	$\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}}\right)^{\frac{k_{т1}}{(k_{т1}-1)}}$	2,2650	2,2653
39. Тиск газу перед ТВТ, МПа	P_3	$P_2 \cdot \nu_{кз}$	2,0870	2,0870
40. Тиск газу за ТВТ, МПа	$P_{4.1}$	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	0,9214	0,9213
41. Коефіцієнт витрат для ТНТ	$\beta_{т2}$	$\beta_{т1} \cdot \alpha_{к2} + g_{ох1} + (0{,}003\ldots0{,}006)$	0,9716	0,9716
42. Оцінка числа рядів охолоджувальних лопаток у ТНТ	$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}$	Приймається	0,1100	0,1100
	$n_{ох.2}$	целое $\frac{2 \cdot \lg \frac{T_л}{T_{4.1}}}{\lg\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$	3,3209	3,3160
		Приймається	2	2
43. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТНТ	$g_{ох2}$	$a \cdot k_т \cdot \beta_{т2} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{ох.2}+1)}{2} \cdot \frac{(T_{3.2} - T_л)}{(T_л - T_2)} \cdot \left(\frac{T_{3.2}}{T_2}\right)^{0.25}$	0,0260	0,0259
44. Середня температура процесу розширення у ТНТ, К	C_2	Приймаємо у першому наближенні	-	0,9000
	$T_{ср.т_2}$	$T_{3.2} - C_2 \frac{\Delta T_{к_1}}{2 \cdot \eta_{т_2}}$	-	1163,4
45. Середня питома теплоємність газу для процесу розширення у ТНТ, кДж/(кг·К)	$c_{р\ г\ т2}$	$f(T_{сер.т2};\ \alpha)$ по $(c_p - T)$ діаграмі	-	1,240
46. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТНТ	$k_{т2}$	$\frac{c_{р.г\ т2}}{c_{р.г\ т2} - R_г}$	-	1,3208
47. Коеф. балансу потужності для ТКНТ	C_2	$\frac{c_{рп.к1}}{c_{р.г\ т2} \cdot \beta_{т2} \cdot \eta_{m2}}$	-	0,8459

Продовження табл. 5.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
48. Дійсний температурний перепад у ТНТ, К	$\Delta T_{т2}$	$C_2 \cdot \Delta T_{к1}$	-	221,8
49. Температура кінця процесу розширення газу у ТНТ, К	$T_{4.2}$	$T_{3.2} - \Delta T_{т2}$	-	1043,8
50. Питома ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу змішення за ТНТ, кДж/(кг·К)	$c_{р\ г\ 4.2}$	$f(T_{4.2};\ \alpha)$ по $(c_p - T)$ діаграмі	-	1,260
51. Питома ізобарна теплоємність повітря для процесу змішення за ТНТ, кДж/(кг·К)	$c_{р\ п\ 4.2}$	$f(T_{4.2})$ по $(c_p - T)$ діаграмі	-	1,145
52. Температура газу перед ТНТ з урахуванням ефекта захолодження потоку за ТНТ, К	$T_{3.3}$	$\frac{\beta_{т2} \cdot T_{4.2}}{(\beta_{т2} + g_{ox_2})} + \frac{c_{р\ п\ 4.2} \cdot g_{ox_2} \cdot T_2}{c_{р.г4.2} \cdot (\beta_{т2} + g_{ox_2})}$	-	1034,4
53. Міра розширення газу в ТНТ	$\pi_{т2}$	$\left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{т2}}{T_{3.2} \cdot \eta_{т2} - \Delta T_{т2}}\right)^{\frac{k_{т2}}{(k_{т2}-1)}}$	-	2,466
54. Тиск газу перед ТНТ, МПа	$P_{3.2}$	$P_{4.1} \cdot \nu_{т1}$	-	0,9213
55. Тиск газу за ТНТ, МПа	$P_{4.2}$	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{т2}}$	-	0,3735
56. Коеф. витрати для ТС	$\beta_{т_3}$	$\beta_{т_2} + g_{ox_2} + (0{,}002\ldots0{,}004)$	-	1,0005
57. Тиск газу перед ТС, МПа	$P_{3.3}$	$P_{4.2} \cdot \nu_{т_2}$	-	0,3713
58. Тиск газу за ТС, МПа	P_4	$\frac{P_н}{\nu_{го} \cdot \nu_{упг}}$	-	0,1066
59. Міра розширення газу в ТС	$\pi_{т3}$	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	-	3,4842
60. Температурний перепад у ТС, К	kг3	Приймаємо у першому наближенні	-	1,3424
	$\Delta T_{т_3}$	$T_{3.3} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{т_3}^{\frac{k_{г_3}-1}{k_{г_3}}}}\right) \cdot \eta_{т_3}$	259,5	259,3

Продовження табл. 5.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
61. Температура газу за ТС, К	T_4	$T_{3.3} - \Delta T_{т_з}$	774,9	775,1
62. Середнє значення температури процесу розширення в ТС, К	$T_{ср.т_з}$	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{т_з}}{2 \cdot \eta_{т_з}}$	893,4	893,5
63. Питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу у ТС, кДж/(кг·К)	$c_{р\ г\ тз}$	$f(T_{сер.тз};\ \alpha)$ по $(c_p - T)$ діаграмі	1,1820	1,1810
64. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТС	$k_{г_з}$	$\frac{c_{р.г\ т_з}}{c_{р.г\ т_з} - R_г}$	1,3420	1,3424
65. Коеф. витрати для газоотвідного пристроя	$\beta_{го}$	$\beta_{т_з} + (0{,}002\ldots0{,}012)$	-	1,0035
66. Питома потужність ГТД	$N_{уд_{гтд}}$	$\beta_{т_з} \cdot c_{р.г_з} \cdot \Delta T_{т_з} \cdot \eta_{m_з} \cdot \nu_{вх}$	-	299,3

Таблиця 5.1.3 Розрахунок параметрів ТУК. Додаткові вихідні дані

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Мінімальний температурний напір за ВП нагрівання УПГ, К	$\Delta T_{вп}$	Задається	17
2. Недогрівання води до кипіння в економайзері УПГ, К	$\Delta T_{нэ}$	Задається	22
3. Температура поживної води УПГ, К	$T_{пв}$	Задається	303
4. ККД парової турбіни	$\eta_{пт}$	Задається	0,78
5. Ступінь сухості пари в кінці процесу розширення в ПТ	x_{min}	Задається	0,95
6. Тиск пари в паровому конденсаторі, МПа	P_z	Задається	0,005
7. Кратність циркуляції води в УПГ	$k_ц$	Задається	1,5
8. Коефіцієнт перетікання газу в УПГ	$\beta_{пер}$	Задається	0,985

Таблиця 5.1.4 Розрахунок параметрів ТУК

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
1. Тиск пари у сепараторі УПГ, МПа	$P_{\text{упг}}$	Приймається згідно [1]	2,4	-
2. Температура перегрітої пари за сполученими параметрами, К	$T_{\text{пп}}$	$f(\text{P}_{\text{упг}}, \eta_{\text{пт}}, x_{\min}\ \ , P_Z)$	730	-
3. Ентальпія перегрітої пари при $P_{\text{упг}}$ і $\text{T}_{\text{пп}}$, кДж/кг	$h_{\text{пп}}$	$f\left(P_{\text{упг}}, \text{T}_{\text{пп}}\right)$	3365	-
4. Ентальпія води на лінії насичення при тиску $P_{\text{упг}}$, кДж/кг	$h_{\text{вн}}$	$f\left(P_{\text{упг}}\right)$	934,5	-
5. Температура води на лінії насичення при тиску $P_{\text{упг}}$, К	$\text{T}_{\text{вн}}$	$f\left(P_{\text{упг}}\right)$	491,15	-
6. Ентальпія поживної води, при $\text{T}_{\text{пв}}$, кДж/кг	$h_{\text{пв}}$	$f(\text{T}_{\text{пв}})$	125	-
7. Температура газу за випарним пучком УПГ, К	$\text{T}_{\text{вп}}$	$\text{T}_{\text{вн}} + \Delta T_{\text{вп}}$	508,15	-
8. Температура води на виході із економайзерного пучка УПГ, К	$\text{T}_{\text{в2э}}$	$\text{T}_{\text{вн}} - \Delta T_{\text{нэ}}$	469,15	-
9. Ентальпія води на виході з економайзерного пучка УПГ, кДж/кг	$h_{\text{в2э}}$	$f\left(P_{\text{упг}}, \text{T}_{\text{в2э}}\right)$	834,4	-
10. Середня температура процесу в ПП та ВП УПГ, К	$\text{T}_{\text{сер}_1}$	$\dfrac{T_4 + T_{\text{вп}}}{2}$	641,6	-
11. Питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ПП та ВП УПГ, кДж/(кг•К)	$\text{c}_{\text{p}_\text{г}}\|_{T_{\text{ип}}}^{\text{T}_4}$	$f(\text{T}_{\text{ср}_1}; \alpha)$	1,119	-
12. Відносна паропродуктивність УПГ по перегрітій парі	$g_{\text{пп}}$	$\dfrac{\beta_{\text{пер}} \cdot \beta_{\text{го}} \cdot \text{c}_{\text{p}_\text{г}}\|_{\text{T}_{\text{ип}}}^{\text{T}_4} \cdot (\text{T}_4 - \text{T}_{\text{вп}})}{(h_{\text{пп}} - h_{\text{вн}}) + k_{\text{ц}} \cdot (h_{\text{вн}} - h_{\text{в2э}})}$	0,1144	-
13. Ентальпія живильної води на вході в економайзер УПГ, кДж/кг	$h_{\text{в1э}}$	$\dfrac{h_{\text{пв}}}{\text{к}_{\text{ц}}} + \dfrac{(\text{к}_{\text{ц}} - 1)}{\text{к}_{\text{ц}}} \cdot h_{\text{вн}}$	394,8	-

Продовження таблиці 5.1.4

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
14. Середня температура процесу в економайзері УПГ, К	Т6	Приймаємо у першому наближенні	440	-
	$T_{сер_2}$	$\frac{T_6 + T_{вп}}{2}$	474,1	472,7
15. Питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в економайзері УПГ, кДж/(кг•К)	$c_{p_г}\|_{T_6}^{T_{вп}}$	$f(T_{сер_2}; \alpha)$	1,077	1,076
16. Температура газів, що відходять за УПГ, К	T_6	$T_{вп} - \frac{k_ц \cdot g_{пп} \cdot (h_{в2э} - h_{в1э})}{\beta_{пер} \cdot \beta_{го} \cdot c_{p_г}\|_{T_6}^{T_{вп}}}$	437,3	437,2

Таблиця 5.1.5 Розрахунок параметрів теплової схеми ГТА з ТУК. Вихідні данні для розрахунку

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. КВПТ у УПГ. Вихід пара з СП – вихід з УПГ	$\nu_{пп}$	Задається	0,97
2. КВПТ: вихід пара з УПГ – вхід у СА ПТ	$\nu_{п2}$	Задається	0,95
3. Відносні витрати пари на власні потреби ТУК	$\delta_{пп}$	Задається	0,012
4. Механічний ККД ПТ	$\eta_{m_{пт}}$	Задається	0,982
5. ККД гідравлічної частини насоса відцентрового типу	$\eta_{нц}$	Задається	0,62
6. Кратність охолодження ПК	$Ц_к$	Задається	95
7. Напір ГЦН, МПа	$\Delta P_{гцн}$	Задається	0,11
8. ККД електрогенератора ПТ	$\eta_{ген_1}$	Задається	0,98
9. ККД парової турбіни	$\eta_{пт}$	Задається	0,78

Таблиця 5.1.6 Розрахунок параметрів теплової схеми ГТА з ТУК

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Тиск пари перед соплами парової турбіни, МПа	$P_{зп}$	$P_{упг} \cdot \nu_{пп} \cdot \nu_{п2}$	2,212
2. Ентальпія кінця ізоентропійного процесу розширення пари в ПТ, кДж/кг	$h_{r_{ад}}$	$f(s_{пп})$, рис. 5.1	2215
3. Розмір питомої потужності ПТ, кВт/(кг/с)	$N_{уд_{пт}}$	$g_{пп} \cdot (1-\delta_{пп}) \cdot (h_{пп} - h_{r_{ад}}) \cdot \eta_{пт} \cdot \eta_{m_{пт}} \cdot \nu_{вх}$	97,79
4. Сумарна питома електрична потужність ГТА з ТУК, кВт/(кг/с)	$N_{уд_{гта.ел}}$	$N_{уд_{гтд}} \cdot \eta_{ген_2} + N_{уд_{пт}} \cdot \eta_{ген_1}$	389,2
5. Сумарна електрична потужність ГТА з ТУК, кВт	$N_{ел}$	$G_{к_{1пр}} * N_{уд_{гта.ел}}$	34774,9
6. Електрична потужність, що виробляється ГТД, кВт	$N_{эл_{гтд}}$	$G_{к_{1пр}} \cdot N_{уд_{гтд}} \cdot \eta_{ген_2}$	26211,8
7. Електрична потужність, що виробляється ПТ, кВт	$N_{эл_{пт}}$	$G_{к_{1пр}} \cdot N_{уд_{пт}} \cdot \eta_{ген_1}$	8563,1
8. Дійсна витрата повітря через КНТ, кг/с	$G_{к_1}$	$G_{к1.пр} \cdot \nu_{вх}$	87,742
9. Дійсна витрата повітря через КВТ, кг/с	$G_{к_2}$	$G_{к_1} \cdot \alpha_{к_2}$	86,864
10. Витрата повітря через КЗ, кг/с	$G_{кс}$	$G_{к_1} \cdot \alpha_{кс}$	77,78
11. Годинна витрата палива на КЗ, кг/с	$G_{т.ч}$	$g_{т} \cdot G_{кс} \cdot 3600$	5857
12. Витрата газу через ТВТ, кг/с	$G_{т_1}$	$G_{к_2} \cdot \beta_{т_1}$	79,41
13. Витрата газу через ТНТ, кг/с	$G_{т_2}$	$G_{к_1} \cdot \beta_{т_2}$	85,25
14. Витрата газу через ТС, кг/с	$G_{т_3}$	$G_{к_1} \cdot \beta_{т_3}$	87,78
15. Витрата газу через газовідведення, кг/с	$G_{го}$	$G_{к_1} \cdot \beta_{го}$	88,05

Продовження таблиці 5.1.6

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
16. Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі, кг/с	$G_{пп}$	$G_{к_1} \cdot g_{пп}$	10,04
17. Потужність циркуляційного насосу УПГ, кВт	$N_{нц}$	$1{,}00125 \cdot \frac{G_{пп} \cdot к_ц \cdot \left(\frac{P_{упг}}{0{,}9} - P_{упг}\right)}{\eta_{нц}}$	6,486
18. Потужність живильного насосу УПГ, кВт	$N_{нп}$	$1{,}00125 \cdot \frac{G_{пп} \cdot (P_{упг} - P_{зов})}{\eta_{нц}}$	37,271
19. Потужність конденсатного насосу ТУК, кВт	$N_{нк}$	$1{,}00125 \cdot \frac{G_{пп} \cdot (P_{зов} - P_Z)}{\eta_{нц}}$	1,561
20. Потужність ГЦН ТУК, кВт	$N_{гцн}$	$1{,}00125 \cdot \frac{G_{пп} \cdot Ц_к \cdot \Delta P_{гцн}}{\eta_{нц}}$	169,44
21. Сумарна потужність, що споживається всіма насосами ТУК, кВт	$\sum N_{нас}$	$N_{нц} + N_{нп} + N_{нк} + N_{гцн}$	214,76
22. Питома витрата палива на електростанцію ГТА з ТУК	$C_{N_{ел}}$	$\frac{G_{T_ч}}{N_{эл_{гтд}} + N_{эл_{пт}} - \sum N_{нас}}$	0,16948
23. ККД електростанції	$\eta_е$	$\frac{3600}{H_u \cdot C_{N_e}}$	0,4245

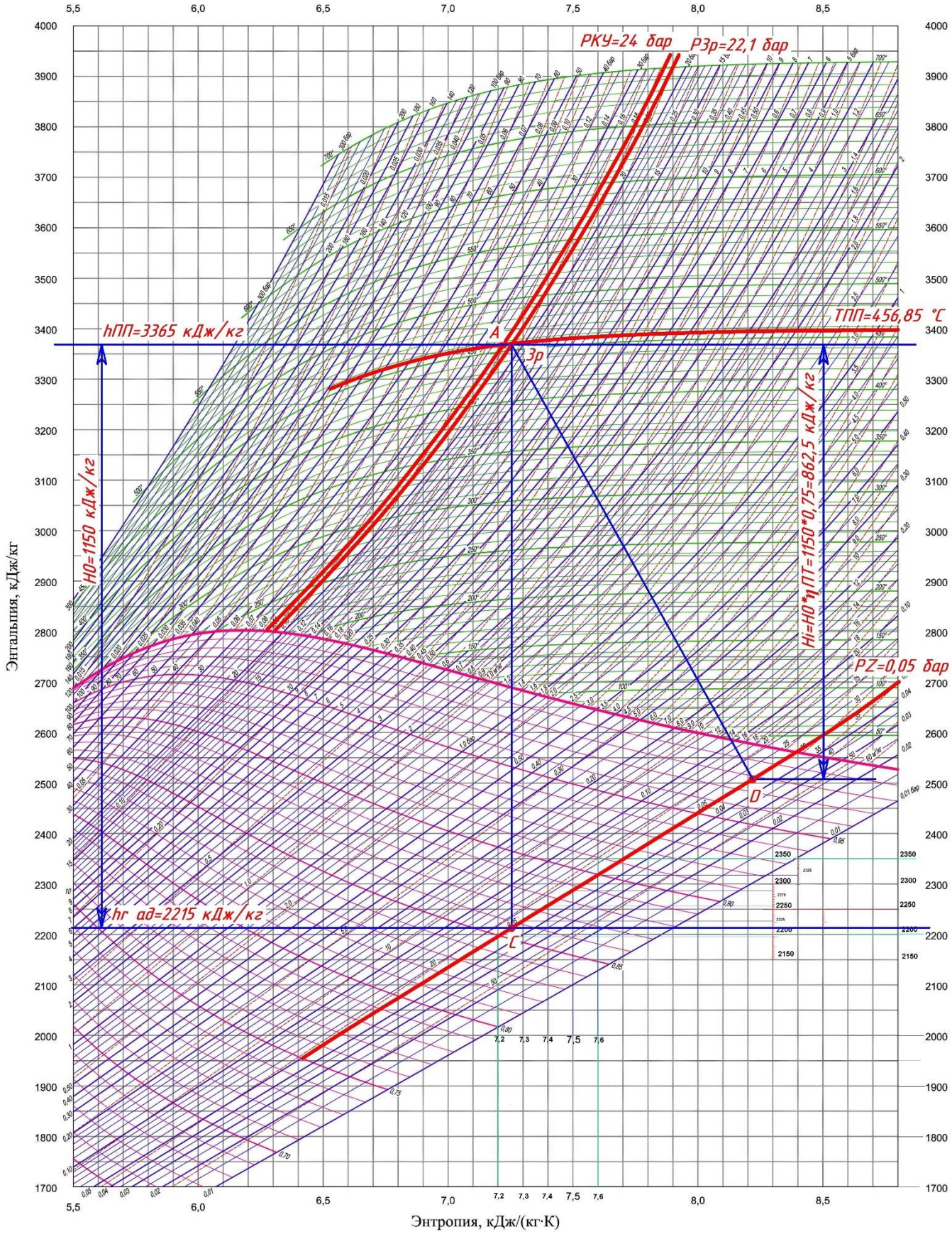


Рис. 5.1.1 До розрахунку ентальпії кінця ізоентропійного процесу розширення пари в ПТ.

5.2 Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перетину

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів турбоагрегату виконуються його габаритний розрахунок і компонування. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, в процесі яких визначаються радіальні та осьові розміри компресорів, камер згоряння, турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів і турбін, частоти обертання їх роторів, число жарових труб у камерах згоряння. За результатами цих розрахунків одержують дані для виконання компонування ГТД і креслення меридіанного перерізу його проточної частини. При компонуванні ГТД і кресленні його меридіанного перерізу конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих ГТД. У процесі проектування ГТД слід прагнути, щоб напрямок середньої лінії течії в проточній частині не мав різких зламів. Різкі зміни напрямку потоку робочого тіла по тракту ГТД, викликані значними коливаннями величин середніх діаметрів агрегатів, які стикуються між собою, призводять до підвищених втрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

5.2.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД.

З детального теплового розрахунку ГТА з ТУК на повній потужності відомі основні дані, для оцінки габаритів компресора. Вихідні дані для розрахунку і розрахунок габаритних розмірів компресорів представлені в табл. 5.2.1.1.

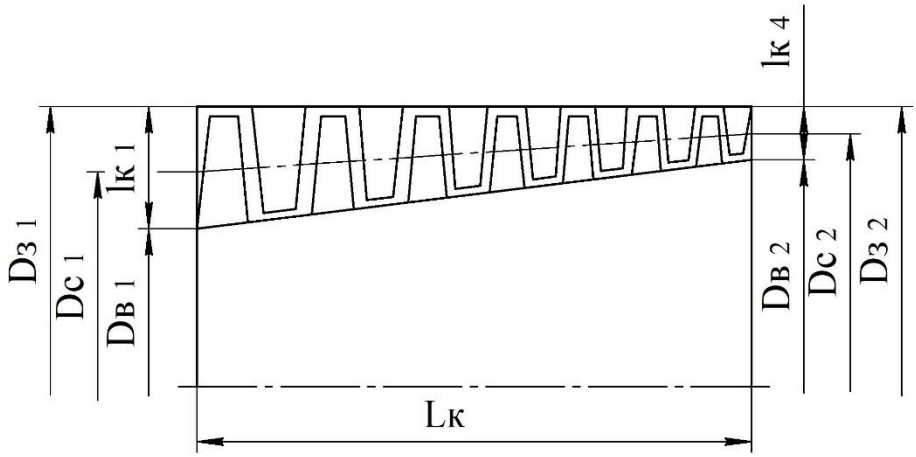


Рис. 5.2.1.1 Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

Таблиця 5.2.1.1 Габаритний розрахунок компресорів

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення	
			КНТ	КВТ
1. Повний тиск повітря на вході в компресор, Па	P_1	З розрахунку схеми ГТД	99476,6	531518,4
2. Повний тиск повітря на виході з компресора, Па	P_2	З розрахунку схеми ГТД	534189	2173910
3. Повна температура повітря на вході в компресор, К	T_1	З розрахунку схеми ГТД	288,0	490,1
4. Повна температура повітря на виході з компресора, К	T_2	З розрахунку схеми ГТД	490,1	752,2
5. Витрата повітря на вході у компресор, кг/с	G_K	З розрахунку схеми ГТД	87,74	86,86
6. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора	$R_п$	-	0,2869	0,2869
	$c_{p_п}\|^{T_1}$	$f(T_1) - (c_p - T)$ діаграмма	1,0066	1,0284
	$k_{п_1}$	$\frac{c_{p_п}\|^{T_1}}{c_{p_п}\|^{T_1} - R_п}$	1,3986	1,3869
7. Показник адіабати повітря у вихідному перетині компресора	$R_п$	-	0,2869	0,2869
	$c_{p_п}\|^{T_2}$	$f(T_2) - (c_p - T)$ діаграмма	1,0284	1,0875
	$k_{п_2}$	$\frac{c_{p_п}\|^{T_2}}{c_{p_п}\|^{T_2} - R_п}$	1,3869	1,3584
8. Матеріал лопаток	-	Прийнято [1]	ВТ3-1	Х17Н2
9. Границя міцності матеріалу лопаток, МПа	$\sigma_к$	Прийнято [1]	950,0	920,0
10. Щільність матеріалу лопаток, кг/м^3	ρ_{m_k}	Прийнято [1]	4540	7850
11. Форма проточної частини	-	Прийнято [1]	Dc=const	Dв=const
12. Втулкове відношення на вході в компресор	$\bar{d}$	Прийнято [1]	0,45	0,72
13. Відносна осьова швидкість на вході	$\bar{C}_{a_1}$	Прийнято [1]	0,48	0,45
14. Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі на вході, м/с	$U_{з_1}$	Прийнято [1]	340,0	320,0

Продовження табл. 5.2.1.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення	
			КНТ	КВТ
15. Осьова швидкість на вході, м/с	C_{a_1}	$C_{a_1} = \bar{C}_{a_1} \cdot U_{з_1}$	163,2	144,0
16. Коефіцієнт швидкості для вхідного перетину	λ_{Ca_1}	$\frac{C_{a_1}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{п_1}}{k_{п_1}+1} \cdot R_п \cdot T_1}}$	0,5257	0,3562
17. Газодинамічна функція	$q(\lambda_{Ca_1})$	$\lambda_{Ca_1} \cdot \left[\frac{k_{п_1}+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{п_1}-1}{k_{п_1}+1} \cdot \lambda_{Ca_1}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_{п_1}-1}}$	0,7371	0,5333
18. Кільцева площа вхідного перетину компресора, м^2	F_1	$\frac{G_к \cdot \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_{п_1}}{R_п} \cdot \left(\frac{2}{k_{п_1}+1}\right)^{\frac{k_{п_1}+1}{k_{п_1}-1}} \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{Ca_1})}}$	0,5024809	0,1683702
19. Зовнішній діаметр вхідного перетину компресора, м	$D_{з_1}$	$\sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot (1 - \bar{d}^2)}}$	0,8957	0,6672
20. Внутрішній діаметр на вході в компресор, м	$D_{в_1}$	$D_{з_1} \cdot \bar{d}$	0,4031	0,4804
21. Середній діаметр на вході в компресор, м	D_{c_1}	$\frac{D_{з_1} + D_{в_1}}{2}$	0,6494	0,5738
22. Висота робочої лопатки першої ступені, м	$l_{к_1}$	$\frac{D_{з_1} - D_{в_1}}{2}$	0,2463	0,0934
23. Частота обертання ротора компресора, об/хв	$n_к$	$\frac{60 \cdot U_{з_1}}{\pi \cdot D_{з_1}}$	7249,9	9160,2
24. Напруження розтягу в кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня, Па	$\sigma_{к_1}$	$9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{m_k}}{7850}\right) \cdot n_к^2 \cdot F_1$	149690222,7	138453885,3
25. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня	$k_{міц_1}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k_1}}$	6,3	6,6
26. Осьова швидкість на виході з компресора, м/с	C_{a_2}	$(0{,}9\ldots1{,}0) \cdot C_{a_1}$	155,0	136,8

Продовження табл. 5.2.1.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення	
			КНТ	КВТ
27. Коефіцієнт швидкості для вихідного перетину компресора	λ_{Ca_2}	$\frac{C_{a_2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{п_2}}{k_{п_2}+1} \cdot R_п \cdot T_2}}$	0,3836	0,2744
28. Газодинамічна функція	$q(\lambda_{Ca_2})$	$\lambda_{Ca_2}\left[\frac{k_{п_2}+1}{2}\left(1 - \frac{k_{п_2}-1}{k_{п_2}+1}\lambda_{Ca_2}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_{п_2}-1}}$	0,5692	0,4209
29. Кільцева площа вихідного перетину компресора, м^2	F_2	$\frac{G_к \cdot \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{п_2}}{R_п} \cdot \left(\frac{2}{k_{п_2}+1}\right)^{\frac{k_{п_2}+1}{k_{п_2}-1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda}}$	0,15854	0,065094
30. Середній діаметр на виході з компресора, м	D_{c_2}	$D_{c_2} = D_{c_1}$, для ***D*$_C$ = *const***; $\frac{D_{з_2}+D_{в_2}}{2}$, для ***D*$_З$ = *const*** та ***D*$_В$ = *const***	0,6494	0,5202
31. Зовнішній діаметр на виході з компресора, м	$D_{з_2}$	$D_{c_2} + \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c_2}}$, для ***D*$_C$ = *const*** $D_{з_2} = D_{з_1}$, для ***D*$_З$ = *const*** $\sqrt{D_{в_2}^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$, для ***D*$_В$ = *const***	0,7271	0,5600
32. Внутрішній діаметр на виході з компресора, м	$D_{в_2}$	$D_{c_2} - \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c_2}}$, для ***D*$_C$ = *const*** $\sqrt{D_{з_2}^2 - \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$, для ***D*$_З$ = *const*** $D_{в_2} = D_{в_1}$, для ***D*$_В$ = *const***	0,5716	0,4804
33. Висота робочої лопатки останньої ступіні, м	$l_{к_2}$	$\frac{D_{з_2} - D_{в_2}}{2}$	0,0777	0,0398
34. Міра підвищення тиску повітря у КНТ	$\pi_к$	З розрахунку схеми ГТД	5,3700	4,0900
35. Число ступенів компресора	Z_k	ціле $\frac{\lg \pi_к}{\lg \pi_{ст_к}}$	8,5	9,0
	Z_k	Приймається	9	9
36. Кільцева площа середньої розрахункової ступені, м^2	F_{c_k}	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,33051	0,116732

Продовження табл. 5.2.1.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення	
			КНТ	КВТ
37. Середній діаметр середньої розрахункової ступені (СРС), м	D_{c_c}	$D_{c_c} = D_{c_1}$, для ***D*$_C$ = *const*** $\frac{D_{з_c} + D_{в_c}}{2}$, для ***D*$_З$ = *const*** та ***D*$_В$ = *const***	0,6494	0,5482
38. Зовнішній діаметр СРС, м	$D_{з_c}$	$D_{c_c} + F_{c_k}/(\pi \cdot D_{c_c})$, для ***D*$_C$ = *const*** $D_{з_c} = D_{з_1}$, для ***D*$_З$ = *const*** $\sqrt{D_{в_c}^2 + 4 \cdot F_{c_k}/\pi}$, для ***D*$_В$ = *const***	0,8114	0,6159
39. Внутрішній діаметр СРС, м	$D_{в_c}$	$D_{c_c} - F_{c_k}/(\pi \cdot D_{c_c})$, для ***D*$_C$ = *cons*** $\sqrt{D_{в_c}^2 - 4 \cdot F_{c_k}/\pi}$, для ***D*$_З$ = *const*** $D_{в_c} = D_{в_1}$, для ***D*$_В$ = *const***	0,4874	0,4804
40. Висота робочої лопатки СРС, м	$l_{к_c}$	$\frac{D_{з_c} - D_{в_c}}{2}$	0,1620	0,0678
41. Відносна висота лопатки СРС	$\vartheta_{л_c}$	$D_{c_c}/l_{к_c}$	4,0081	8,0867
42. Відносна ширина СРС	$\bar{L}_{ст_к}$	$0{,}87353 + 0{,}02604 \cdot \vartheta_{л_c} + 0{,}00092 \cdot \vartheta_{л_c}^2 + +0{,}00004 \cdot \vartheta_{л_c}^3$	0,9953	1,1654
43. Осьовий габарит СРС, м	$L_{ст_к}$	$l_{к_c} \cdot \bar{L}_{ст_к}$	0,1612	0,0790
44. Осьовий габарит проточної частини компресора, м	$L_к$	$L_{ст_к} \cdot Z_к$	1,4512	0,7110
45. Довжина лемніскати вхідного пристрою, м	$L_{ВП}$	$(0{,}16 \ldots 0{,}22) \cdot D_{з_1}$	0,1791	-
46. Осьовий розмір переднього корпусу компресора, м	$L_{ПКК}$	$(0{,}42 \ldots 0{,}48) \cdot D_{з_1}$	0,3762	-
47. Довжина перехідника компресора, м	$L_{ПК}$	$(0{,}32 \ldots 0{,}42) \cdot D_{з_1}$	0,2866	-

5.2.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння

З детального теплового розрахунку ГТА з ТУК на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку КЗ. Розрахунок ведеться для протитокової КЗ трубчасто-кільцевого типу, яка розміщається над задньою частиною КВТ.

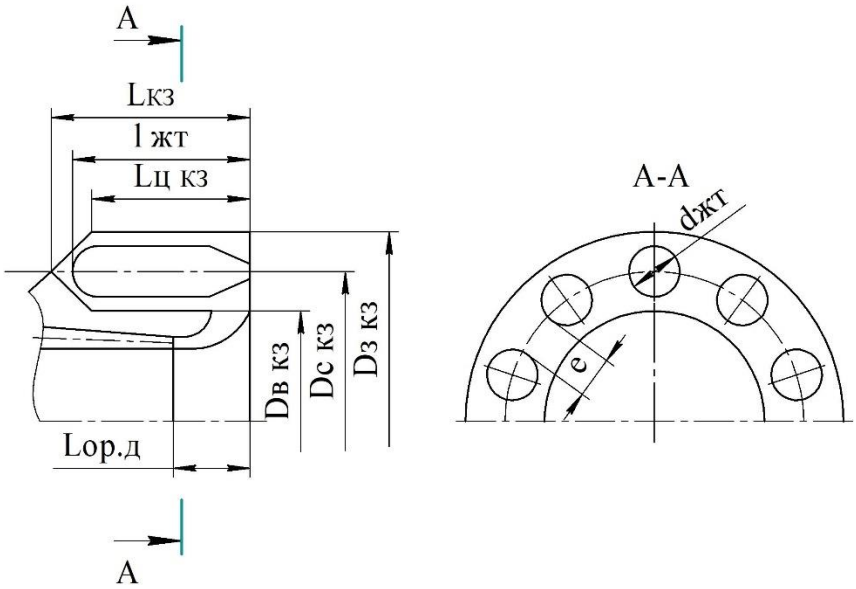


Рис. 5.2.2.1 Схема трубчасто-кільцевої протитокової КЗ

Таблиця 5.2.2.1 Вихідні дані для габаритного розрахунку камери згоряння

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Повний тиск повітря на вході в КЗ, Па	$P_{1_{кз}}$	З розрахунку схеми ГТД	2173910
2. Повна температура повітря на вході в КЗ, К	$T_{1_{кз}}$	З розрахунку схеми ГТД	752,2
3. Годинна витрата палива на КЗ, кг/год	$G_{пал_{год}}$	З розрахунку схеми ГТД	5857,4
4. Витрата повітря через КЗ, кг/с	$G_{п_{кз}}$	З розрахунку схеми ГТД	77,8
5. Витрата повітря на виході з дифузора, кг/с	$G_{п_{диф}}$	З розрахунку схеми ГТД	86,9
6. Коефіцієнт повноти згоряння	$\eta_{кз}$	З розрахунку схеми ГТД	0,9900
7. Нижча наявна теплотворна здатність палива, кДж/кг	H_u	З розрахунку схеми ГТД	50032
8. Стехіометрична кількість повітря, кг/кг	L_0	З розрахунку схеми ГТД	17,18
9. Об'ємна теплонапруженість для жарових труб, кДж/(м^3·год·Па)	Q_V	Прийнято [1]	900,0

Таблиця 5.2.2.2 Габаритний розрахунок камери згоряння

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення				
1. Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ, м^3	$V_{жт}$	$\frac{H_u \cdot G_{пал_{год}} \cdot \eta_{кз}}{Q_V \cdot P_{1_{кз}}}$	**0,14829**				
2. Кількість жарових труб	$n_{жт}$	Прийнято [1]	10	12	14	**16**	18
3. Об'єм жарової труби, м^3	$v_{жт}$	$\frac{V_{жт}}{n_{жт}}$	0,01483	0,01236	0,01059	**0,00927**	0,00824
4. Відносна довжина жарової труби	$\bar{l}$	Прийнято [1]	**3,5**				
5. Діаметр жарової труби, м	a	приймається	**0,7**				
	$d_{жт}$	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{жт}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,19752	0,18588	0,17657	**0,16888**	0,16238
6. Довжина жарової труби, м	$l_{жт}$	$d_{жт} \cdot \bar{l}$	0,69133	0,65056	0,61798	**0,59108**	0,56832
7. Зазор між сусідніми жаровими трубами, м	e	$(0{,}07\ldots0{,}25) \cdot d_{жт}$	0,02963	0,02788	0,02648	**0,02533**	0,02436
8. Середній діаметр розміщення жарових труб, м	$D_{c_{кз}}$	$(d_{жт} + e)/\sin(180^o/n_{жт})$	0,73507	0,82589	0,9125	**0,99549**	1,07536

Продовження таблиці 5.2.2.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення				
9. Витрата первинного повітря, кг/с	α_1	приймається	**1,15**				
	$G_{п1}$	$\frac{\alpha_1 \cdot G_{пал_{год}} \cdot L_0}{3600}$	32,1457	32,1457	32,1457	**32,1457**	32,1457
10. Витрата повітря поза жаровими трубами, кг/с	$G_{пп}$	$G_{п_{диф}} - G_{п1}$	**54,7**				
11. Площа перерізу, що займають жарові труби, м^2	$F_{кз_{жт}}$	$\frac{\pi \cdot d_{жт}^2}{4} \cdot n_{жт}$	0,30642	0,32562	0,34279	**0,35839**	0,37275
12. Сумарна площа кільцевого каналу КЗ, м^2	$F_{кз_\Sigma}$	$(2{,}2\ldots2{,}5) \cdot F_{кз_{жт}}$	0,70477	0,74893	0,78842	**0,82431**	0,85731
13. Діаметр зовнішнього кожуха КЗ, м	$D_{з_{кз}}$	$D_{с_{кз}} + F_{кз_\Sigma}/(\pi \cdot D_{с_{кз}})$	1,04026	1,11454	1,18753	**1,25907**	1,32912
14. Діаметр внутрішнього кожуха КЗ, м	$D_{в_{кз}}$	$D_{с_{кз}} - F_{кз_\Sigma}/(\pi \cdot D_{с_{кз}})$	0,42989	0,53724	0,63747	**0,73192**	0,82159
15. Довжина осьорадіального дифузора КЗ, м	$L_{ор.д}$	$(0{,}28\ldots0{,}56) \cdot D_{с_{2квт}}$	0,18207	0,18207	0,18207	**0,18207**	0,18207
16. Осьовий габарит КЗ, м	$L_{кз_\Sigma}$	$(1{,}10\ldots1{,}16) \cdot L_{жт}$	0,77429	0,72863	0,69214	**0,66201**	0,63652
17. Осьовий габарит циліндричної частини КЗ, м	$L_{ЦкЗ}$	$L_{жт}/(1{,}10\ldots1{,}14)$	0,61726	0,58086	0,55177	**0,52775**	0,50743

Приймається 16 жарових труб.

5.2.3 Визначення габаритних розмірів турбін.

На даному етапі проектування необхідно визначити розміри осьових турбін двигуна. При цьому необхідно враховувати стикування загального компонування кожної турбіни з попередньою частиною ГТД (КЗ або попередньою турбіною).

Вихідні дані для розрахунку і розрахунок габаритних розмірів турбін представлені в табл. 5.2.3.1.

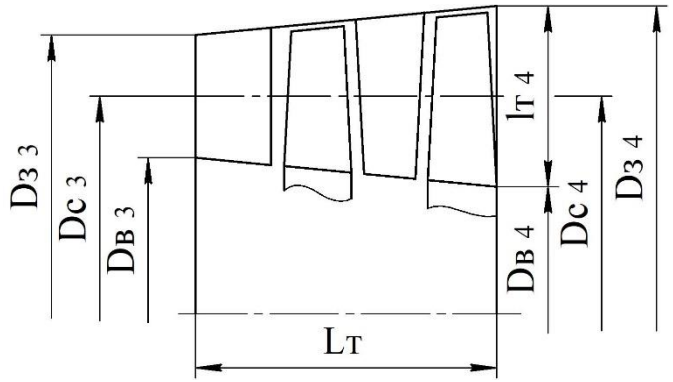


Рис. 5.2.3.1 Меридіанний переріз проточної частини турбіни

Таблиця 5.2.3.1 Габаритний розрахунок турбін

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Повний тиск газу на вході в турбіну, МПа	P_3	З розрахунку схеми ГТД	2,08695	0,92127	0,37129
2. Повний тиск газу на виході з турбіни, МПа	P_4	З розрахунку схеми ГТД	0,92127	0,37353	0,10656
3. Повна температура газу на вході в турбіну, К	T_3	З розрахунку схеми ГТД	1540,0	1265,6	1034,4

Продовження таблиці 5.2.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
4. Повна температура газу на виході з турбіни, К	T_4	З розрахунку схеми ГТД	1304,1	1043,8	775,1
5. Витрата газу на вході в турбіну	$G_т$	З розрахунку схеми ГТД	79,41	85,25	87,78
6. Відносна витрата охолодного повітря на турбіну	$g_{ох_j}$	З розрахунку схеми ГТД	0,06253	0,02593	0,0
7. Витрата охолодного повітря на турбіну	$G_{к_1}$	З розрахунку схеми ГТД	87,74	87,74	87,74
	$G_{ох}$	$g_{ох_j} \cdot G_{к_1}$	5,4862	2,2751	0,0000
8. Температурний перепад на турбіну, К	$\Delta T_т$	З розрахунку схеми ГТД	235,9	221,8	259,3
9. Внутрішній ККД турбіни	$\eta_т$	З розрахунку схеми ГТД	0,880	0,890	0,920
10. Теплоємність газу для процесу в турбіні, кДж/(кг*К)	$c_{p_г}$	З розрахунку схеми ГТД	1,288	1,240	1,181
11. Показник адіабати газу у вхідному перетині турбіни	$R_г$	задається	0,288	0,288	0,288
	$c_{p_г}\|^{T_3}$	$f(T_3\,;\alpha) - (c_p - T)$ діаграмма	1,316	1,262	1,217
	$k_{г_3}$	$\dfrac{c_{p_г}\|^{T_3}}{c_{p_г}\|^{T_3} - R_г}$	1,2802	1,2957	1,3100
12. Показник адіабати газу у вихідному перетині турбіни	$R_г$	задається	0,288	0,288	0,288
	$c_{p_г}\|^{T_4}$	$f(T_4\,;\alpha) - (c_p - T)$ діаграмма	1,27	1,219	1,154
	$k_{г_4}$	$\dfrac{c_{p_г}\|^{T_4}}{c_{p_г}\|^{T_4} - R_г}$	1,2933	1,3093	1,3326
13. Частота обертання ротора турбіни	$n_т$	З габаритного розрахунку компресорів	9160,2	7249,9	3000,0

Продовження таблиці 5.2.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
14. Матеріал робочих лопаток турбіни	-	Прийнято [1]	ЧС88	ЧС88	ЭИ826
15. Щільність матеріалу лопаток	$\rho_м$	Прийнято [1]	8100	8100	8400
16. Форма проточної частини турбіни	-	Прийнято [1]	Dc=const	Dc=const	Dв=const
17. Середній діаметр на вході в турбіну, м	$D_{c_з}$	З компоновочного ескізу ГТД	0,9955	0,9955	1,1
18. Число ступенів турбіни	$Z_т$	З розрахунку схеми ГТД	1	1	4
19. Ізоентропійний наявний теплоперепад на турбіну, кДж/(кг*К)	$\xi_{вих}$	0,03…0,05	0,03	0,03	0,03
	$H^*_{ад}$	$(1+\xi_{вих})\cdot c_{p_г}\cdot\frac{\Delta T_т}{\eta_т}$	355,59	318,27	342,83
20. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня турбіни	$\vartheta_{т_1}$	$\frac{D_{c_з}}{l_{р_т}}$ (в першому наближенні приймаємо – [1])	18,5	12	5,3
21. Міра реактивності першого ступеня турбіни	$\rho_к$	0,0…0,15	0,1	0,05	0,01
	ρ_1	$\rho_к+\frac{2\cdot\vartheta_{т_1}-1}{\vartheta^2_{т_1}}$	0,2052	0,2097	0,3518
22. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня, м/с	ϕ_{c_1}	0,97…0,98	0,9700	0,9700	0,9700
	C_1	$\phi_{c_1}\cdot\sqrt{2\cdot\frac{H^*_{ад}}{Z_т}\cdot(1-\rho_1)}$	729,28	687,98	323,34
23. Газодинамічна функція	λ_{C_1}	$\frac{C_1}{\sqrt{2\cdot\frac{k_{г_з}}{k_{г_з}+1}\cdot R_г\cdot T_з}}$	1,0334	1,0726	0,5563

Продовження таблиці 5.2.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
24. Газодинамічна функція	$q(\lambda_{C_1})$	$\lambda_{C_1}\left[\frac{k_{г_3}+1}{2}\left(1-\frac{k_{г_3}-1}{k_{г_3}+1}\lambda_{C_1}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_{г_3}-1}}$	0,9987	0,9940	0,7722
25. Кут виходу газу з сопел першого ступеня, град	$\alpha_{1.1}$	Прийнято [1]	14	20	22
26. Кільцева площа на виході із соплового апарата першого ступеня, м^2	F_{3_c}	$\frac{G_т\sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_{г_3}}{R_г}\left(\frac{2}{k_{г_3}+1}\right)^{\frac{k_{г_3}+1}{k_{г_3}-1}}\cdot P_3\cdot q(\lambda_{C_1})\cdot \sin\alpha_{1.1}}}$	0,158033	0,246542	0,666758
27. Висота соплової лопатки першого ступеня, м	l_{c_1}	$\frac{F_{3_c}}{\pi\cdot D_{c_3}}$	0,0505	0,0788	0,1929
28. Висота робочої лопатки першого ступеня, м	l_{p_1}	$(1{,}0\ldots1{,}05)\cdot l_{c_1}$	0,0531	0,0828	0,2026
29. Уточнення відносної висоти робочої лопатки першого ступеня турбіни	$\vartheta_{т_1}$	$\frac{D_{c_3}}{l_{p_1}}$	18,76	12,03	5,43
30. Оптимальна величина характеристики для першого ступеня турбіни	$\nu_{опт}$	$\frac{\cos\alpha_{1.1}}{2\cdot(1-\rho_1)}$	0,6104	0,5945	0,7152
31. Окружна швидкість на середньому діаметрі ступеня, м/с	U_3	$\frac{\pi\cdot D_{c_3}\cdot n_т}{60}$	477,47	377,89	172,79
32. Дійсне значення характеристики першого ступеня	$\nu_д$	$\frac{U_3}{C_1}$	0,6547	0,5493	0,5344
33. Перевірка виконання умови		$0{,}90\le\frac{\nu_{опт}}{\nu_д}\le1{,}10$	0,9323	1,0824	1,3383

Продовження таблиці 5.2.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
34. Зовнішній діаметр вхідного перерізу турбіни, м	$D_{з_з}$	$D_{с_з} + l_{с_1}$	1,0460	1,0743	1,2929
35. Внутрішній діаметр вхідного перерізу турбіни, м	$D_{в_з}$	$D_{с_з} - l_{с_1}$	0,9450	0,9167	0,9071
36. Температура робочих лопаток першого ступеня турбіни, К	$\Delta T_{ох_д}$	50...80	60,0	60,0	60,0
	$T_{м_з}$	$T_з - \frac{U_з^2}{2c_{p_г}}\left(\frac{2\cos\alpha_{1.1}}{\nu_д} - 1\right) - \Delta T_{ох_д}$, Для охолоджуваної лопатки $T_{м_з}$=$T_д$	1080	1080	943,201
37. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток першого ступеня турбіни, МПа	$\sigma_{з_\tau}^{T_{мз}}$	Прийнято [1]	247	247	400
38. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня	$k_{міц_з}$	$\frac{\sigma_{з_\tau}^{T_{мз}}}{9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{м_з}}{7850}\right) \cdot n_т^2 \cdot F_{з_с}}$	1,84	1,88	6,36
39. Осьова швидкість на виході з турбіни, м/с	C_{a_4}	$(1{,}1\ldots1{,}35) \cdot C_1 \cdot \sin\alpha_{1.1}$	229,4	282,4	139,3
40. Газодинамічна функція	$\lambda_{C_{a_4}}$	$C_{a_4} \Big/ \sqrt{2 \cdot \frac{k_{г_4}}{k_{г_4}+1} \cdot R_г \cdot T_4}$	0,35239	0,48363	0,27581
41. Газодинамічна функція	$q\left(\lambda_{C_{a_4}}\right)$	$\lambda_{C_{a_4}}\left[\frac{k_{г_4}+1}{2}\left(1 - \frac{k_{г_4}-1}{k_{г_4}+1}\lambda_{C_{a_4}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_{г_4}-1}}$	0,5320	0,6946	0,4239

Продовження таблиці 5.2.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
42. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни, м^2	F_4	$\frac{(G_т + G_{по})\sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{г_4}}{R_г}\left(\frac{2}{k_{г_4}+1}\right)^{\frac{k_{г_4}+1}{k_{г_4}-1}} \cdot P_4 \cdot q\left(\lambda_{C_{a_4}}\right)}}$	0,15937	0,27648	1,36420
43. Температура робочих лопаток останнього ступеня, К	$T_{м_4}$	Для охолоджуваної лопатки $T_{м_4}=T_д$ $T_{м_4} = (1{,}06...1{,}08) \cdot T_4$	1080	1080	829,396
44. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток останнього ступеня турбіни, МПа	$\sigma_{4_\tau}^{T_{м_4}}$	Прийнято [1]	247	247	400
45. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня	$k_{міц_4}$	$\frac{\sigma_{4_\tau}^{T_{м_4}}}{9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{м_4}}{7850}\right) \cdot n_т^2 \cdot F_4}$	1,83	1,68	3,11
46. Середній діаметр на виході з турбіни, м	D_{c_4}	$D_{c_4} = D_{c_3}$, для ***D_C = const***; $\frac{D_{з_4}+D_{в_4}}{2}$, для ***$D_З$ = const*** та ***$D_В$ = const***	0,9955	0,9955	1,25348
47. Зовнішній діаметр на виході з турбіни, м	$D_{з_4}$	$D_{c_4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c_4}}$, для ***$D_C$ = const*** $D_{з_4} = D_{з_3}$, для ***$D_З$ = const*** $\sqrt{D_{в_4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$, для ***$D_В$ = const***	1,0465	1,0839	1,5999
48. Внутрішній діаметр на виході з турбіни, м	$D_{в_4}$	$D_{c_4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c_4}}$, для ***$D_C$ = const*** $\sqrt{D_{з_4}^2 - \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$, для ***$D_З$ = const*** $D_{в_4} = D_{в_3}$, для ***$D_В$ = const***	0,9445	0,9071	0,9071

Продовження таблиці 5.2.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
49. Висота робочої лопатки останнього ступеня, м	$l_{т_4}$	$\frac{D_{з_4} - D_{в_4}}{2}$	0,0510	0,0884	0,3464
50. Відносна висота лопатки останнього ступеня	$\vartheta_{т_4}$	$\frac{D_{с_4}}{l_{т_4}}$	19,54	11,26	3,62
51. Кільцева площа "середнього ступеня" турбіни, м^2	$F_{с_т}$	$\frac{F_{3с} + F_4}{2}$	0,158700	0,261512	1,01548
52. Середній діаметр "середнього ступеня" турбіни, м	$D_{с_с}$	$D_{с_с} = D_{с_з}$, для ***D**$_C$* = ***const*** $\frac{D_{з_с}+D_{в_с}}{2}$, для ***D**$_З$* = ***const*** та ***D**$_В$* = ***const***	0,9955	0,9955	1,1808
53. Зовнішній діаметр "середнього ступеня" турбіни, м	$D_{з_с}$	$D_{с_с} + \frac{F_{c_т}}{\pi \cdot D_{c_c}}$, для ***D**$_C$* = ***const*** $D_{з_с} = D_{з_с}$, для ***D**$_З$* = ***const*** $\sqrt{D_{в_с}^2 + \frac{4 \cdot F_{c_т}}{\pi}}$, для ***D**$_В$* = ***const***	1,0462	1,0791	1,45455
54. Внутрішній діаметр "середнього ступеня" турбіни, м	$D_{в_с}$	$D_{с_с} - \frac{F_{c_т}}{\pi \cdot D_{c_c}}$, для ***D**$_C$* = ***const***; $\sqrt{D_{з_с}^2 - \frac{4 \cdot F_{c_т}}{\pi}}$, для ***D**$_З$* = ***const*** $D_{в_с} = D_{в_з}$, для ***D**$_В$* = ***const***	0,9447	0,9119	0,9071
55. Висота робочої лопатки "середнього ступеня", м	$l_{т_с}$	$\frac{D_{з_c} - D_{в_c}}{2}$	0,0507	0,0836	0,2737
56. Відносна висота лопатки "середнього ступеня	$\vartheta_{т_c}$	$\frac{D_{с_c}}{l_{т_c}}$	19,62	11,91	4,31

Продовження таблиці 5.2.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
57. Відносна ширина ступеня турбіни	$\bar{L}_{\text{ст}_\text{т}}$	$0{,}23065 + 0{,}05899 \cdot \vartheta_{\text{т}_\text{с}} + +0{,}00331 \cdot \vartheta_{\text{т}_\text{с}}^2 - 0{,}00003 \cdot \vartheta_{\text{т}_\text{с}}^3$	2,4353	1,3514	0,5443
58. Ширина ступеня турбіни, м	$L_{\text{ст}_\text{т}}$	$l_{\text{т}_\text{с}} \cdot \bar{L}_{\text{ст}_\text{т}}$	0,1236	0,1130	0,1490
59. Осьовий габарит проточної частини турбіни, м	$L_\text{т}$	$L_{\text{ст}_\text{т}} \cdot Z_\text{т}$	0,1236	0,1130	0,5960

За результатами габаритного розрахунку будується ескіз меридіонального перетину ГТД рис. 5.2.1.

Інв. № подл	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв № дубл.	Підпис і дата

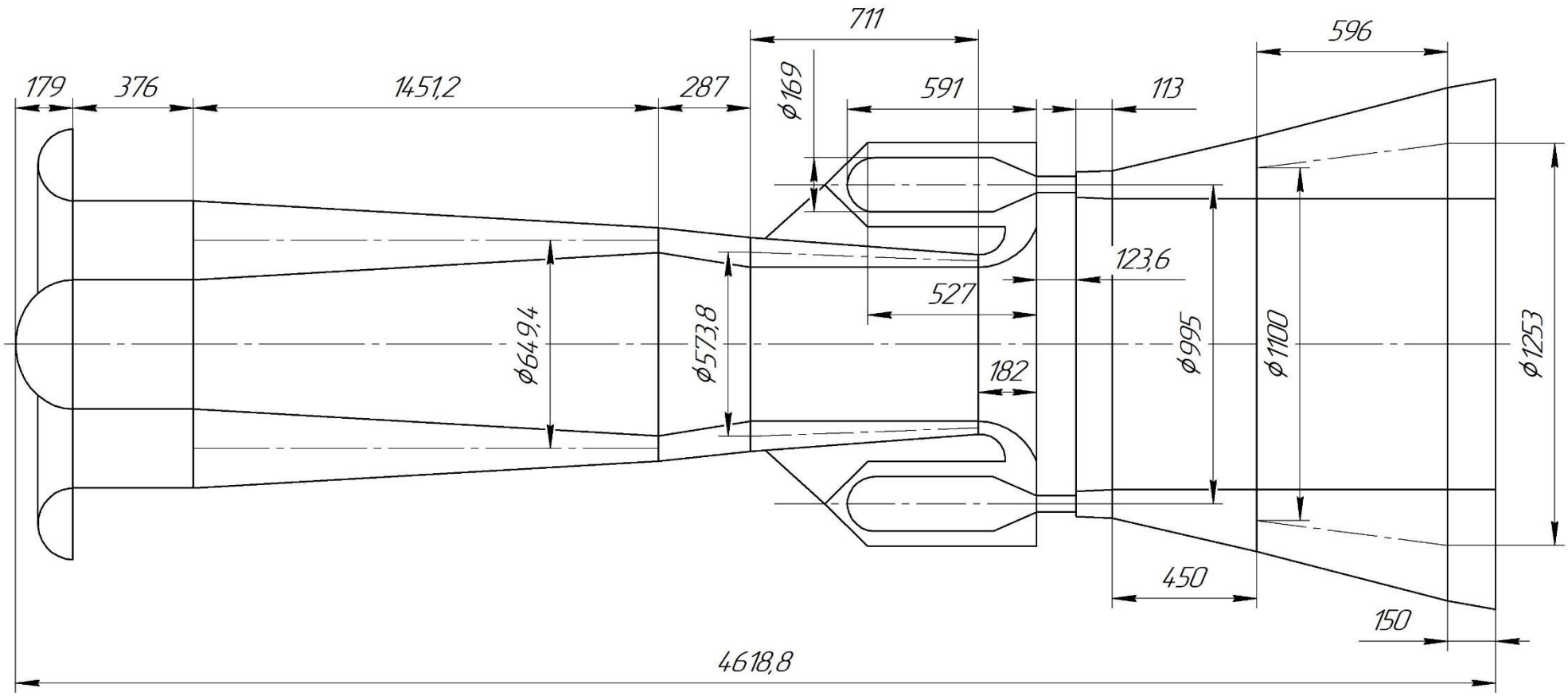


Рис. 5.2.1 Ескіз меридіонального перетину ГТД

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.05.ПЗ

5.3 Проектувальні розрахунки турбіни низького тиску ГТД.

5.3.1 Термогазодинамічний розрахунок ТНТ та побудова ескізу її проточної частини.

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих ступенів турбін ГТД проводиться після наближеного проектування його в цілому.

На цьому етапі кваліфікаційної роботи у якості вихідних використовуються дані, отримані протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТА на номінальному режимі (витрата робочого тіла, тиск, температура та ін.), та параметри, що були визначені у при габаритно - компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

Розрахунок одноступінчастої турбіни полягає у послідовному дослідженні процесів у сопловому апарату і в робочій решітці. В результаті цих розрахунків визначаються швидкості руху газу через ступінь турбіни, кути входу та виходу потоку (необхідні для побудови трикутників швидкостей), внутрішній ККД та потужність ступеня, та ін.

При розрахунку камерних втрат в ступені необхідно враховувати особливості його конструктивного виконання: наявність або відсутність бандажу, наявність та місце розташування зазорів, їхній тип (відкриті чи закриті зазори), величину та ін.

Слід зазначити, методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є плоскорівнобіжним.

Схема ступеня ТНТ за якою будуть проводитись розрахунки представлена на рис. 5.3.1.1.

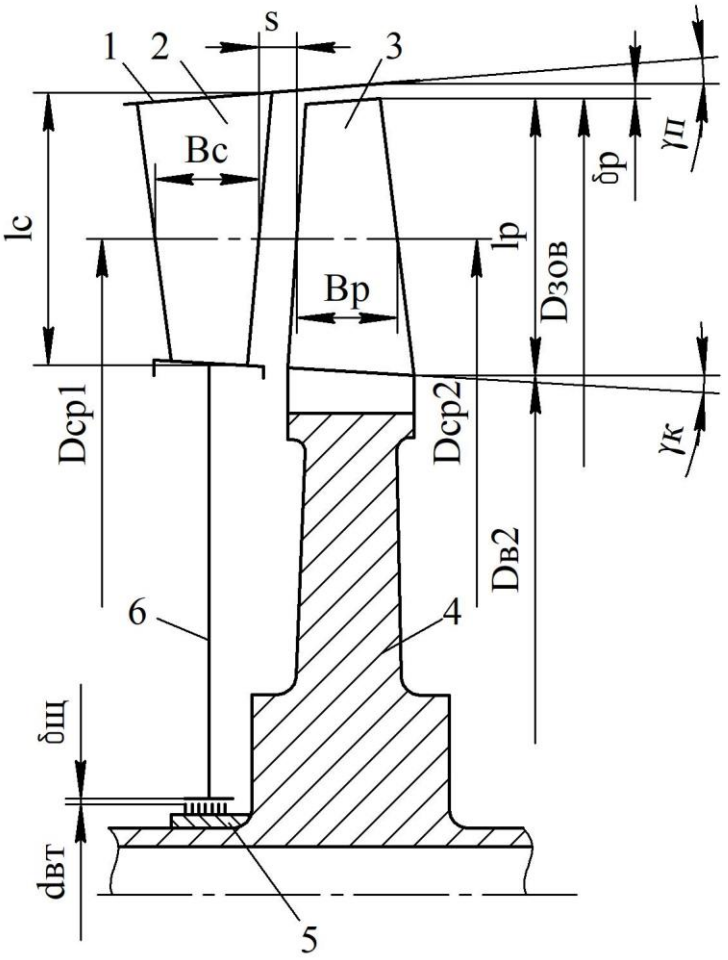


Рис. 5.3.1.1 Схема ступеня ТНТ: 1 – корпус турбіни; 2 – соплова лопатка; 3 – робоча лопатка; 4 – диск турбіни з валом; 5 - ущільнення діафрагми; 6 – діафрагма.

Вихідні дані для термогазодинамічного розрахунку ТНТ наведені у табл. 5.3.1.1, термогазодинамічний розрахунок ТНТ – у табл. 5.3.1.2.

Таблиця 5.3.1.1 Вихідні дані для термогазодинамічного розрахунку ТНТ

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Робоче тіло	-	продукти згоряння вуглеводного палива	-
2. Витрата робочого тіла на вході в турбіну, кг/с	G	З розрахунку схеми ГТД	85,25
3. Повний тиск газу на вході до ступеня, МПа	P_0^*	З розрахунку схеми ГТД	0,92127
4. Повна температура газу на вході до ступеня, К	T_0^*	З розрахунку схеми ГТД	1265,6
5. Повний тиск газу на виході із ступеня, МПа	P_2^*	З розрахунку схеми ГТД	0,37353
6. Повна температура газу на виході із ступеня, К	T_2^*	З розрахунку схеми ГТД	1043,8
7. Швидкість газу на вході до ступеня, м/с	c_0	З розрахунку схеми ГТД	229,4
8. Швидкість газу на виході із ступеня, м/с	c_2	З розрахунку схеми ГТД	282,4
9. Частота обертання ротора турбіни, об/хв	$n_т$	З габаритного розрахунку	7249,9
10. Середній діаметр турбіни на вході, м	D_0	З габаритного розрахунку	0,9955
11. Середня питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння, кДж/(кг•К)	c_p	З розрахунку схеми ГТД	1,240
12. Газова стала продуктів згоряння, кДж/(кг•К)	$R_г$	Приймається	0,288
13. Припустима з умов тривалої міцності температура метала лопаток, К	$Т_д$	Приймається	1020
14. Витрата охолоджуючого повітря, кг/с	$G_{ох}$	З габаритного розрахунку	2,2751
15. Тип проточної частини ступеня	-	З габаритного розрахунку	Dc=const

Таблиця 5.3.1.2 Термогазодинамічний розрахунок ТНТ

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
1. Показник ізоентропи для процесу в турбіні	$k_г$	$\frac{c_p}{c_p - R_г}$	1,3025	-
2. Відносний коефіцієнт швидкості на вході в турбіну	λ_{C_0}	$\frac{c_0}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_г}{k_г + 1} \cdot R_г \cdot T_0^*}}$	0,3572	-
3. Газодинамічна функція для вхідного перетину турбіни	$\pi(\lambda_{C_0})$	$\frac{P_0}{P_0^*} = \left[1 - \frac{k_г - 1}{k_г + 1} \cdot (\lambda_{C_0})^2\right]^{\frac{k_г}{k_г - 1}}$	0,9298	-
4. Газодинамічна функція для вхідного перетину турбіни	$\tau(\lambda_{C_0})$	$\frac{T_0}{T_0^*} = 1 - \frac{k_г - 1}{k_г + 1} \lambda_{C_0}{}^2$	0,9832	-
5. Статичні параметри газу на вході до ступеня	T_0, К	$\tau(\lambda_{C_0}) \cdot T_0^*$	1244,4	-
	P_0, МПа	$\pi(\lambda_{C_0}) \cdot P_0^*$	0,86	-
	h_0, кДж/кг	$c_p \cdot T_0$	1543,0	-
6. Відносний коефіцієнт швидкості на виході з турбіни	λ_{C_2}	$\frac{c_2}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_г}{k_г + 1} \cdot R_г \cdot T_2^*}}$	0,48	-
7. Газодинамічна функція для вихідного перетину турбіни	$\pi(\lambda_{C_2})$	$\frac{P_2}{P_2^*} = \left[1 - \frac{k_г - 1}{k_г + 1} \cdot (\lambda_{C_2})^2\right]^{\frac{k_г}{k_г - 1}}$	0,87	-
8. Статичні тиск газу на виході з ступеня, МПа	P_2	$\pi(\lambda_{C_2}) \cdot P_2^*$	0,33	-
9. Наявний теплоперепад ступеня, кДж/кг	Δh_a^*	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*}\right)^{\frac{k_г - 1}{k_г}}\right]$	336,03	-
10. Статична температура газу в ізоентропійному процесі за ступенем, К	T_2	$\frac{c_p T_0^* - \Delta h_a^*}{c_p}$	994,6	-
11. Теоретична швидкість газу за сопловою решіткою (СР), яка визначається за наявним теплоперепадом ступеня, м/с	$c_{ад}$	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	819,8	-

Продовження таблиці 5.3.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
12. Віяльність ступеня	ϑ	$\frac{D_{ср_2}}{l_р}$, (у першому наближенні приймається (4,0 … 18,0)	6	11,37
13. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі	$\rho_к$	приймається 0,05 … 0,15 З габаритного розрахунку	0,05	0,18
14. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі	ρ	$\rho_к + \frac{2\vartheta - 1}{\vartheta^2}$	0,3556	0,3481
15. Кут виходу потоку із СР, град	α'_1	приймається 14 … 25 по результатах габаритного розрахунку турбіни	20	20
16. Швидкісний коефіцієнт СР	φ	приймається 0,95 … 0,98	0,96	0,96
17. Наявний теплоперепад у соплових каналах, кДж/кг	Δh^*_{ac}	$\Delta h^*_a(1-\rho)$	216,5	219,0
18. Швидкість виходу потоку газу із соплової решітки, м/с	c_1	$\varphi\sqrt{2\Delta h^*_{ac}}$	631,8	635,4
19. Оптимальна характеристика ступеня	$\nu_{ад}$	$\frac{u_1}{c_{ад}} = \frac{\varphi \cdot \cos\alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,56187	0,55866
20. Колова швидкість на середньому діаметрі за СР, м/с	u_1	$\frac{\pi \cdot n_т \cdot D_{ср_1}}{60}$, в першому наближ $D_{ср_1}=D_0$, потім – уточнюється	377,89	377,89
21. Розрахункова температура металу робочих лопаток, град	-	охолоджувана решітка лопат $T_м = T_д$	1020	1020
22. Марка матеріалу робочих лопаток	-	приймається	ЧС88	ЧС88
23. Щільність матеріалу робочих лопаток, кг/м^3	$\rho_м$	приймається	8100	8100
24. Тривала міцність матеріалу робочих лопаток, МПа	$\sigma_\tau^{T_м}$	$f(T_м)$	435	435

Продовження таблиці 5.3.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
25. Напруження розтягу в кореневому перерізі робочих лопаток, МПа	m	$0{,}6 \le m \le 1$	0,7	0,7
	μп	0,25...0,40	0,3	0,3
	$\sigma_{\text{Р}}$	$15700 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850}\right) \cdot \frac{u^2 1}{\vartheta_{\text{р}}} \cdot \frac{(m+\mu_{\text{п}})}{(m+1)}$	226,8	119,7
26. Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці, МПа	σ	$(1{,}1\ldots1{,}2) \cdot \sigma_{\text{р}}$	260,8	137,6
27. Запас міцності профільної частини робочих лопаток	$k_{\text{рл}}$	$\frac{\sigma_{\tau}^{T_{\text{м}}}}{\sigma}$	1,668	3,161
28. Перевірка умови міцності робочих лопаток	-	$k_{\text{рл}} \ge (1{,}5\ldots2{,}0)$	так	так
29. Втрати енергії с соплових каналах, кДж/кг	$q_{\text{с}}$	$(1-\varphi^2) \cdot \Delta h_{ac}^*$	16,977	17,173
30. Статичний тиск газу за СР, МПа	p_1	$p_0^* \left(1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_{\text{р}} \cdot \text{T}_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,48611	0,48225
31. Статична температура газу за СР, К	T_1	$\text{T}_0^* - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_{\text{р}}}$	1104,6	1102,8
32. Густина газу по статичних параметрах, кг/м^3	ρ_1	$\frac{p_1}{R_{\text{г}} \cdot T_1}$	1,5280	1,5184
33. Критичне відношення тисків у СР	$\frac{p_{\text{кр}}}{\text{p}_0^*}$	$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,5453	0,5453
34. Відношення тисків у СР	ε_1	$\frac{p_1}{p_0^*}$	0,5276	0,5235
35. Кут виходу потоку із соплових каналів при докритичній течії, град	α_1	$\alpha_1 = \alpha'_1$ при $\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right) \ge \left(\frac{p_{\text{кр}}}{\text{p}_0^*}\right)$	-	-

Продовження таблиці 5.3.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
36. Кут виходу потоку із соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі, град	α_1	$\arcsin\left(\sin\alpha'_1 \cdot \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}}\right)$ при $\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right) < \left(\frac{p_{кр}}{p_0^*}\right)$	20,015	20,023
37. Швидкість звуку на виході із СР, м/с	a_1	$\sqrt{k \cdot R_г \cdot T_1}$	643,72	643,18
38. Число Маху на виході із СР	M_1	$\frac{c_1}{a_1}$	0,9815	0,9879
39. Довжина вихідної кромки соплової лопатки, м	l_c	$\frac{G}{\rho_1 \cdot \pi \cdot D_{ср_1} \cdot c_1 \cdot \sin\alpha_1}$	0,0825	0,0825
40. Віяльність соплової лопатки	ϑ_c	$\frac{D_{ср_1}}{l_c}$	12,067	12,065
41. Кут розкриття проточної частини ступеня, град	$\gamma_к$	приймається	8	10
	$\gamma_п$	приймається	8	10
	γ	$\gamma_п + \gamma_к$ (приймається 4…20, наприклад: 3+3=6)	16	20
42. Осьовий зазор у ступені, м	s	приймається 0,005…0,025	0,012	0,025
43. Ширина соплових лопаток, м	B_c	$l_c \cdot (0{,}06934 + 0{,}02633 \cdot \vartheta_c + 0{,}00186 \cdot \vartheta_c^2 - 0{,}00003 \cdot \vartheta_c^3)$	0,0499	0,0499
44. Середній діаметр ступеня за СР, м	$D_{ср_1}$	$D_{ср_1} = D_0$	0,9955	0,9955
45. Довжина лопатки РР у першому наближенні, м	$l_p^{\mid}$	$1{,}05 \cdot l_c$	0,0866	0,0866
46. Ширина робочої решітки (РР) лопаток, м	B_p	$l_p^{\mid} \cdot (0{,}08722 + 0{,}02096 \cdot \vartheta + 0{,}00077 \cdot \vartheta^2 - 0{,}00001 \cdot \vartheta^3)$	0,02066	0,03556
47. Радіальний зазор робочої лопатки, м	δ_p	$l_p^{\mid} \cdot (0{,}005\ldots0{,}010)$	0,0043	0,004332

Продовження таблиці 5.3.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
48. Дійсна довжина вихідної кромки робочої лопатки, м	$l_р$	$l_с + tg\gamma \cdot (s + B_р) - \delta_р$	0,0875	0,1002
49. Середній діаметр ступеня за РР, м	$D_{ср_2}$	$D_{ср_2} = D_{ср_1}$	0,9955	0,9955
50. Дійсна віяльність робочої лопатки	$\vartheta_р$	$\frac{D_{ср_2}}{l_р}$	11,37	9,93
51. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу РР, м/с	u_2	$\frac{\pi \cdot D_{ср_2} \cdot n_т}{60}$	-	377,9
52. Кут установки соплових лопаток у решітці, град	α_0		-	90
	$\alpha_у$	$f(\alpha_0 - \alpha_1)$	-	39
53. Хорда профілю соплової лопатки, м	$b_с$	$\frac{B_с}{\sin\alpha_у}$	-	0,07933
54. Відносний крок соплових лопаток у решітці	$\bar{t}_с$	$t_с/b_с$, приймається 0,75 … 0,90	-	0,8
55. Крок соплових лопаток у решітці, розрахунковий, м	$t_c^{\mid}$	$\bar{t}_с \cdot b_с$	-	0,06347
56. Число соплових лопаток у решітці	z_c	$z_c = \text{ціле}\left(\pi \cdot D_{c_1}/t_c^{\mid}\right)$	-	49,28
	z_c	приймається	-	50
57. Дійсне значення кроку соплових лопаток у решітці, м	t_c	$\pi \cdot D_{c_1}/z_c$	-	0,06255
58. Відносна швидкість входу потоку газу в канали робочої решітки, м/с	w_1	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1}$	-	308,8
59. Кут входу потоку газу в канали робочої решітки у відносному русі, град	β_1	$\arcsin\frac{c_1 \cdot \sin\alpha_1}{w_1}$	-	44,80
60. Швидкісний коефіцієнт РР	ψ	приймається 0,94 … 0,97	-	0,95
61. Ізоентропійний теплоперепад у РР, кДж/кг	$\Delta h_{ар}$	$\rho \cdot \Delta h_a^*$	-	116,98

Продовження таблиці 5.3.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
62. Наявний теплоперепад у РР, кДж/кг	$\Delta h^*_{ар}$	$\Delta h_{ар} + \frac{w_1^2}{2}$	-	164,7
63. Відносна швидкість виходу потоку газу з каналів РР, м/с	w_2	$\psi\sqrt{2\left(\Delta h^*_{ар} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}\right)}$	-	545,2
64. Втрати енергії в РР, кДж/кг	$q_р$	$(1-\psi^2)\frac{w_2^2}{2\psi^2}$	-	16,05
65. Статична температура газу за РР, К	T_2	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot c_р}$	-	1021,4
66. Густина газу по статичних параметрах за РР, кг/м^3	ρ_2	$\frac{p_2}{R_г \cdot T_2}$	-	1,110
67. Швидкість звуку на виході з РР, м/с	a_2	$\sqrt{k \cdot R_г \cdot T_2}$	-	619,0
68. Число Маху на виході з РР	M_{w_2}	$\frac{w_2}{a_2}$	-	0,8807
69. Кут виходу потоку газу з РР у відносному русі, град	β_2	$\arcsin\frac{G + G_{ох}}{\rho_2 \cdot \pi \cdot D_{ср_2} \cdot w_2 \cdot l_р}$	-	27,49
70. Кут установки профілів робочих лопаток у решітці, град	$\beta_у$	$f(\beta_1 - \beta_2)$	-	65
71. Хорда профілю робочої лопатки, м	$b_р$	$\frac{B_р}{\sin\beta_у}$	-	0,03924
72. Відносний крок робочих лопаток у решітці	$\bar{t}_р$	$t_р / b_р = 0{,}4 \cdot \rho + 0{,}6$	-	0,7393
73. Розрахунковий крок робочих лопаток у решітці, м	$t_р^{\mid}$	$\bar{t}_р \cdot b_р$	-	0,02901
74. Число робочих лопаток у решітці	$z_р$	$\text{ціле}\left(\pi \cdot D_{c_2}/t_р^{\mid}\right)$	-	107,8
	$z_р$	приймається	-	108
75. Дійсне значення кроку робочих лопаток, м	$t_р$	$\pi \cdot D_{c_2}/z_р$	-	0,02896
76. Абсолютна швидкість виходу потоку газу з РР, м/с	c_2	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_2 \cdot \cos\beta_2}$	-	272,91

Продовження таблиці 5.3.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
77. Втрати енергії з вихідною швидкістю, кДж/кг	$q_{вих}$	$\frac{c_2^2}{2}$	-	37,24
78. Колова складова абсолютних швидкостей газу за СР, м/с	c_{1u}	$c_1 \cdot \cos\alpha_1$	-	597,0
79. Кут виходу потоку газу з ступенем, град	α_2	$\arccos\frac{w_2 \cdot \cos\beta_2 - u_2}{c_2}$	-	67,21
80. Колова складова абсолютних швидкостей газу за РР, м/с	c_{2u}	$c_2 \cdot \cos\alpha_2$	-	105,73
81. Колова робота ступеня, кДж/кг	l_u	$u_1 \cdot c_{1u} + u_2 \cdot c_{2u}$	-	265,6
82. Коловий ККД ступеня	η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	-	0,7903
83. Характеристики ущільнення діафрагми число щілин	z	приймається з конструкції ущільнення 4 … 8	-	4
коефіцієнт витрати	μ	приймається (прямотоковий лабіринт) 0,88 … 1,0	-	0,95
радіальний зазор, м	$\delta_щ$	приймається 0,0004 … 0,0008	-	0,0006
діаметр втулки, м	$d_{вт}$	0,25 ... 0,30 приймається з конструкції турбіни	-	0,3
кільцева площа щілини, м^2	F	$\pi \cdot d_{вт} \cdot \delta_щ$	-	0,000565
84. Витоки крізь ущільнення діафрагми, кг/с	$G_{уд}$	$\mu \cdot f\sqrt{\frac{P_0^2 - P_1^2}{z \cdot R_г \cdot T_0}}$	-	0,3177
85. Коефіцієнт утрат від витоків крізь ущільнення діафрагми	$\xi_{уд}$	$\frac{G_{уд}}{G}\eta_u$	-	0,002945
86. Еквівалентний радіальний зазор для необандажених робочих лопаток	δ_e	$0{,}75 \cdot \delta_р$	-	0,0032
87. Коефіцієнт утрат від витоків крізь радіальний зазор робочих лопаток	$\xi_{заз}$	$\frac{\left(1+\frac{1}{\vartheta}\right) \cdot \delta_e \cdot \eta_u}{l_c \cdot \sin\alpha_1}\sqrt{\rho + \frac{1{,}8}{\vartheta}}$	-	0,0704

Продовження таблиці 5.3.1.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Наближення	
			1	2
88. Середня густина потоку в робочих каналах, кг/м^3	$\rho_{ср}$	$0{,}5 \cdot (\rho_1 + \rho_2)$	-	1,3141
89. Коефіцієнт	$K_т$	приймається (0,58 … 1,15)·10^{-3}	-	0,001
90. Коефіцієнт утрат від тертя диска о газ	$\xi_{тр}$	$K_т \frac{D_{ср_1}}{l_с \cdot \sin\alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{ср}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{ад}}\right)^3$	-	0,0037
91. Внутрішній ККД ступеня	η_i	$\eta_u - \xi_{уд} - \xi_{заз} - \xi_{тр}$	-	0,7133
92. Камерні втрати в ступені, кДж/кг	$q_{кам}$	$\Delta h_a^* \cdot (\xi_{уд} + \xi_{заз} + \xi_{тр})$	-	25,88
93. Внутрішній теплоперепад ступеня, кДж/кг	Δh_i	$\Delta h_a^* \cdot \eta_i$	-	239,68
94. Внутрішня потужність ступеня, кВт	N_i	$\frac{(G + 0{,}5 \cdot G_{ох}) \cdot \Delta h_i}{1000}$	-	20705

По розрахункам виконуються трикутники швидкостей (рис. 5.3.1.2) та ескіз ступеня ТНТ (рис. 5.3.1.3).

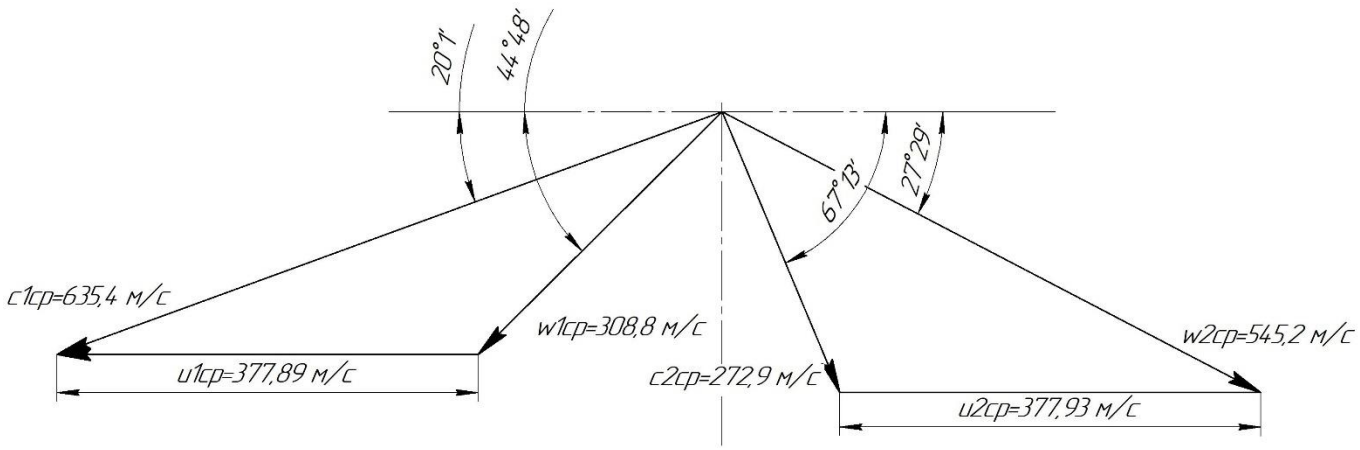


Рис. 5.3.1.2 Зображення трикутника швидкостей ступеня ТНТ

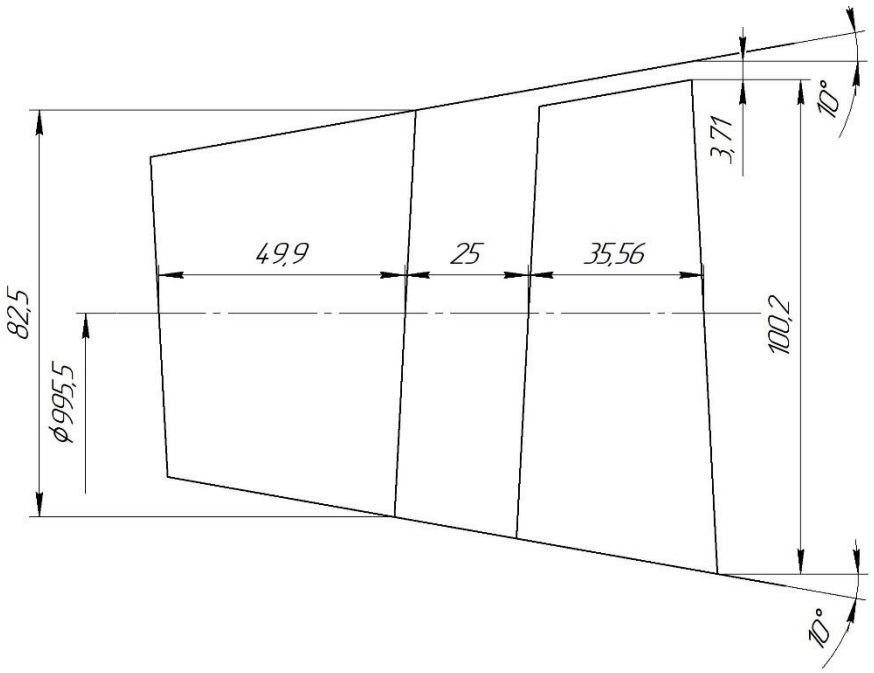


Рис. 5.3.1.3 Ескіз ступеня ТНТ

5.3.2 Розрахунок закрутки лопатки ступеня ТНТ.

Розрахунок закручування лопаток виконується за законом сталості циркуляції [2], см. табл. 5.3.2.1.

Таблиця 5.3.2.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
Початкові дані до розрахунку			
1. Середній діаметр ступеня за РР, м	$D_{ср2}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,9955
2. Дійсна довжина вихідної кромки робочої лопатки, м	$l_р$	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,1002
3. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу РР, м/с	$u_{2ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	377,89
4. Кут виходу потоку із соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі, град	$\alpha_{1ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	20,0
5. Швидкість виходу потоку газу із соплової решітки, м/с	$c_{1ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	635,4
6. Швидкісна характеристика	(u/c_1)	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,5947
7. Кут виходу потоку газу з ступенем, град	$\alpha_{2ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	67,2
8. Абсолютна швидкість виходу потоку газу з РР, м/с	$c_{2ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	272,9
9. Кут виходу потоку газу з РР у відносному русі, град	$\beta_{2ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	27,5
10. Відносна швидкість виходу потоку газу з каналів РР, м/с	$w_{2ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	545,2

Продовження таблиці 5.3.2.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
11. Швидкісний коефіцієнт СР	ϕ	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,9600		
12. Швидкісний коефіцієнт РР	ψ	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,9500		
Розрахунок			біля кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1. Радіус перерізу, м	r	За відомими значеннями $D_{ср2}$, $l_р$	0,4476	0,4977	0,5479
2. Відносний радіус	$\bar{r}$	$\frac{2*r}{D_{ср2}}$	0,8993	1,0000	1,1007
3. Колова швидкість, м/с	u	$u_{2ср}*\bar{r}$	339,8	377,9	415,9
4. Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки, м/с	c_1	$\frac{c_{1ср}}{\bar{r}}\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)*sin^2\alpha_{1ср}}$	698,6	635,4	584,4
5. Кут виходу потоку із соплового апарата, град	α_1	$arctg(\bar{r}*tg\alpha_{1ср})$	18,15	20,02	21,86
6. Характеристика ступеня	u/c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{ср}*\frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)*sin^2\alpha_{1ср}}}$	0,4865	0,5947	0,7117
7. Кут входу потоку до робочої решітки, град	β_1	$arctg\left(\frac{\bar{r}*tg\alpha_{1ср}}{1-\left(\frac{u}{c_1}\right)_{ср}*\frac{\bar{r}^2}{cos\alpha_{1ср}}}\right)$	33,88	44,80	59,83
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки, м/с	w_1	$\frac{c_{1ср}*sin\alpha_{1ср}}{sin\beta_1}$	390,3	308,8	251,6

Продовження таблиці 5.3.2.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення		
9. Кут виходу потоку з робочої решітки, град	β_2	$arctg\left(\frac{c_{2ср} * sin\alpha_{2ср}}{\bar{r} * u_{2ср} + \frac{c_{2ср} * cos\alpha_{2ср}}{\bar{r}}}\right)$	28,81	27,49	26,17
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки, м/с	w_2	$\frac{w_{2ср} * sin\beta_{2ср}}{sin\beta_2}$	522,0	545,2	570,5
11. Кут виходу потоку зі ступеня, град	α_2	$arctg(\bar{r} * tg\alpha_{2ср})$ при $\alpha_{2ср} < 90°$ $180° + arctg(\bar{r} * tg\alpha_{2ср})$ при $\alpha_{2ср} > 90°$	64,95	67,21	69,10
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем, м/с	c_2	$\frac{w_{2ср} * sin\beta_{2ср}}{sin\alpha_2}$	277,71	272,91	269,31
13. Міра реактивності	ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,2204	0,3481	0,4451

За результатами розрахунку будуються трикутники швидкостей на кореневому, середньому та периферійному діаметрі (рис. 5.3.2.1).

Інв. № подл	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв № дубл.	Підпис і дата

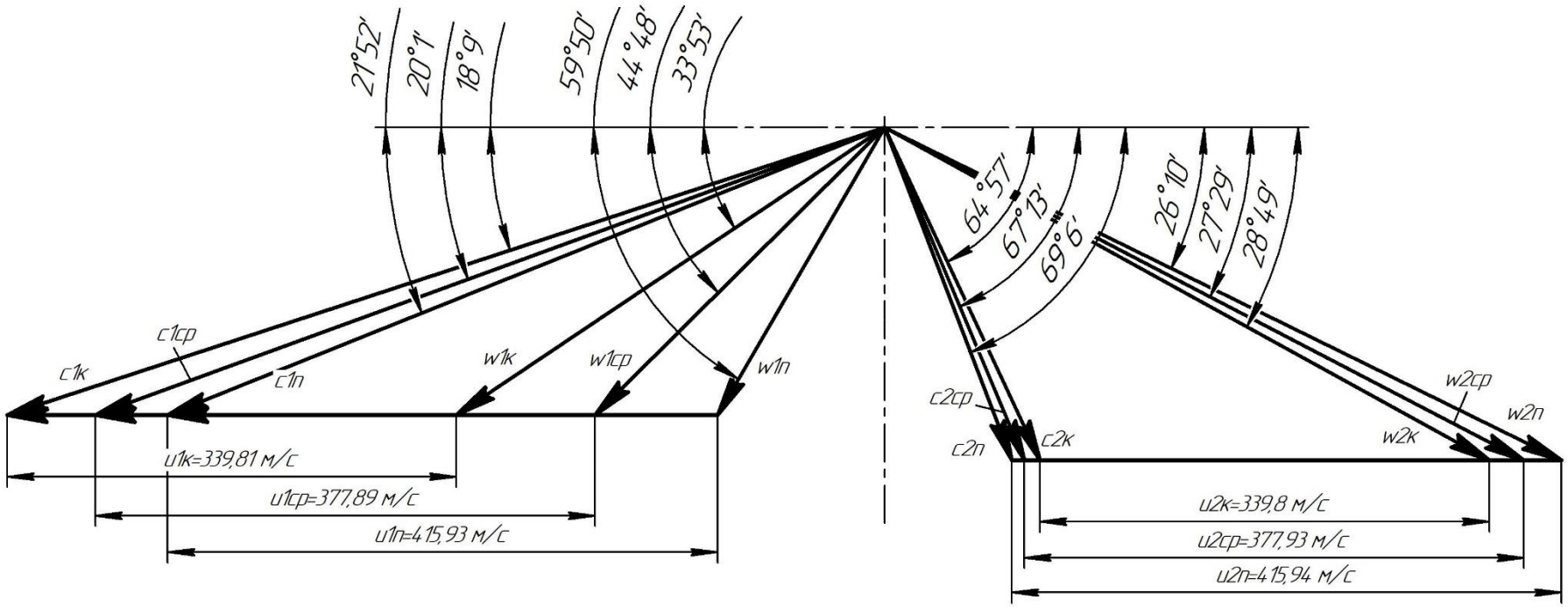


Рис. 5.3.2.1 Зображення трикутників швидкостей ступеня ТНТ

5.3.3 Розрахунок для профілювання лопатки ТНТ

Таблиця 5.3.3.1

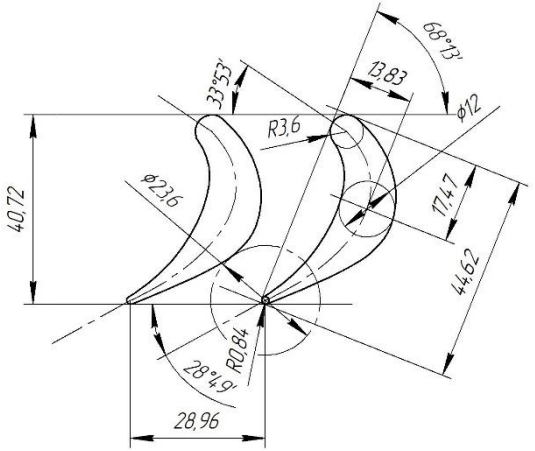
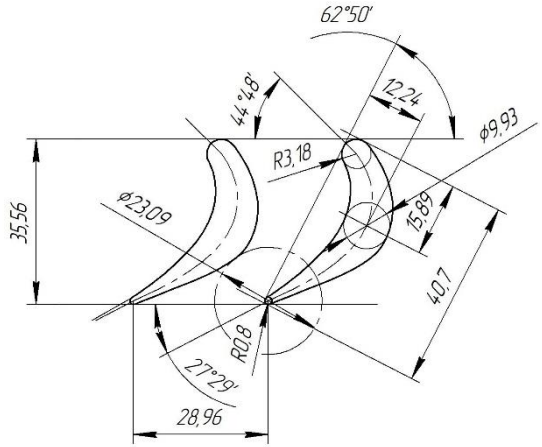
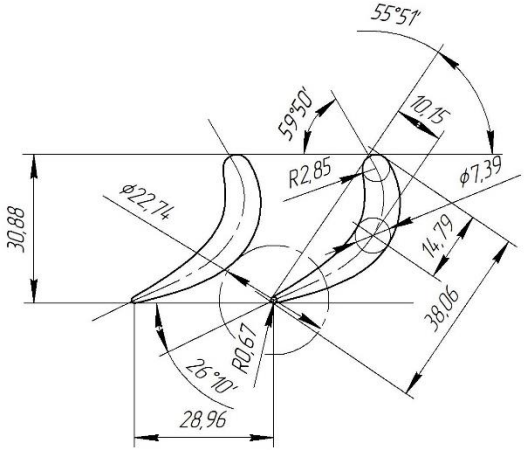
Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Кореневий переріз	Переріз на середньому діаметрі	Переріз на периферії
1. Ширина робочої решітки (РР) лопаток, м	$B_р$	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,04072	0,03556	0,03088
2. Крок решітки, м	$t_р$	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,02896	0,02896	0,02896
3. Відносний крок робочих лопаток у решітці	$\bar{t}_р$	$t_р / b_р = 0{,}4 \cdot \rho + 0{,}6$	0,6881	0,7392	0,7780
4. Кут установки профілів робочих лопаток у решітці, град	$\beta_у$	$57{,}84 - 0{,}3929 * \beta_1 + 0{,}8221 * \beta_2$	68,21	62,83	55,85
5. Хорда лопатки, м	b	$\left(\frac{1}{sin\beta_у} + 0{,}054 * \left(1 - \frac{1}{sin\beta_у}\right)\right) * B_р$	0,04368	0,03973	0,03697
6. Найбільша товщина профілю, м	δ_{max}	$\delta_{max} \leq t_р * (1 - sin\beta_2)$ для кореневого перерізу $\delta_{max} = (0{,}15 \ldots 0{,}20) * b$ для середнього перерізу $\delta_{max} \geq (0{,}04 \ldots 0{,}045) * b$ для переферійному перерізу	0,012001	0,009933	0,007394
7. Максимальна відносна товщина профілю	$\bar{\delta}_{max}$	δ_{max}/b	0,2747361	0,2500	0,2000
8. Радіус вихідної кромки, м	r_2	(0,003...0,08)*δ_{max} для кореневого перерізу (0,08...0,16)*δ_{max}для переферійному перерізу	0,00084	0,000795	0,000665
9. Радіус вхідної кромки, м	r_1	$(0{,}115 \ldots 0{,}385) * \delta_{max}$	0,0036	0,00317	0,00285

Продовження таблиці 5.3.3.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Кореневий переріз	Переріз на середньому діаметрі	Переріз на периферії
10. Довжина розгортки профілю, м	$L_{пр}$	$(1{,}32 - 0{,}125 * sin\beta_1 - 0{,}176 * sin\beta_2 + 0{,}367 * \bar{\delta}_{max}) * b$	0,05532	0,0494	0,04465
11. Відстань, виміряна по хорді, від вихідної кромки до центра кола максимального діаметра, м	x_δ	$0{,}4 * b$	0,017473	0,01589	0,01479
12. Відносна відстань, виміряна по хорді, від вихідної кромки до центра кола максимального діаметра	$\bar{x}_\delta$	x_δ / b	0,4	0,4	0,4
13. Кут загострення вхідної кромки, град	φ_1	$3{,}51 \cdot arctg \frac{\delta_{max}/(2 - r_1)}{\bar{x}_\delta \cdot L_{пр} - r_1}$	63,10	58,66	48,62
14. Кут загострення вихідної кромки, град	φ_2	Приймається	5	5	5
15. Кут відгина, град	γ	$\varphi_2 + 2$	7	7	6
16. Кут відставання потоку, град	$\Delta\beta_2$	$4{,}13 + 26{,}66 * \bar{\delta}_{max} - 0{,}2759 * \gamma - 4{,}28 * \bar{t}_р$	6,577	5,699	4,476
17. Кут решітки, град	β_2'	$\beta_2 - \Delta\beta_2$	22,24	21,79	21,69
18. Ширина вихідного перерізу лопаткового каналу, м	a	$t_р \cdot sin\beta_2'$	0,01096	0,01075	0,01070

За отриманими цифрами виконуються креслення профілей лопатки і розраховується площина (табл. 5.3.3.2):

Таблиця 5.3.3.2

Кореневий переріз	Переріз на середньому діаметрі	Переріз на периферії
		
F=0,0004053 м^2	F=0,00030584 м^2	F=0,00023620 м^2

5.3.4 Міцністний розрахунок робочої лопатки ТНТ

5.3.4.1. Розрахунок робочих лопаток на міцність від дії відцентрових сил.

Напруження розтягу у профільній частині робочої лопатки від дії відцентрових сил визначаються за формулою

$$\sigma_p = \frac{C}{F},$$

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2;

$C = \rho\omega^2 \int_r^R rFdr + C_б$ – відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н,

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова швидкість обертання ротора;

$C_б = \frac{2\pi}{z}\rho\omega^2 r_б^2 \Delta_б h_б$, Н – відцентрова сила від ваги бандажної полиці.

Для визначення відцентрової сили C розіб'ємо профільну частину лопатки на 10 розрахункових перерізів, які рівномірно віддалені один від одного (рис. 5.3.4.1). Використовуючи метод чисельного інтегрування можна записати, що

$$C = \rho\omega^2 \Delta r \sum_{j=2} (rF)_{j-1,j}^{cp},$$

де j – номер перерізу.

ρ - густина матеріалу.

Всі розрахунки зведені до таблиць 5.3.4.1.1, 5.3.4.1.2.

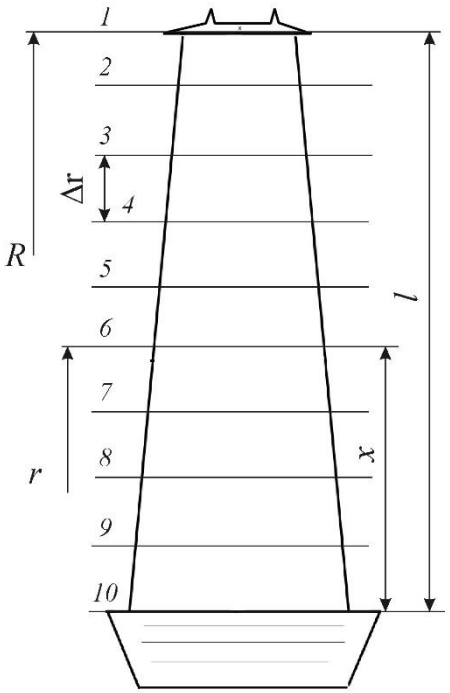


Рис. 5.3.4.1 До розрахунку робочої лопатки

Таблиця 5.3.4.1.1 Розрахунок робочих лопаток на міцність від дії відцентрових сил

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення		Значення
1. Площа профілю неохолоджувальної лопатки, м^2	F	Кореневий перетин за профілюванням лопатки		0,0004053
		Середній перетин за профілюванням лопатки		0,00030584
		Периферійний перетин за профілюванням лопатки		0,00023620
2. Площа профілю охолоджувальної лопатки, м^2	kox	0,55…0,75		0,7
	Fox	$k_{\text{ох}} * F$	Кореневий перетин	0,00028368
			Середній перетин	0,00021409
			Периферійний перетин	0,00016534
3. Марка матеріалу робочих лопаток	-	приймається		ЧС88
4. Щільність матеріалу робочих лопаток, кг/м^3	$\rho_{\text{м}}$	приймається		8100
5. Число робочих лопаток у решітці	z	приймається		108
6. Радіус центра ваги бандажної полиці, м	$r_{\text{б}}$	приймається		0,547
7. Товщина бандажної полиці, м	$\Delta_{\text{б}}$	приймається		0,003
8. Ширина бандажної полиці, м	$h_{\text{б}}$	приймається		0,036
9. Довжина лопатки, м	l	приймається		0,1002
10. Радіус периферійного перерізу лопатки, м	r	приймається		0,54515
11. Частота обертання ротора, об/хв	n	З габаритного розрахунку		7249,9
12. число розрахункових перерізів	k	приймається		10
13. Константа	m	$\frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{ср}}}}{\lg 2}$		0,76592
14. Константа	a	$\frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m}$		0,00068929

Продовження таблиці 5.3.4.1.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
15. Кутова швидкість обертання ротора, м/с	ω	$\frac{\pi n}{30}$	759,2
16. Відцентрова сила від ваги бандажної полиці, Н	$C_б$	$\frac{2\pi}{z}\rho\omega^2 r_б^2 \Delta_б h_б$	8777,2
17. Відстань за радіусом між розрахунковими перерізами, м	Δr	$\frac{l}{k-1}$	0,011133
18. Комплекс	A	$\rho\omega^2 \frac{\Delta r}{2}$	25989569,2

Таблиця 5.3.4.1.2 Розрахунок робочих лопаток на міцність від дії відцентрових сил

1	2	3	4	5	6	7	8	9
j	$\bar{x} = \frac{x}{l}$	$x = \bar{x}l$ м	r м	F м^2	r·F, м^3	$\frac{2}{\Delta r}\int_r^R rFdr$ м^3	$C = \rho\omega^2 \int_r^R rFdr + C_б$ Н	$\sigma_p = \frac{C}{F} \cdot 10^{-6}$ МПа
	$\frac{k-j}{k-1}$	$(2) \cdot l$	$(4)_j = (4)_{j-1} - \Delta r$	$F = F_0 - ax^m$	$(4) \cdot (5)$	$(7)_{j-1} + (6)_{j-1} + (6)_j$	$A \cdot (7) + C_б$	$\frac{(8)}{(5)} \cdot 10^{-6}$
1	1,0000	0,1002	0,5452	0,00016534	9,01351E-05	0	8777,2	53,09
2	0,8889	0,0891	0,5340	0,000175549	9,37459E-05	0,000183881	13556,2	77,22
3	0,7778	0,0779	0,5229	0,000186061	9,72883E-05	0,000374915	18521,1	99,54
4	0,6667	0,0668	0,5118	0,000196933	0,00010078	0,000572984	23668,9	120,19
5	0,5556	0,0557	0,5006	0,000208239	0,000104248	0,000778012	28997,4	139,25
6	0,4444	0,0445	0,4895	0,000220091	0,000107731	0,000989991	34506,7	156,78
7	0,3333	0,0334	0,4784	0,000232667	0,000111296	0,001209018	40199,1	172,78
8	0,2222	0,0223	0,4672	0,000246286	0,000115069	0,001435384	46082,2	187,11
9	0,1111	0,0111	0,4561	0,00026169	0,000119353	0,001669805	52174,8	199,38
10	0,0000	0,0000	0,4450	0,000283682	0,000126224	0,001915382	58557,2	206,42

5.3.5 Розрахунок робочих лопаток на напруження газодинамічного згину.

Таблиця 5.3.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки, град	$\beta_у$	з профілювання лопатки	68,21
2. Хорда профілю кореневого перерізу, м	b	з профілювання лопатки	0,04462
3. Найбільша товщина профілю кореневого перерізу, м	δ	з профілювання лопатки	0,012
4. Найбільша висота підйому середньої лінії профілю, м	h	з профілювання лопатки	0,01383
5. Витрата робочого тіла на вході в турбіну, кг/с	G	З розрахунку схеми ГТД	85,25
6. Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки, м/с	c_1	Із розрахунку осьової газової турбіни	635,41
7. Абсолютна швидкість потоку за ступенем, м/с	c_2	Із розрахунку осьової газової турбіни	272,9
8. Статичний тиск газу за СР, МПа	p_1	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,4823
9. Статичні тиск газу на виході з ступеня, МПа	p_2	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,3265
10. Кут виходу потоку із соплового апарата, град	α_1	із розрахунку закрутки робочої лопатки	20,02
11. Кут виходу потоку зі ступеня, град	α_2	із розрахунку закрутки робочої лопатки	67,21
12. Середній діаметр на виході з робочої решітки, м	$D_{ср}$	Із розрахунку осьової газової турбіни	0,9955
13. Кут зсуву координатних систем, град	α	$90° - \beta_у$	21,79

Продовження таблиці 5.3.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
14. Моменти опору кореневого перерізу для двох точок профілю А і С, м^3	$W_{\eta A}$ $W_{\eta C}$	$-0{,}053\frac{b\cdot\delta^3}{h}\cdot\left[1+\left(\frac{h}{\delta}\right)^2\right]$	-6,8795E-07
15. Момент опору кореневого перерізу для точки профілю В, м^3	$W_{\eta B}$	$0{,}084b\delta^2\frac{1+\left(\frac{h}{\delta}\right)^2}{1+0{,}46\frac{h}{\delta}}$	8,2124E-07
16. Момент опору кореневого перерізу для точки профілю А, м^3	$W_{\zeta A}$	$-0{,}088b^2\delta$	-2,1024E-06
17. Момент опору кореневого перерізу для точки профілю В, м^3	$W_{\xi B}$	$W_{\xi B}=-\infty$	-
18. Момент опору кореневого перерізу для точки профілю С, м^3	$W_{\zeta C}$	$0{,}066b^2\delta$	1,5768E-06
19. Газодинамічна сила колова, Н	P_U	$\frac{G}{z}(c_1\cos\alpha_1+c_2\cos\alpha_2)$	554,679
20. Газодинамічна сила осьова, Н	$P_{\text{а}}$	$\frac{G}{z}(c_1\sin\alpha_1-c_2\sin\alpha_2)+\frac{\pi D_{\text{ср}}}{z}l(p_1-p_2)$	425,177
21. Проекції газодинамічної сили на головні осі інерції, Н	P_ξ	$P_{\text{а}}\sin\alpha+P_U\cos\alpha$	672,876
	P_η	$P_{\text{а}}\cos\alpha-P_U\sin\alpha$	188,898
22. Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки для точки А, МПа	$\sigma^z_{\text{иоА}}$	$-\frac{P_\xi\frac{l}{2}}{W_{\eta A}}-\frac{P_\eta\frac{l}{2}}{W_{\xi A}}$	53,503
23. Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки для точки В, МПа	$\sigma^z_{\text{иоВ}}$	$-\frac{P_\xi\frac{l}{2}}{W_{\eta\text{В}}}-\frac{P_\eta\frac{l}{2}}{W_{\xi\text{В}}}$	-41,049
24. Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки для точки С, МПа	$\sigma^z_{\text{иоС}}$	$-\frac{P_\xi\frac{l}{2}}{W_{\eta\text{С}}}-\frac{P_\eta\frac{l}{2}}{W_{\xi\text{С}}}$	43,00

Продовження таблиці 5.3.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
25. Максимальні напруження згину, МПа	$\lvert\sigma^{z}_{ио}\rvert$	(по модулю з трьох знайдених)	53,503
26. Сумарні напруження в кореневому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину), МПа	σ_{Σ}	$\sigma_{\text{ро}} + 0{,}2\lvert\sigma^{z}_{\text{ио}}\rvert$	217,12
27. Температура випробувань, К	T		1020
28. Константа	C		20
29. Час до руйнування, час	τ		20000
30. Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ	$\text{P}_{\text{л}}$	$\text{T}(\lg\tau + C)$	24787,1
31. Значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури, МПа	$\sigma_{\text{дл}}$	$8856{,}10 - 0{,}56098 \cdot P_{\text{л}} + 8{,}90164 \cdot 10^{-6} \cdot (\text{P}_{\text{л}})^2$	420,21
32. Запас міцності профільної частини робочих лопаток	n	$\frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}}$	1,94

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток становить $[n] = 1{,}5\ldots2{,}5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

5.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки УПГ. Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі турбін НУК. Розташування трубок вказано на рис. 5.4.1, схема компоновки - на рис. 5.4.2,.

Таблиця 5.4.1 Вихідні дані розрахунку утилізаційного парогенератора

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Паропродуктивність УПГ по перегрітий парі, кг/с	$G_{ПП}$	З детального теплового розрахунку	10,04
2. Витрата газу на вході, кг/с	$G_{УПГ}$	З детального теплового розрахунку	88,05
3. Газова постійна газу в УПГ, кДж/(кг·К)	R	З детального теплового розрахунку	0,3012
4. Температура газу на вході з УПГ, К	T4	З детального теплового розрахунку	775,1
5. Температура газу за ВП, К	Твп	З детального теплового розрахунку	508,15
6. Температура газу на виході з УПГ, К	T6	З детального теплового розрахунку	437,2
7. Температура перегрітої пари, К	Тпп	З детального теплового розрахунку	730
8. Температура насиченої пари, К	$T_{ВН}$	З детального теплового розрахунку	491,15
9. Тиск пари в сепараторі, МПа	Рку	З детального теплового розрахунку	2,4
10. Тиск газу на вході в УПГ, МПа	$P_{УПГ}^{вх}$	З детального теплового розрахунку	0,1066
11. Ентальпія поживної води, при Тпв, кДж/кг	$h_{пв}$	З детального теплового розрахунку	125
12. Ентальпія живильної води на вході в економайзер УПГ, кДж/кг	$h_{в1э}$	З детального теплового розрахунку	394,8
13. Коефіцієнт втрат тиску в економайзері	$\nu_{ек}$	Задається	0,96
14. КВПТ у УПГ. Вихід пара з СП – вихід з УПГ	$\nu_{пп}$	З детального теплового розрахунку	0,97
15. Коефіцієнт відновлення повного тиску газовідводу	$\nu_{гв}$	З детального теплового розрахунку	0,98

Таблиця 5.4.2 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Середня температура газу в УПГ, К	Тср	$(T_4 + T6)/2$	606,15
2. Середня питома теплоємність газу в УПГ, кДж/(кг·К)	Срг	$f(\mathrm{T_{ср}}; \alpha)$	1,090
3. Ентальпія перегрітої пари, кДж/кг	hпп	f (Тпп; Рку)	3374
4. Ентальпія насиченої пари, кДж/кг	hв	f (Твн; Рку)	2820
5. Температура газу за ПП, К	Т5	$T_4 - (\frac{Q_{\text{пп}}}{G_{\text{УПГ}} \cdot C_{\text{РГ}}})$	717,1
6. Тепловий потік для кожного трубного пучка			
6.1. ПП, кДж/кг	Qпп	Gпп·(hпп–hв)	5562,2
6.2. ИП, кДж/кг	Qвп	GУПГ·Срг·(Т5 –Твп)	20058,2
6.3 ЕП, кДж/кг	Qеп	GУПГ·Срг·(Твп-Т6)	6809,4
7. Середньологаріфмічний температурний напір по пучкам			
7.1. Пароперегрівний пучок			
7.1.1. Температура насиченої пари, К	$\mathrm{T_{ВН}}$	-	491,2
7.1.2. Температурний напір, К	$\Delta\mathrm{T_{ПП}}$	$\mathrm{T_4}$-$\mathrm{T_{ПП}}$	45,1
7.1.3. Середньологаріфмічний температурний напір, К	$\Delta\mathrm{t_{ср.пп}}$	$\frac{(\mathrm{T_5}-\mathrm{T_{ВН}})-\Delta\mathrm{T_{ПП}}}{\ln(\frac{\mathrm{T_5}-\mathrm{T_{ВН}}}{\Delta\mathrm{T_{ПП}}})}$	112,2
7.2. Випарний пучок			
7.2.1. Температура води на виході з ЕП, К	$\mathrm{T_{В2е}}$	Твн-ΔТне, де ΔТне=15…25 С	471,2
7.2.2. Температурний напір, К	$\Delta\mathrm{T_{ВП}}$	$\mathrm{T_{ВП}}$-$\mathrm{T_{ВН}}$	17,0
7.2.3. Середньологаріфмічний температурний напір, К	$\Delta\mathrm{t_{ср.вп}}$	$\frac{(\mathrm{T_5}-\mathrm{T_{В2е}})-\Delta\mathrm{T_{ВП}}}{\ln(\frac{\mathrm{T_5}-\mathrm{T_{В2е}}}{\Delta\mathrm{T_{ВП}}})}$	85,7
7.3. Економайзерний пучок			
7.3.1. Ентальпія живильної води на вході в СП, кДж/кг	$h_{\text{жв}}$	$h_{\text{ПВ}}$	125,0

Продовження таблиці 5.4.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
7.3.2. Ентальпія води в СП, кДж/кг	$h_{всп}$	$(T_{ВН}-273)\times 4{,}1868$	913,4
7.3.3. Кратність циркуляції	$k_ц$	приймається	1,5
7.3.4. Ентальпія води на вході в ЕП, кДж/кг	h_{B1e}	-	394,8
7.3.5. Тиск води на вході в ЕП, МПа	P_{B1e}	$P_{ку}/(\nu_{ек}*\nu_{пп})$	2,577
7.3.6. Температура води на вході в ЕП, К	T_{B1e}	$\frac{h_{B1e}}{4{,}187*(1{,}0002+0{,}006*P_{B1e})}+273$	365,8
7.3.7. Середньологаріфмічний температурний напір, К	$\Delta t_{ср.еп}$	$\frac{(T_6-T_{B1e})-(T_{ВП}-T_{B2e})}{\ln(\frac{T_6-T_{B1e}}{T_{ВП}-T_{B2e}})}$	52,3
8. Коефіцієнт теплопередачі по пучкам УПГ			
8.1. Економайзер, Вт/(м^2·град)	Кеп	приймається (300…450)	320,0
8.2. Випарний пучок, Вт/(м^2·град)	Квп	приймається (335…500)	350,0
8.3. Пароперегрівач, Вт/(м^2·град)	Кпп	приймається (220…350)	240,0
9. Площі теплопередаючих поверхонь трубних пучків			
9.1. Економайзер, м^2	$F_{еп}$	$\frac{Q_{еп}.3600}{K_{еп}.\Delta t_{еп}}$	1464,4
9.2. Випарний пучок, м^2	$F_{вп}$	$\frac{Q_{вп}.3600}{K_{вп}.\Delta t_{вп}}$	2407,4
9.3. Пароперегрівач, м^2	$F_{пп}$	$\frac{Q_{пп}.3600}{K_{пп}.\Delta t_{пп}}$	743,3
10.Оцінка габаритів газоходу по випарному пучку			
10.1. Середня швидкість газу в міжтрубному просторі, м/с	Wг	приймається	25,5
10.2. Тиск газу на виході з УПГ, МПа	$P^{вых}_{УПГ}$	$0{,}101325/\nu_{ГВ}$	0,10339
10.3. Середній тиск газів в УПГ, МПа	$P_{ср}$	$\frac{1}{2}(P^{вх}_{УПГ}+P^{вых}_{УПГ})$	0,1050

Продовження таблиці 5.4.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
10.4. Середня температура в УПГ, К	$T_{ср}$	$\frac{1}{2}(T_4+T_6)$	606,2
10.5. Середня щільність газу, кг/м3	$\rho_{ср}$	$\frac{P_{ср}}{T_{ср}.R}$	0,5751
10.6. Крок розташування ребер на трубці, м	$S_р$	приймається	0,012
10.7. Крок розташування труб по горизонталі, м	S1	приймається	0,046
10.8. Крок розташування труб по вертикалі, м	S2	приймається	0,046
10.9. Діаметр оребреної труби, м	Dp	приймається	0,052
10.11. Зовнішній діаметр трубки, м	dн	приймається	0,020
10.12. Внутрішній діаметр трубки, м	dв	приймається	0,018
10.13. Товщина ребра, м	δр	приймається	0,001
10.14. Ширина трубного пучка для квадратного газоходу УПГ, м	$B_{кг}$	$\sqrt{\frac{G_{УПГ}.S_P.S_2}{\rho_{ср}.W_Г[S_P.(S_2-d_н)-\delta_p(D_P-d_н)]}}$	3,440
		приймається	3,500
10.15. Площина живого перерізу газоходу УПГ, м^2	$F_{ЖС}$	$B_{кг}^2$	12,3
11. Кількість труб в ряду для пучка обраної геометрії	Z_1	$\frac{B_{кг}}{2 \cdot S_2}$	38,04
		приймається	39
12. Довжина трубного пучка, м	L	$Z1 \cdot S2 + Dp$	1,846
13. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, м^2	$f_{от}$	$\frac{\pi \cdot B_{кг}}{S_p}[d_н(S_P-\delta_P)+0,5 \cdot (D_P^2-d_н^2)+\delta_P \cdot D_P]$	1,305
14. Кількість рядів труб по висоті трубного пучка			
14.1. Пароперегрівний пучок	$Z_{пп}$	$\frac{F_{пп}}{f_{от}.Z_1}$	14,607

Продовження таблиці 5.4.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
		приймається	15
14.2. Випарний пучок	$Z_{вп}$	$\frac{F_{вп}}{f_{от}.Z_1}$	47,3
		приймається	48
14.3. Економайзерний пучок	$Z_{еп}$	$\frac{F_{еп}}{f_{от}.Z_1}$	28,8
		приймається	29
15. Висота трубного пучка			
15.1. Пароперегрівний пучок, м	$H_{пп}$	$Z_{пп}.S_1+D_P$	0,742
15.2. Випарний пучок, м	$H_{вп}$	$Z_{вп}.S_1+D_P$	2,260
15.3. Економайзерний пучок, м	$H_{еп}$	$Z_{еп}.S_1+D_P$	1,386
16. Висота УПГ без підвідних і відвідних патрубків, м	Нупг	(Нпп + Нвп + Неп) + 0,8	5,188
		приймається	5,200

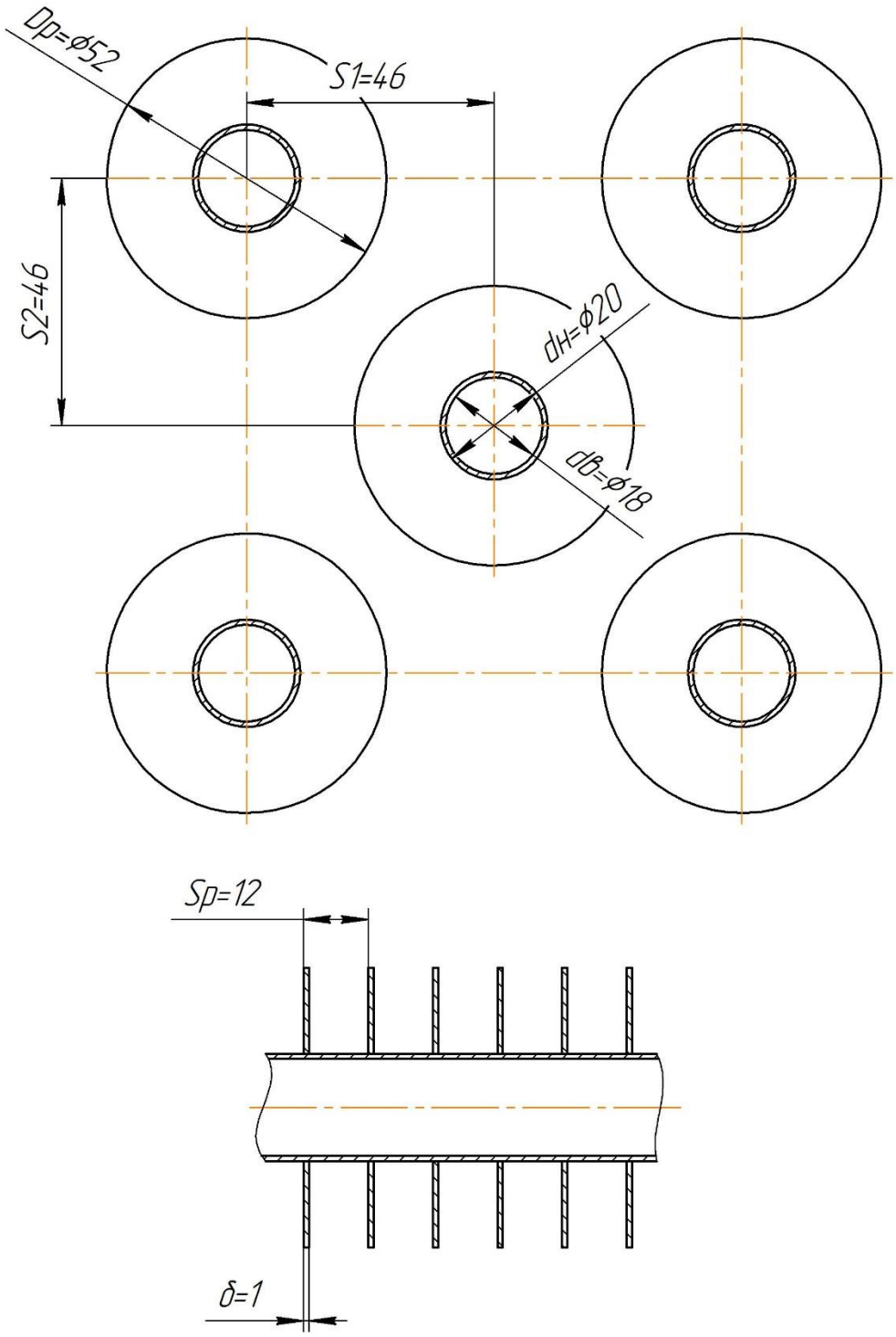


Рис. 5.4.1 Геометрія трубного пучка

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.ПЗ	Арк. 103

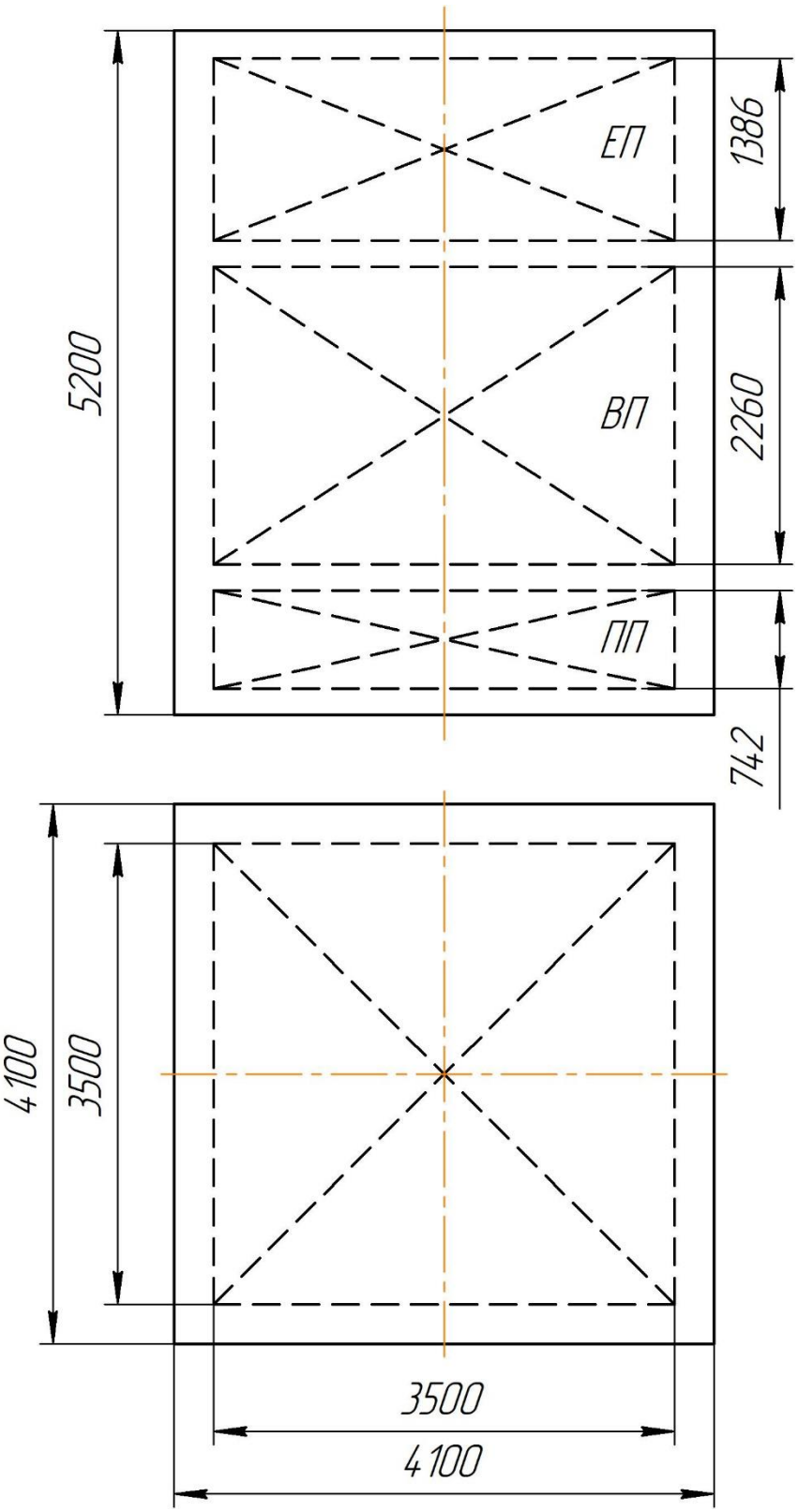


Рис. 5.4.2 Габаритно-компоновочний ескіз УПГ

5.5 Габаритний розрахунок парової турбіни

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також для можливості здійснення компоновки парової турбіни (ПТ), визначення типу облопативання турбіни, у тому числі регуліровочного ступіня, кількісті ступінів турбіни, їх середні діаметри. Вихідними даними для розрахунку ПТ є дані отримані із детального теплового розрахунку схеми комбінованого ГТА з ТУК та розрахунку параметрів ТУК одного тиску.

Результати розрахунку габаритних розмірів ПТ наведені у таблиці 5.5.1

Таблиця 5.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Ефективна потужність парової турбіни, кВт	Ne	З теплового розрахунку	8563
2. Тиск пари перед паровою турбіною, МПа	$P_{ЗПТ}$	З теплового розрахунку	2,212
3. Відносні витрати пари на власні потреби ТУК	$\delta_{пп}$	Приймається	0,012
4. Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі, кг/с	Gпп	З теплового розрахунку	10,04
5. Витрата пари на ПТ, кг/с	Gпт	$G_{пп}(1-\delta_{пп})_{вх}$	9,920
6. Тиск в конденсаторі, МПа	Pz	З теплового розрахунку	0,005
7. Швидкість пари у вихлопному патрубку, м/с	Cx	Приймаємо (60…100)	80,0
8. Швидкісний коефіцієнт вихлопного патрубку	ψx	Приймаємо (0,90…0,95)	0,92
9. Втрати енергії у вихлопному патрубку, кДж/кг	qx	$\frac{C_x^2}{2\psi_x^2}10^{-3}$	3,781
10. Тиск пари за паровою турбіною, МПа	Px	$P_x = P_z$+0,0001	0,0051

Продовження табл. 5.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
11. Ентальпія пари перед соплами парової турбіни, кДж/кг	h_0^*	З теплового розрахунку	3365
12. Ентальпія пари у кінці ізоентропійного розширення у паровій турбіні, кДж/кг	h_{1t}^*	З теплового розрахунку	2215
13. Наявний теплоперепад ступеня, кДж/кг	Δh_a^*	$h_0^* - h_{1t}^*$	1150,0
14. Внутрішній ККД парової турбіни	$\eta_{\text{пт}}$	Приймається	0,78
15. Внутрішній теплоперепад парової турбіни, кДж/кг	Δh_i	$\Delta h_a^* \eta_{\text{пт}}$	897,00
16. Ступінь сухості пари наприкінці процесу розширення	x_z	За h-s діаграмою З розрахунку ТУК одного тиску	0,856
17. Показник ізоентропи	k	1,035+0,1*Xz	1,121
18. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки останнього ступеня	ψz	Приймаємо (0,94…0,96)	0,955
19. Питомий об′єм пари у вихідному перетині робочої лопатки, м^3/кг	ν_z	За h-s діаграмою	25,0
20. Швидкість виходу пари з робочої решітки останнього ступеня у відносному русі, м/с	W_{2z}	$(0{,}8\ldots0{,}9)\psi_z\sqrt{kp_z\nu_z \cdot 10^6}$	291,3
21. Колова швидкість на средньому діаметрі останнього ступеня, м/с	Uz	Приймаємо (200…290)	270,0
22. Кут вихіду пари з робочої решітки (при α2=90°), °	β_{2z}	$\arccos\frac{U_2}{W_{2z}} \pm (2\ldots10)$	18,72
23. Веєрність останнього ступеня	υ_z	Приймаємо(3,5…4,7)	3,5
24. Середній діаметр останнього ступеня парової турбіни(у вихідному перетині), м	Dcz	$\sqrt{\frac{G_{\text{ПТ}}\nu_z\upsilon_z}{\pi W_{2z}\sin\beta_{2z}}}$	1,719
25. Висота робочої лопатки останнього ступеня, м	ℓz	$\frac{D_{cz}}{\upsilon_z}$	0,4912

Продовження табл. 5.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
26. Частота обертання ротора, об/хв	$n_{пт}$	$\frac{60 \cdot U_z}{\pi \cdot D_{cz}}$	2999,4
27. Запас тривалої міцності матеріалу (1Х13), МПа	σв	Вибирається з довідника	610,0
28. Густина матеріалу лопаток, кг/м^3	ρм	Вибирається з довідника	7750
29. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня	$k_{прz}$	$\frac{\sigma_{3_\tau}^{T_{м3}}}{9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{m_3}}{7850}\right) \cdot n_т^2 \cdot \pi * Dcz * lz}$	2,62
30. Ступінь реактивності на середньому діаметрі	ρ_z	$\frac{2 \cdot \upsilon_z - 1}{\upsilon_z^2}$	0,4898
31. Значення кута виходу з соплових решіток, °	α_{12}	Приймаємо (24…32)	30,0
32. Безрозмірна характеристика останнього ступеня	$\left(\frac{U}{C_1}\right)_2$	$\frac{\cos\alpha_{12}}{2(1-\rho_z)}$	0,8487
33. Коефіцієнт соплової решітки останнього ступеня	ϕ_{c2}	Приймаємо (0,95…0,97)	0,960
34. Коефіцієнт враховуючий використання вихідних швидкостей	μ	Приймаємо (0,03…0,06)	0,045
35. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує останній ступені нерегульованої групи, кДж/кг	Δh_{az}	$\frac{U_z^2 \cdot 10^{-3}}{2(1-\rho_z)(1+\mu\ \ )\left(\frac{U}{C_1}\right)^2 \cdot \phi_{c2}^2}$	102,99
36. Середній діаметр регулювального ступеня(РС), м	Dc.p	(0,9…1,2)·Dcz	1,8911
37. Колова швидкість регулювального ступеня, м/с	Ucp	$\frac{\pi \cdot D_{c.p} \cdot n_{ПТ}}{60}$	297,0
38. Значення безрозмірної характеристики (для 2-х вінцевого РС)	νрс	Приймаємо (0,2…0,3)	0,25
39. Адіабатний тепло перепад на соплах регулювального ступеня, кДж/кг	Δhac.p	$\frac{U_{cp}^2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \nu_{pc}}$	176,42
40. Ступінь реактивності регулювального ступеня	ρ_{pc}	Приймаємо (0,15…0,20)	0,25

Продовження табл. 5.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
41. Повний теплоперепад регулювального ступеня, кДж/кг	Δha.pc	$\frac{\Delta h_{ac.\text{р}}}{(1-\rho_{\text{р}c})}$	235,22
42. Веєрність 1-го ступеня нерегульованої групи	$\upsilon_1^{/}$	Приймаємо (15…85)	74,0
43. Середній діаметр 1 ступеня нерегульованої групи (для обраної форми проточної частини – Dв= const), м	Dc1.нр	$(D_{cz}-l_z)\cdot\frac{\upsilon_1^{/}}{\upsilon_1^{/}-1}$	1,245
44. Колова швидкість на середньому діаметрі 1 ступеня, м/с	U1	$\frac{\pi\cdot D_{\text{c1.нр}}\cdot n_{\text{ПТ}}}{60}$	195
45. Значення кута виходу з соплових решіток, °	α_{11}	Приймаємо (11…14)	10,5
46. Ступінь реактивності	ρ1	$\frac{2\cdot\upsilon_1^{/}-1}{\left(\upsilon_1^{/}\right)^2}$	0,02684
47. Безрозмірна характеристика	$\left(\frac{U}{C_1}\right)_1$	$\frac{\cos\alpha_{1.1}}{2(1-\rho_1)}$	0,505
48. Абсолютна швидкість виходу пари з сопел 1 ступеня, м/с	C1.1	$\frac{U_1}{\left(\frac{U}{C_1}\right)_1}$	387,0
49. Середнє значення швидкісного коефіцієнта соплових решіток	φc	Приймаємо (0,95…0,965)	0,95
50. Адіабатний теплоперепад на соплах 1 ступеня, кДж/кг	Δhac1	$\frac{C_{1.1}^2\cdot 10^{-3}}{2\cdot\phi_c^2}$	83,0
51. Втрати енергії у соплових каналах 1 ступеня, кДж/кг	qc	$(1-\varphi c^2)\times\Delta h_{ac1}$	8,09
52. Питомий об′єм пари за соплами 1 ступеня, м^3/кг	νc1	По h-s діаграммі	0,460
53. Висота соплової лопатки 1 ступеня, м	lc1	$\frac{G_{\text{ПТ}}\cdot\nu_{\text{c1}}}{\pi\cdot D_{c1.\text{нр}}\cdot C_{1.1}\cdot\sin\alpha_{1.1}}$	0,01655
54. Дійсне значення веєрності 1-го ступеня	υ1	$\frac{D_{c1.\text{нр}}}{l_{c1}}$	75,24

Продовження табл. 5.5.1

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
55. Різниця прийнято значення веєрності υ1' та розрахункового υ1, %	-	$\frac{\upsilon_1^{/} - \upsilon_1}{\upsilon_1^{/}} \cdot 100\% \leq 10\%$	-1,673
56. Значення швидкісного коефіцієнта соплових решіток	φc1	Приймаємо (0.95…0.965)	0,96
57. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує в 1 ступені нерегульованої групи, кДж/кг	Δha1	$\frac{U_1^2}{2(1-\rho_1)\left(\frac{U}{C_1}\right)^2 \phi_{c1}^2}$	83,489
58. Адіабатний теплоперепад середнього ступеня нерегульованої групи, кДж/кг	Δhacp	$\sqrt{\Delta h_{a1} \cdot \Delta h_{az}}$	92,727
59. Коефіцієнт оберненого тепла	R	Приймаємо (1.01…1.03)	1,02
60. Теплоперепад, що спрацьовує у нерегульованій групі ступенів, кДж/кг	Hанг	Ha–hacp	914,8
61. Кількість ступенів нерегульованої групи	$z_{нг}$	$\frac{R \quad H_{анг}}{\Delta h_{acp}}$	10
62. Осьовий габарит 1 ступеня нерегульованої групи, мм	Lст1	Рис. 5.5.1	137
63. Осьовий габарит останнього ступеня нерегульованої групи, мм	Lctz	Рис. 5.5.1	300
64. Довжина проточної частини середнього ступеня нерегульованої групи, мм	Lcтcp	$0.95 \cdot \sqrt{L_{ст1} \cdot L_{стz}}$	192,6
65. Довжина регулювального ступеня	Lpc	(0.10…0.15)·Dcp	0,189
66. Довжина парової турбіни, мм	Lпт	(2,6…3,5)·(zнг · Lcтcp + Lpc)	3900
67. Максимальний діаметр корпуса парової турбіни, мм	Dпт	(1,5…1,6)·Dcz	2,579

За результатами розрахунку габаритних розмірів виконується габаритний ескіз ПТ (рис. 5.5.2).

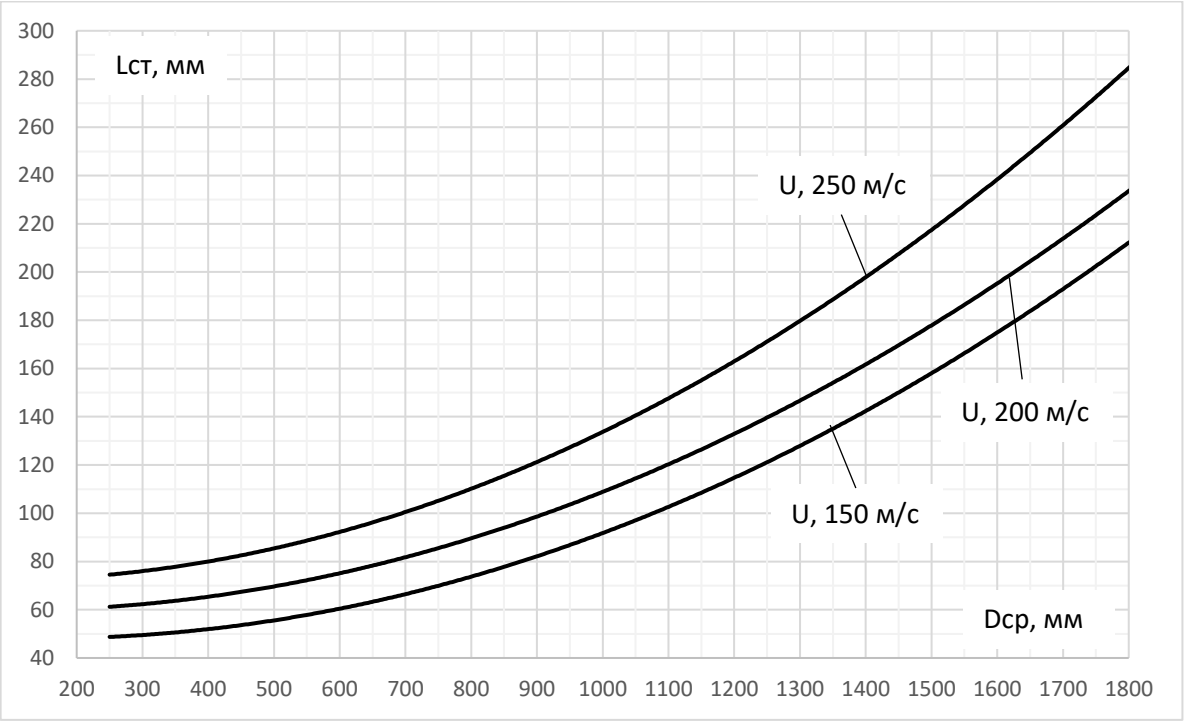


Рис. 5.5.1 Осьовий габарит активного ступеня парової турбіни

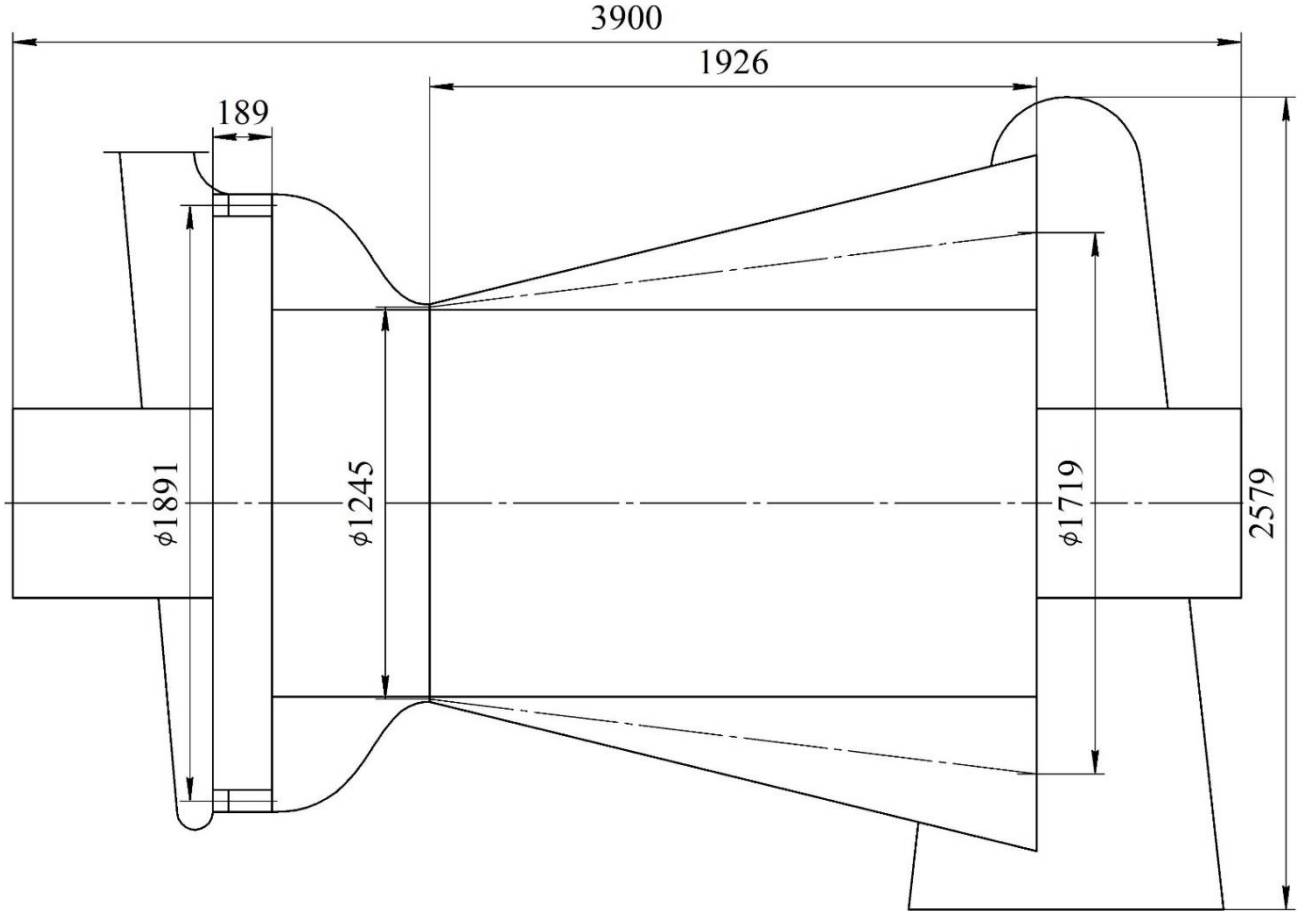


Рис. 5.5.2 Габаритний ескіз ПТ

5.6 Габаритний розрахунок парового конденсатора

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також для вибору оптимальної компоновки парового конденсатора. Вихідними даними для розрахунку конденсатора є дані отримані із детального теплового розрахунку схеми комбінованого ГТА з ТУК. Вони приведені в табл. 5.6.1.

Таблиця 5.6.1 Вихідні дані розрахунку парового конденсатора

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Витрата пари через конденсатор, кг/с	$G_К$	З теплового розрахунку	10,04
2. Ентальпія пари на вході в конденсатор, кДж/кг	іх	З теплового розрахунку	2215
3. Потужність парової турбіни, КВт	$N_{ПТ}$	З теплового розрахунку	8563,1
4. Температура насичення пари при тиску в конденсаторі, К	Тн	З теплового розрахунку	306,05
5. Ентальпія насичення пари при тиску в конденсаторі, кДж/кг	$i_н$	З теплового розрахунку	137,77
6. Тиск в конденсаторі, МПа	Pz	З теплового розрахунку	0,005

Таблиця 5.6.2 Результати розрахунку габаритних розмірів ПТ

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
1. Кількість пари, що потрапляє до конденсатора, кг/с	Gx	(0,98…0,99)*$G_К$	9,8392
2. Переохолоджування конденсату в конденсаторі, кДж/кг	Δік	Приймається	10,0
3. Ентальпія конденсату на виході з конденсатору, кДж/кг	ік	ін - Δік	127,8
4. Коефіцієнт запасу по охолодній поверхні	β	Приймається (1,10…1,15)	1,15

Продовження табл. 5.6.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
5. Кількість тепла, що віддає пара в конденсаторі, кДж/с	Q	$\beta G_x(i_x - i_к)$	23617,2
6. Температура охолодної води на вході, К	T1	Приймається	296,0
7. Температура охолодної води на виході, К	T2	$T_1 + (0{,}5\ldots0{,}8)(T_н - T_1)$	302,0
8. Питома теплоємність охолодної води, кДж/(кг·К)	Св	Для прісної води приймається	4,17
9. Витрата охолодної води, кг/с	W	$\frac{Q}{C_в(t_2 - t_1)}$	939,2
10. Кратність охолоджування	m	$\frac{i_x - i_к}{C_в(t_2 - t_1)}$	83,0
11. Средньологарифмічна різниця температур, °С	Δtср	$\frac{t_2 - t_1}{2{,}3\ell g\frac{t_н - t_1}{t_н - t_2}}$	6,588
12. Швидкість охолодної води в трубках, м/с	ω	Приймається (1,8…2,5)	2,4
13. Середня температура охолодної води, К	Tm	$\frac{T_1 + T_2}{2}$	299,0
14. Коефіцієнт теплопередачі в конденсаторі, кВт/(м^2·К)	k	$1{,}095\sqrt{\omega}\sqrt[4]{T_m + 17{,}8}$	7,16
15. Поверхня охолодження, м^2	F	$\frac{Q}{k\Delta t_{ср}}$	500,9
16. Парове навантаження конденсатора, кг/(м^2·ч)	q	$\frac{\beta G_x}{F}\cdot 3600$	81,3
17. Кількість ходів води в трубках	zв	Приймається	2,000
18. Діаметр трубок зовнішній, м внутрішній, м	dн dвн	Приймається	0,020 0,017
19. Щільність охолодної води, кг/м^3	ρв	Приймається для прісної води	1000,0
20. Кількість трубок в конденсаторі	n	$\frac{4W\cdot z_в}{\pi d_{вн}^2\omega\rho_в}$	3448
21. Довжина трубок, м	ℓ	$\frac{F}{\pi d_н n}$	2,312
22. Середній крок трубок, см	s	$1{,}3\cdot d_н$	2,600

Продовження табл. 5.6.2

Величина	Позна-чення	Спосіб визначення	Значення
23. Кількість трубок на 1м^2 трубної дошки	p	$\frac{11540}{s^2}$	1707
24. Коефіцієнт заповнення трубної дошки	α	Приймається (0,65…0,80)	0,65
25. Площа трубної дошки, м^2	A	$\frac{n}{\alpha \cdot p}$	3,108
26. Еквівалентний діаметр трубної дошки, м	Dек	$1{,}05\sqrt{\frac{4A}{\pi}}$	2,089
27. Відношення довжини трубок до еквівалентного діаметра	-	$\frac{\ell}{D_{эк}}$	1,107
28. Розміри горловини конденсатора Lг×Вг, м	-	Приймається по Lп×Вп ПТ	1,600x0,900
29. Повна довжина конденсатора з урахуванням водних камер, м	L0	$\approx 1{,}2\ell$	2,774
30. Швидкість охолодної води у підводних і відводних патрубках, м/с	ωп	Приймається (2,5…7,5)	5,4
31. Кількість патрубків підводу (відводу) охолодної води	nп	Приймається (1…2)	2,0
32. Діаметр фланців, м	dп	$\sqrt{\frac{4W}{\pi n_{П} \omega_{П} \rho_{В}}}$	0,3328
33. Орієнтовна маса сухого конденсатору, т	Gк	$0{,}34[\ell D_{эк}^2 n^{0{,}35}]^{0{,}15}$	0,737

За результатами розрахунку габаритних розмірів виконується габаритний ескіз парового конденсатора (рис. 5.6.1).

Інв. № подл	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв № дубл.	Підпис і дата

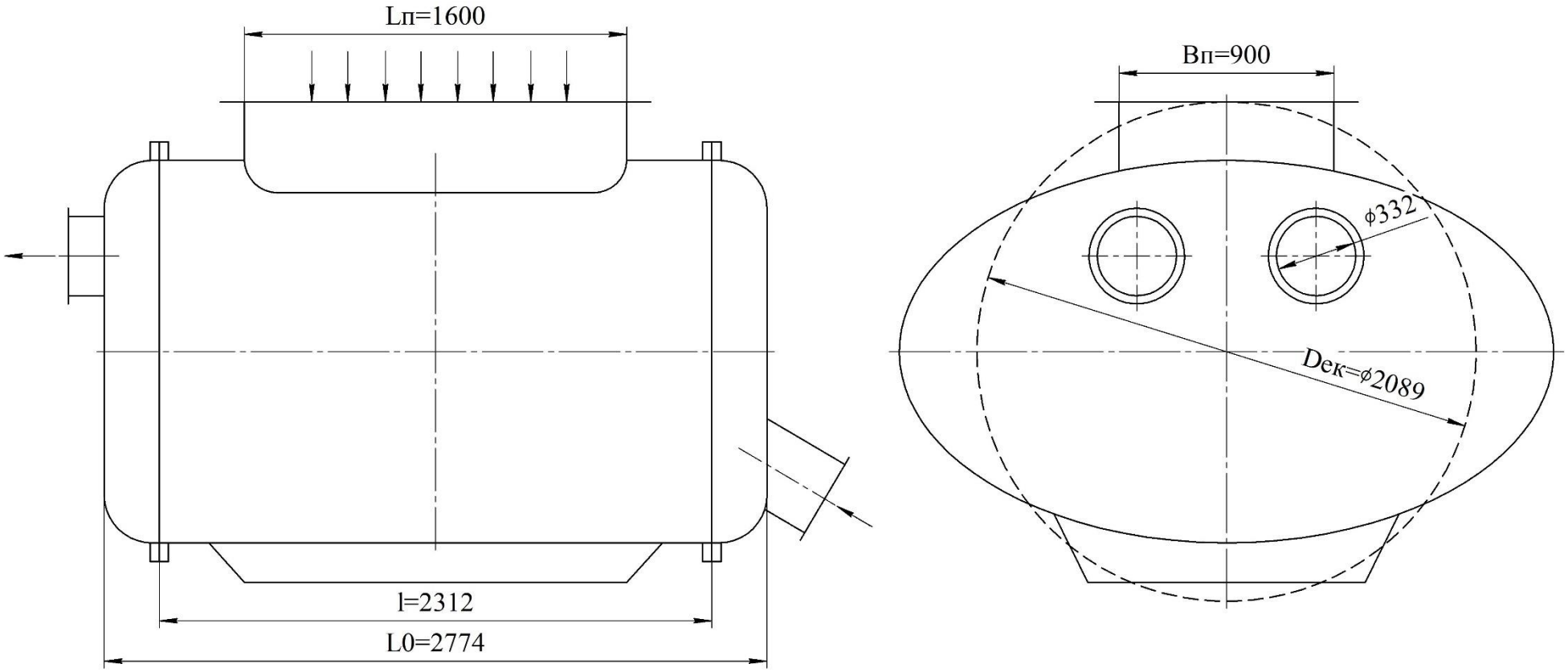


Рис. 5.6.1 Габаритний ескіз парового конденсатора

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.05.ПЗ

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
Студент		Гуляєв П.П.			Охорона праці
Керівник		ВащиленкоМ.В.			
Зав. каф.		Патлайчук В.М.			

Літ.	Арк.	Аркушів
	115	151
НУК		

6 Охорона праці

Вступ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров’я і працездатність людини в процесі праці.

Реальні виробничі умови зазвичай характеризуються наявністю певних небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Тому основне завдання охорони праці — мінімізувати ймовірність травмування або захворювання працівника, забезпечуючи при цьому комфортні умови праці та максимальну продуктивність.

Відповідальність за створення здорових та безпечних умов праці покладається на адміністрацію підприємства (установи). Адміністрація зобов’язана впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки для попередження виробничого травматизму, а також забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, що запобігають професійним захворюванням працівників. Крім того, адміністрація має організовувати заходи щодо забезпечення безпечних і здорових умов праці, зокрема: планування та фінансування заходів з охорони праці; проведення інструктажу з техніки безпеки та виробничої санітарії для працівників і службовців.

Ці дії сприяють створенню комфортного та безпечного робочого середовища для підвищення ефективності праці та збереження здоров'я працівників.

6.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі електростанції

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини (ГОСТ 12.0.003-74):

- підвищена температура поверхні обладнання;
- підвищена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму;
- підвищений рівень вібрації;
- небезпека враження електричним струмом;

- підвищена вибухова небезпека;
- підвищена пожежа небезпечність;
- вміст в повітрі робочої зони газу.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих чинників є ГТД, електрогенератор та парова турбіна. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали допустимим нормам. Це зв'язано з тим, що шкідливі чинники, діючи дратівливо на організм людини, послабляють реакцію людини і погіршують її самопочуття.

Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів: метану CH_4, етану C_2H_6, пропану C_3H_8, бутану C_4H_{10} і пентану C_5H_{12}. Суміші природного паливного газу і повітря в певному співвідношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу токсичні.

Повітря в робочій зоні. Шкідливі речовини потрапляють в організм людини переважно через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість з них є небезпечними виробничими факторами через свій токсичний вплив на організм. Ці речовини добре розчиняються в біологічних середовищах та можуть взаємодіяти з ними, що порушує нормальне функціонування організму. В результаті у людини може виникнути хворобливий стан, ступінь якого залежить від тривалості впливу, концентрації та типу речовини.

Такими шкідливими речовинами в робочій зоні електростанції є компоненти вихлопних газів (оксиди вуглецю, азоту, сажа та ін.).

Згідно з ГОСТ 12.1.005-76 „Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги“ встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл. 6.1.1).

В виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, гарячих поверхонь і т. п. Таким чином вони підлягають дії теплоти, що випрямінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується температура шкіри та тканин, що розташовані глибше.

Таблиця 6.1.1.

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вуглецю CO	Альдегід CH_2O	Бензпірен $C_{20}H_{12}$	Оксид Азоту NO_2	З'єднання сірки	
							SO_2	H_2SO_4
Гранично допустима концентрація, мг/м^3	—	4	20	0,7	0,00015	9	—	1

Але цим дія променевого потоку теплоти не обмежується: на випромінювання реагує весь організм. Під впливом випромінювання в організмі відбуваються біохімічні відхилення, порушення діяльності серцево-судинної і нервової систем. Променевий потік теплоти, окрім безпосередньої дії на працівників, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

На підставі цього ГОСТом 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл. 6.1.2).

Таблиця 6.1.2.

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря поза постійних робочих місць, °С
холодний і перехідний	15-21	75	0,4	13-24
теплий	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год, але не більше 28	При 25°С не більше 70 При 24°С і нижче не більше 75	0,5-1,0	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год

Освітлення робочої зони. Правильно сплановане та реалізоване освітлення на електростанціях створює оптимальні умови для виробничої діяльності. Освітлення має важливе значення для збереження зору та підтримки нормального стану центральної нервової системи людини. У машинному залі рекомендується

використовувати систему загального освітлення, що підходить для приміщень, де виконуються однотипні роботи на всій площі. Окрім робочого освітлення, слід також передбачити аварійне та евакуаційне освітлення. Аварійне освітлення необхідне на випадок раптового вимкнення основного світла, що може призвести до порушення роботи обладнання та, як наслідок, спричинити вибух, пожежу, отруєння людей або збої в роботі критичних об'єктів, таких як диспетчерські пункти та насосні станції. Евакуаційне освітлення забезпечує безпечний вихід людей з приміщень у разі аварійного вимкнення основного освітлення в небезпечних для пересування зонах.

Згідно з нормами СНіП II-4-79 встановлено рівень мінімальної освітленності виробничих приміщень та поверхонь (табл. 6.1.3).

Таблиця 6.1.3.

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленність E_{min} ,лк	
	При люмінесцентних лампах	При лампах розжарювання
Машинні приміщення: Розподільні пристрої і пульти керування Місця керування головними механізмами	 100 100	 75 75
Котельні приміщення: Площадки обслуговування котлів Приміщення димососів,вентиляторів Конденсаторна, хімводоочищення, деаераторна, бойлерна	 100 100 100	 — — —
Диспетчерські, пульти операторів, контрольно-вимірювальні прилади	200	100
Сходи службових і допоміжних приміщень	50	20

Виробнича вібрація. Систематичний вплив загальної вібрації може призвести до розвитку вібраційної хвороби — стійких порушень фізіологічних функцій організму, що виникають переважно через вплив вібрації на центральну нервову систему. Ці порушення проявляються головним болем, запамороченням, погіршенням якості сну, зниженням працездатності, загальним нездужанням та розладами серцевої діяльності. Вібрація, хоч і не завжди викликає біль, може ускладнювати виконання виробничих процесів.

Основною причиною низькочастотних вібрацій у насосах, компресорах та двигунах є неврівноваженість обертових елементів. Вплив цих неврівноважених динамічних сил посилюється через ненадійне кріплення деталей та їхній знос під час експлуатації.

Шум. Шум газотурбінних установок за своєю природою поділяється на аеродинамічний (газодинамічний) і механічний. Найбільший вплив має аеродинамічний шум, який генерується повітрозабірним трактом установки. Основним джерелом цього шуму є компресор, під час роботи якого рівень загального шуму може досягати 135–145 дБ. Додатковими джерелами шуму в компресорних установках є повітрозабірні та вихлопні повітроводи, що виводять повітря в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум у турбокомпресорах і турбінах є високочастотним і виникає через вихреві потоки та неоднорідність потоку (шум від обтікання лопаток і нерухомих елементів).

Низькочастотна складова шуму спричинена механічними факторами: коливаннями, викликаними неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих передач, підшипників, вібрацією лопаток, корпусів і камери згоряння.

Насосні установки є джерелами гідродинамічного шуму, спричиненого кавітацією рідини, яка виникає на поверхні лопастей при високих швидкостях та недостатньому тиску на всмоктуванні.

Вплив шуму, що перевищує 85–90 дБ, знижує слухову чутливість, особливо на високих частотах. Тривалий вплив сильного шуму викликає загальну втому, погіршення слуху, інколи глухоту, порушення травлення, а також зміни в об’ємі внутрішніх органів. При дії шуму дуже високих рівнів (більше 145 дБ) можливий розрив барабанної перетинки.

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 ”Шум. . Загальні вимоги безпеки“ встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкополосного шуму) (табл. 6.1.4).

Таблиця 6.1.4.

Робочі місця	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних полосах зі середньогеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабіни спостережень і дистанційного управління:								
Без мовного зв'язку по телефону	94	87	82	78	75	73	71	70
З мовним зв'язком по телефону	83	74	68	63	60	57	55	54
Постійні робочі місця і робочі зони в виробничих приміщеннях і на території підприємств	99	92	86	83	80	78	76	74

Пожежна небезпека. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їх агрегатний стан. Оскільки горіння здебільшого відбувається в газовому середовищі, як показники пожежної небезпеки слід враховувати умови, за яких утворюється достатня кількість горючих газоподібних продуктів.

Електростанція, як і більшість підприємств машинобудівної промисловості, має підвищену вибухо-пожежну небезпеку через значний обсяг легкозаймистих і горючих рідин та газів, а також розгалужену мережу трубопроводів із запірно-пусковою та регулюючою арматурою.

Аналіз зареєстрованих великих пожеж на машинобудівних підприємствах показав, що пожежі в таких умовах створюють складну ситуацію для пожежогасіння. Тому необхідно розробити комплекс заходів щодо протипожежного захисту, який включає профілактичні заходи та облаштування систем пожежогасіння і вибухозахисту.

6.2 Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції

Утворення в виробничих приміщеннях якісного та ефективного освітлення неможливе без застосування раціональних світильників. Найбільш важливою функцією освітлювальної арматури є перерозподіл світлового потоку лампи, що підвищує ефективність освітлювальної установки. Іншим не менш важливим призначенням освітлювальної арматури є збереження очей працівників від впливу надзвичайно великих яскравостей джерел світла.

Джерелами світла в сучасних світильниках є три основних види ламп:

Лампи розжарювання – це найпростіший прилад, що перетворюють електричну енергію в світлову шляхом звичайного нагрівання вольфрамової спіралі.

Газорозрядні лампи – до цієї категорії відносяться лампи, в основі яких лежить світло, вироблене електричним розрядом в газі або парах металу. Дані світильники займають домінуючі позиції серед освітлювальних приладів. Види таких ламп відрізняються різноманіттям: це і «енергозберігаючі» лампи і ртутні лампи типу ДРЛ, використовувані в прожекторах, і лампи вуличного освітлення (натрієві ДНаТ) і багато інших.

Світлодіодні лампи – новий і перспективний розвиток освітлювальних приладів, пов'язаний з появою над'яскравих світлодіодів.

В якості джерела світла в приміщенні ГПА прийнято використання ламп ЛБ (люмінесцентна біла) в складі світильника ПВЛ1-2х40 (пилевологозахищений люмінесцентний дволамповий).

Розрахунок ведеться за методом коефіцієнта використання світлового потоку, який призначений для розрахунку загального рівномірного освітлення з урахуванням світла, відбитого стінами і стелею. За даним методом визначається кількість світильників, необхідних для створення заданої освітленності.

1) Кількість світильників:

$$N = \frac{E_{min} \cdot S \cdot K_З \cdot Z}{n \cdot Ф_Л \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 1{,}1}{2 \cdot 2490 \cdot 0{,}245} = 54{,}09 \approx 54$$

де E_{min} –рівень мінімальної освітленності робочих поверхонь у виробничих приміщеннях, лк

S=25·12=300 м^2 – освітлювана площа приміщення;

$K_З$ -коефіцієнт запасу - враховує експлуатаційне зниження освітленності внаслідок забруднення переборок, світильників, а також зменшення світлового потоку ламп у процесі їхньої експлуатації;

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості (для люмінесцентних ламп) – враховує нерівномірність освітленості і залежить від відношення відстаней між світильниками і від їх типів;

$n \cdot Ф_л$ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику (n – кількість ламп; $Ф_л$ - світловий потік однієї лампи, лм);

η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику (залежить від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стелі $\rho_п$, стін $\rho_с$, розрахункової поверхні або підлоги $\rho_р$ та індексу приміщення i).

За табл.: $\rho_п$=50; $\rho_с$=30; $\rho_р$=10.

$$i = AB/h(A+B) = 25 \cdot 12/9{,}5 \cdot (25+12) = 0{,}853,$$

де А-довжина приміщення;

В-ширина приміщення;

h-висота приміщення;

тоді, η=0,245.

Отже, прийнято 54 світильники. Їх розташування здійснюється з урахуванням розміщення обладнання і може бути в шаховому порядку або рядами. Необхідно максимально уникнути виникнення тіней від стаціонарного обладнання, а також забезпечити стабілізацію світлового потоку газоразрядних ламп, що досягається використанням двох - та трьохфазного вмикання в мережу або баластного, ємнісного чи індукційного опору.

6.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

Для зменшення вірогідності найбільш небезпечного факторів на електростанції : пожеж та і вибухів – необхідне проведення ряду організаційних, технічних, режимних та експлуатаційних заходів з пожежної профілактики.

Організаційні заходи включають правильну експлуатацію обладнання та протипожежний інструктаж працівників. Технічні заходи передбачають дотримання протипожежних правил і норм при встановленні обладнання, систем опалення, вентиляції та освітлення. Режимні заходи включають, зокрема, заборону паління в невстановлених місцях. Експлуатаційні заходи передбачають своєчасні профілактичні огляди, ремонт і випробування технологічного обладнання. Для своєчасного виявлення витоків всі горючі гази, які подаються в міські газопроводи,

проходять одоризацію — додається різкий специфічний запах, який дозволяє легко виявити витік навіть при низьких концентраціях.

Повітря, що видаляється системами вентиляції та містить пил і шкідливі речовини, перед випуском в атмосферу повинно бути очищеним, щоб не забруднювати довкілля. У приміщеннях ГПА важливим є захист від теплового випромінювання, який забезпечується теплоізоляцією нагрітих поверхонь та екрануванням. Теплоізоляція допомагає зменшити інтенсивність випромінювання та запобігти опікам. Для цього використовують спеціальні матеріали — наприклад, металеві каркаси, мінеральну і скловату, азбест, войлок.

Щоб запобігти вібрації, при конструюванні машин (компресорів, турбін, котлів, насосів) слід враховувати обтічність деталей потоками робочих середовищ. Для зниження вібрації обладнання застосовується балансування обертових мас і встановлення агрегатів на фундаменти. Контакт із вібруючими об'єктами обмежується за допомогою огорож і сигналізацій.

Своєчасний ремонт допомагає знизити шум, спричинений зношеністю механізмів. Заміна підшипників кочення на підшипники ковзання може знизити шум на 10–15 дБ. Вибір матеріалу для деталей також може вплинути на показники вібрації; наприклад, хромування лопаток турбін знижує їх звучність. Широко застосовується змащування поверхонь, що труться, балансування обертових елементів, використання прокладок і пружних вставок.

Зниження аеродинамічного шуму в ГТУ можливе шляхом збільшення зазору між лопатками, покращення аеродинамічних характеристик компресорів і турбін. Кавітаційний шум у насосах знижується завдяки поліпшенню гідродинамічних характеристик і вибору оптимальних режимів роботи.

Усі заходи зі зниження шкідливих і небезпечних факторів є важливими для безпечної роботи персоналу. Їх необхідно виконувати в комплексі, дотримуватися працівниками і перебувати під контролем адміністрації підприємства.

6.4 Вимоги охорони праці та пожежної безпеки при обслуговуванні ГТА.

1. При обслуговуванні турбогенераторів необхідно дотримуватись вимог інструкцій з охорони праці для своєї посади, вимоги “Інструкції з пожежної безпеки”.

2. Весь персонал повинен на робочому місці бути в спецодязі, застебнутому на всі гудзики без частин, що розвиваються, користуватися рукавицями, індивідуальними засобами захисту відповідно до характеру виконуваних робіт.

3. У турбінному цеху весь персонал повинен бути у застебнутій підборідним ременем захисній касці. Волосся має забиратися під каску.

4. Весь персонал повинен уміти звільнити людину, яка потрапила під напругу від дії електричного струму, а також надати їй долікарську допомогу і знати, вміти застосовувати прийоми долікарської допомоги потерпілому за інших нещасних випадків; періодично поповнювати, вміти користуватися аптечками.

5. Усі гарячі частини обладнання, трубопроводи, баки та інші елементи, дотик яких може спричинити опіки, повинні мати теплову ізоляцію. Температура на поверхні ізоляції за температури навколишнього середовища 25°С повинна бути не вище 45°С.

6. При обтиранні обладнання забороняється намотувати на руку обтиральний матеріал.

7. Особливої обережності слід дотримуватись при вологому прибиранні обладнання, при цьому не допускати попадання води на електроустаткування та обладнання ГТА.

8. У турбінному цеху неприпустимо:

- захаращувати шляхи евакуації та сходові марші обладнанням, матеріалами та іншими предметами;

- прибирати приміщення та обладнання із застосуванням бензину, гасу та інших легкозаймистих та горючих рідин;

- залишати без постійного нагляду обладнання, що діє;

- відігрівати замерзлі труби паяльними лампами або іншим способом із застосуванням відкритого вогню;

- виконувати у приміщеннях та на обладнанні роботи, не пов'язані із завданням та не передбачені технологічними інструкціями;

9. На шляхах евакуації має підтримуватися у справному стані робоче та аварійне освітлення, а також мають бути встановлені покажчики напряму виходу персоналу. Двері на шляху евакуації повинні відчинятися назовні.

10. Куріння дозволяється тільки у спеціально відведених місцях, у яких має бути напис "Місце для куріння", та обладнаних урною з вогнетривкого матеріалу або попільничкою.

11. На робочих місцях дозволяється зберігати тільки таку кількість мастильних матеріалів, яка не перевищує змінну потребу, при цьому ємності повинні застосовуватися з тари, що не б'ється, і щільно закриватися.

12. Пролиті пально-мастильні матеріали та горючі рідини слід негайно прибирати, а підлогу витирати насухо.

13. Під час проведення ремонтних робіт на маслосистемі необхідно:

· пропарювання труб масляної системи, маслоохолоджувачів проводити насиченою парою тиском не вище 0,6 МПа (6 кг/см^2) на спеціально обладнаному майданчику. Вентиль подачі пари встановлювати безпосередньо біля робочого місця. Застосування для підведення пари гумових шлангів забороняється;

· роботи всередині маслобаків проводити тільки після очищення їх від олії та шламу, пропарювання, вентиляції та з виконанням вимог ВІД («Робота в резервуарах та підземних спорудах»).

· Забороняється виконувати роботи, пов'язані з ремонтом та заміною арматури на маслопроводах, при працюючій турбіні або працюючому маслонасосі, крім заміни манометрів.

17. Проведення вогненебезпечних робіт на відстані менше 10 м від ділянок газо-масляної системи, що містять водень, повинні проводитися поряд з виконанням заходів, що забезпечують безпеку роботи (установка огорож, перевірка повітря на відсутність водню та ін.).

Приступати до пуску ГТА дозволяється тільки після закінчення всіх робіт на основному та допоміжному обладнанні, прибирання робочих місць, відновлення ізоляції паропроводів та корпусів установки після виконання заходів з пожежної безпеки та охорони праці.

Перед пуском паротурбінної установки персонал повинен перевірити готовність засобів пожежогасіння.

Забороняється при експлуатації установок потрапляння олії на гарячі поверхні, у підвальні приміщення та на кабельні траси.

Повинен бути встановлений регулярний контроль цілісності теплової ізоляції всіх гарячих поверхонь, що розташовані ближче 10 м від маслопроводів.

Забороняється (за винятком аварійних випадків) для збирання протікання олії з ущільнень і сальників укладати ганчірки та ганчір'я, а також використовувати тимчасові лотки та протвини.

Негайна аварійна зупинка ГТА повинна проводитись у випадках:

- появи раптової вібрації агрегату, маслопроводів або гідроударів, що можуть призвести до руйнування агрегату або маслосистеми, а також викликати руйнування системи ущільнення валу генератора та подальшу пожежу;
- поява диму або іскор з підшипників та кінцевих ущільнень;
- сильної течі олії з загрозою її розтікання та займання;
- займання олії або промасленої ізоляції на турбіні;
- виникнення пожежі на допоміжному обладнанні в зоні установки, якщо вогонь і висока температура загрожують пошкодженням обладнання установки, а заходи, що вживаються з негайної ліквідації пожежі, виявилися малоефективними;
- пожежі в машинному залі, якщо фактори пожежі загрожують обслуговуючого персоналу та унеможливлюють нормальну експлуатацію установки.

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
Студент		Гуляєв П.П.			Охорона навколишнього середовища
Керівник		ВащиленкоМ.В.			
Зав. каф.		Патлайчук В.М.			

Літ.	Арк.	Аркушів
	128	151
НУК		

7 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища (або охорона природи, захист природи) - комплекс заходів, призначених для обмеження негативного впливу діяльності людини на навколишнє середовище (природу).

Проблеми захисту довкілля від забруднення та промислових і транспортних відходів набувають дедалі більшої ваги щороку. Вирішення цих питань має велике значення, адже це впливає на екологічний стан міст і здоров'я населення.

Охорона навколишнього середовища повинна розглядатися не як раптова проблема або результат непередбаченого зростання виробництва, а як невід'ємна частина загального процесу.

Загострення екологічної проблематики в умовах стрімкого розвитку науки та техніки обумовлене тим, що сучасний вплив на природу має значні негативні наслідки. Для запобігання екологічній кризі необхідна спільна робота наукових, громадських та інших організацій.

7.1 ГТД як джерело забруднення навколишнього середовища

Основою роботи газотурбінних установок є процес спалювання палива. Через це експлуатація як стаціонарних, так і транспортних ГТУ супроводжується збільшенням споживання органічного палива та атмосферного кисню, а також підвищенням рівня забруднення атмосфери вихлопними газами. Ці гази є сумішшю продуктів згоряння з надлишком повітря. Викиди ГТД відрізняються від викидів інших двигунів внутрішнього згоряння тим, що продукти згоряння значно розбавлені повітрям (коефіцієнт надлишку повітря становить приблизно 2,7-3,5). Через це концентрація шкідливих речовин у вихлопних газах ГТД завжди нижча, ніж у поршневих теплових установках (ПТУ) і двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ). Однак чинні норми також обмежують вміст токсичних компонентів у вихлопах ГТУ. Крім того, важливими екологічними аспектами є теплові викиди, викиди шкідливих речовин в атмосферу та шум.

Все різноманіття компонентів вихлопних газів звичайно зводиться до таких груп:

1 - продукти повного згоряння (вуглекислий газ CO_2; водяні пари H_2O; оксиди сірки SO_2, SO_3);

2 - газоподібні продукти неповного згоряння (оксид вуглецю CO і вуглеводні C_XH_Y, причому найбільшу небезпеку становлять канцерогенні поліциклічні ароматичні вуглеводні, наприклад, бензпірен $C_{20}H_{12}$;

3 - оксиди азоту NO_X (оксид NO і діоксид NO_2);

4 - альдегіди RCHO;

5 - сажисті частинки (вільний вуглець C);

6 - золові частинки, які утворюються з негорючих мінеральних з'єднань;

7 азот і кисень.

У газотурбінних двигунах, що використовують газоподібне паливо, викиди оксидів сірки та золи відсутні, а основними шкідливими речовинами у вихлопних газах є оксиди азоту та продукти неповного згоряння палива. Хоча масові викиди чадного газу (CO) та вуглеводнів (CxHy) у ГТД значно нижчі, ніж у поршневих двигунах внутрішнього згоряння, за викидами оксидів азоту (NO_X) ГТД може навіть перевищувати поршневі мотори.

На відміну від котлів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних газів в основному залежить від типу палива та практично не змінюється з навантаженням, у газотурбінних установках вміст шкідливих компонентів сильно варіюється залежно від режиму роботи. При часткових навантаженнях основними забруднювачами стають чадний газ та оксиди азоту, тоді як на максимальних режимах переважають високотоксичні оксиди азоту.

Склад відпрацьованих газів залежить від:

- типу ГТУ,
- режиму її роботи,
- технічного стану,
- якості і виду палива і т.д.

Діючими в нашій країні санітарно-гігієнічними нормами встановлені граничне допустимі концентрації (ГДК) завислих (пилових) частинок в атмосферному повітрі: максимально разові ($ГДК_{МР}$) і середньодобові ($ГДК_{сд}$). Величини ГДК для основних

продуктів згоряння ГТД наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1.

Гранично допустима концентрація		Токсичні компоненти, мг/м				
		Пил	Сажа	Оксид вуглецю	Вуглеводні	
		-	C	CO	У перера-хуванні на бензин	$C_{20}H_{12}$
На робочому місці		-	3,5	20	300	0,00015
У повітрі населених місць	ГДКмр	0,15	0,05	1	2,5	0,000001
	ГДК$_{сд}$	0,5	0,15	3	5	-

Гранично допустима концентрація		Токсичні компоненти, мг/м					
		Альдегіди		Оксиди азоту		З'єднання сірки	
		CH_2O	H_2CO	NO	NO2	SO_2	H_2SO_4
На робочому місці		0,7	0,05	30	9	-	-
У повітрі населених місць	ГДКмр	0,03	0,012	-	0,085	0,05	0,1
	ГДКсд	0,03	0,035	-	0,085	0,5	0,3

Шум при тривалій дії уражає не тільки органи слуху, а й негативно впливає на весь організм в цілому:

- зниження швидкості зорової реакції;
- послаблення пульсу;
- розвиток хронічних захворювань.

- Тому зазвичай рівень шуму в приміщенні де працює енергетична установка нормується. Для захисту від шуму застосовують різноманітні звукоізолюючі кожухи або розміщують установки в окремих звукоізольованих приміщеннях.

7.2 Шкідливий вплив продуктів згоряння ГТД на навколишнє середовище

Оксид вуглецю (CO), окис вуглецю, або «чадний газ» - газ без кольору і запаху, широко поширений забруднювач повітря, що міститься в димових газах будь-яких установок спалювання органічного палива, у тому числі вихлопних газах транспорту

з двигунами внутрішнього згоряння. Особливість впливу CO на багато видів тварин і, зокрема, на людину полягає у здатності центрального атома заліза. Її в молекулі гемоглобіну крові утворювати з молекулою оксиду вуглецю значно міцніший зв'язок, ніж з молекулою кисню. Потрапляючи в організм через органи дихання, чадний газ діє як отрута: він ізолює залізо в гемоглобіні, перешкоджаючи перенесенню кисню.

Вплив CO приводить до запаморочення, швидкого стомлення, зміни гостроти зору.

Вуглеводні (CxHy), потрапляючи в організм людини, впливають на рефлекторну діяльність, електричну активність мозку та чутливість очей до світла. Крім того, при взаємодії з оксидами азоту під впливом сонячного випромінювання вуглеводні утворюють фотохімічні оксиданти, які також мають шкідливий вплив на довкілля. Гранично допустимі концентрації (ГДК) для вуглеводнів різні, тому їх часто умовно прирівнюють до одного сполучення – бензину. Деякі з поліциклічних і ароматних вуглеводнів канцерогенні, особливо бензопірен.

Бензопірен ($C_{20}H_{12}$) є одним з найбільш небезпечних вуглеводнів. Це перший канцероген, структуру якого було встановлено. Бензопірен вважається одним із найактивніших і найнебезпечніших канцерогенів. Викликає лейкемію, уроджені потворності. При нанесенні на шкіру розвиває хронічне запалення із переходом у рак. Він становить загрозу для здоров'я в будь-якій кількості. Міститься у сажі.

Оксид азоту NO - безбарвний газ, погано розчинний у воді і досить швидко окислюється до NO_2. Діоксид азоту NO_2 - газ червонувато-бурого кольору, який при великих концентраціях має задушливий запах. Оксиди азоту становлять серйозну небезпеку для здоров'я людини, причому токсикологічний ефект впливу NOx на людину приблизно в десять разів вище, ніж у монооксиду вуглецю CO. Невеликі концентрації оксидів азоту в атмосфері призводять до поступового отруєння організму, причому будь-яких нейтралізуючих його засобів немає. Вони впливають на слизові оболонки очей і носа (при концентраціях у повітрі понад 0,0013% NOx діють як гострий подразник слизових оболонок), а також на нервову та серцево-судинну системи людини, кровотворні органи та печінку. Оксиди азоту, взаємодіючи з парами води у повітрі, утворюють азотисту HNO_2 та азотну HNO_3 - кислоти, які

руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, а при концентраціях 0,004…0,008% можуть викликати набряк легень. Найбільшу небезпеку оксиди азоту являють як активний компонент смогу. Так, з'єднуючись з незгорілими олефіновими вуглеводнями, вони утворюють токсичні нітроолефіни, що викликають захворювання дихальних шляхів та нервові розлади.

Діоксид сірки SO_2 токсичний та впливає на верхні дихальні шляхи як їдкий задушливий і дратівний газ. Симптоми при отруєнні сірчистим газом - нежить, кашель, захриплість, періння у горлі. Крім того, під впливом фотохімічних і каталітичних процесів частина діоксиду сірки перетворюється на триоксид SO_3, який у вологому повітрі утворює найсильніший подразник— сірчану кислопту H_2SO_4. Оксиди сірки згубні для рослинності, значно прискорюють корозію металів.

Димові частинки. Під димністю розуміють викиди вихлопних газів в атмосферу, які мають будь-яке забарвлення. Найчастіше це зумовлено наявністю в продуктах згоряння завислих частинок сажі та золи, що надають вихлопам чорного кольору. Димність також посилюється через присутність газоподібного діоксиду азоту, який має бурий відтінок. Це явище зменшує інтенсивність сонячного випромінювання на земній поверхні і погіршує видимість через поглинання та розсіювання світла завислими частинками. Є докази того, що сажисті частинки продуктів неповного згоряння абсорбують різні токсичні речовини і мають канцерогенні властивості. Потрапляючи в дихальні шляхи людини, ці частинки осідають у респіраторному тракті та легенях, сприяючи розвитку захворювань.

7.3 Методи зменшення викиду шкідливих речовин.

Камера згоряння (КС) як один з основних вузлів ГТД відіграє істотну роль у забезпеченні його екологічних характеристик. Рівень викидів шкідливих речовин залежить від типу двигуна, його досконалості, розмірів і від реального складу використовуваного палива.

Основні труднощі при створенні камер згоряння з низьким викидом шкідливих речовин, пов'язані з тією обставиною, що для зниження виходу CO і NOx необхідно проведення взаємно протилежних заходів. Раціональна конструкція

камери згоряння повинна бути деяким компромісом між вимогами, що випливають із завдання зменшення емісії цих двох груп забруднюючих компонентів.

Це може бути забезпечено за рахунок удосконалення робочого процесу первинної зони, зон вигоряння та змішування, раціонального вибору об'єму жарової труби та часу перебування у камері згоряння. Принцип дії всіх малоемісійних КС заснований на підтримці температури в зоні (зонах) горіння у вузькому інтервалі на всіх експлуатаційних режимах двигуна (рис. 7.1).

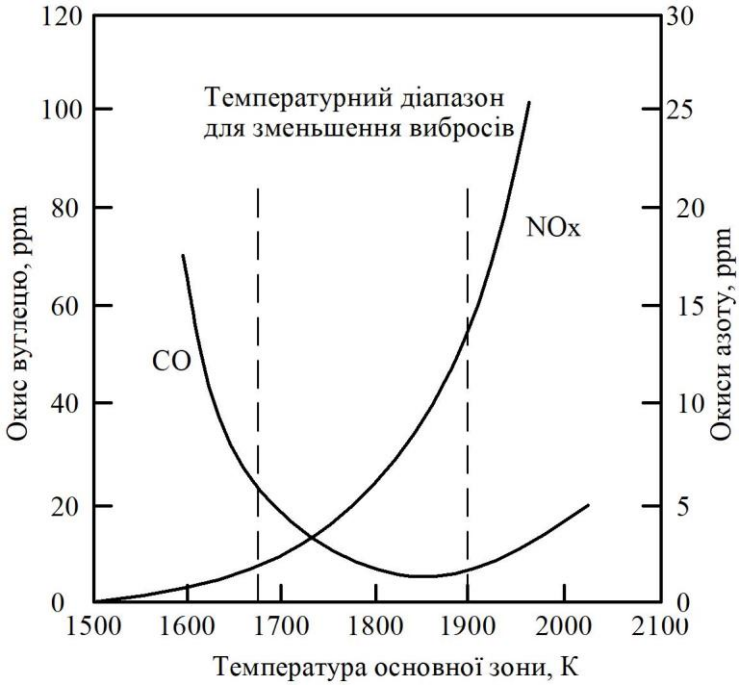


Рис. 7.1 Діапазон температур з малими вибросами CO і NOx

Для зниження емісії шкідливих речовин потрібна розробка камер згоряння складної конструкції зі збільшенням числа зон горіння, кожна з яких оптимізується на певний режим роботи. При цьому, для забезпечення перспективних норм на емісію шкідливих речовин, необхідно створення КС, які дозволили б одночасно знизити всі види шкідливих компонентів.

Для більш чіткого уявлення про можливі шляхи зниження емісії шкідливих речовин КС ГТД необхідно враховувати основні механізми їх утворення.

Окис вуглецю (CO) утворюється внаслідок:

1) неповного згоряння палива в сильно збіднених паливоповітряних сумішах;

2) наявності холодного пристінного шару у традиційній схемі загороджувального охолодження стінок жарової труби;

3) нестачі кисню при горінні багатих сумішей ($\alpha < 1,0$);

4) дисоціації CO_2 при високих температурах.

У перших двох випадках можна забезпечити ефективне зниження CO за умови правильної організації робочого процесу в КС з доокисленням CO в післяполум'яних зонах та використанням нетрадиційних систем охолодження. Окислення CO йде відносно повільно, що є фактором, що визначає вибір часу перебування (об'єму камери), необхідного для завершення реакцій.

Основні методи зниження викиду CO засновані на уявленнях про фізикохімічні закономірності його утворення:

1. забезпечення складу суміші у зоні горіння ближче до $\alpha = 1,1…1,3$;

2. збільшення обсягу зони горіння та часу перебування в ній.

Перелічені методи зниження викидів CO важко реалізувати у малоемісійних камерах згоряння, так як вони ведуть до різкого збільшення утворення NOx. Встановлено, що тільки в дуже вузькому діапазоні температур (температура полум'я Тпл = 1650 ... 1900 К) можна одночасно досягти необхідних рівнів викидів NOx і CO.

Оксиди азоту (NOx) утворюються внаслідок окислення азоту, який знаходиться у атмосферному повітрі й у паливі. Легкі дистилятні палива містять невелику кількість органічного азоту (менше 0,06 %), тоді як важкі продукти перегонки можуть містити до 1,8 %. В останньому випадку частка NO з палива може становити значну частину загального викиду оксиду азоту.

Процес утворення оксиду азоту ендотермічний і йде з помітною швидкістю при температурах вище 1800 К, тому NO утворюється тільки в гарячих зонах і досягає максимальну концентрацію на режимі найбільшої потужності. Окислення NO до NO_2 відбувається при зниженні температури газу. Практичний діапазон температури газу, за якої утворюється двоокис азоту, становить від 400 до 900 К. На режимах великої потужності частка NO_2 в оксидах азоту NOx дуже мала, але на режимі малої потужності вона може досягати 50%.

Встановлено, що викид NOx експоненційно зростає із підвищенням температури полум'я та лінійно зростає із підвищенням часу перебування продуктів згоряння у високотемпературних зонах. На рис. 7.2 представлено порівняння двох

залежностей утворення оксидів азоту від температури газів та часу перебування в камері згоряння ГТД при тиску газової суміші Р = 5 бар. У першому випадку - низькоемісійна камера згоряння 1 (НКС 1) - час перебування складає τ = 26 мс, у другому - НКС 2 - τ = 86 мс. Тобто, знижуючи час перебування газу в камері згоряння, ми значно знижуємо виділення термічних оксидів азоту, особливо при Тг > 1600 К. Зміна тиску від 0,5 до 3 МПа мало впливає рівень викиду NOx.

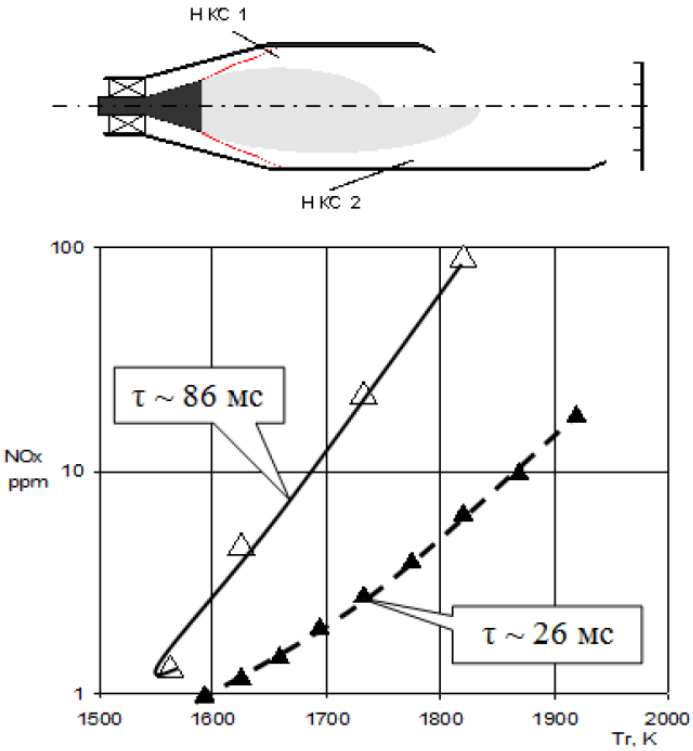


Рис. 7.2 Вплив часу перебування газу в камері згоряння на емісію NOx.

Для зниження рівня емісії NOx використовуються такі підходи:

- реалізація процесу горіння палива на малій довжині жарової труби (ЖТ) з часом перебування в зоні високих температур (понад 1920 К) 5...6 мілісекунд і потім інтенсивне охолодження в зоні змішування, тобто використовується принцип швидко спалити та швидко охолодити»;

- горіння палива при температурі 1750±50 К (тобто нижче 1920 К), з формуванням епюри температур на виході за рахунок підведення повітря в зоні змішування або із зони фронтового пристрою за винятком охолодження продуктів згоряння.

Результати аналізу загального обсягу розробок у напрямі зменшення викидів

шкідливих речовин, дозволяють виділити такі типові технології спалювання палива у КС ГТД, що задовольняють існуючим екологічним вимогам:

1) застосування спалювання збідненої, попередньо перемішаної паливної суміші у «сухих» КС. (До даної технології відносять наступні схеми: схема RQL, горіння збагаченої суміші з подальшим швидким підмішуванням повітря і догорянням збідненої суміші (Rich Quench Lean, англ. багатий охолоджений бідний); схема LPP, горіння збідненої попередньо змішаної та випареної суміші (Lean Premixed Prevaporized, англ. бідний попередньо перемішаний і випарений); схема LDI, горіння з упорскуванням збідненої суміші безпосередньо в зону горіння (Lean Direct Injection, англ. бідне безпосереднє упорскування));

2) каталітичне спалювання паливно-повітряної суміші;

3) застосування «мокрих» КС з дифузійним факелом та упорскуванням води (пара);

4) додаткове використання каталітичного очищення вихідних газів ГТУ.

5) Введення спеціальних присадок у паливо, що запобігають утворення NOx, що сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки 0,3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25 %.

6) Плазмохімічне горіння. Плазмохімічні технології засновані на використанні низькотемпературних плазмових струменів. Спалювання палив у камерах згоряння за допомогою плазмового факелу істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається при участі плазмотрона, констуктивно розташовуваного поблизу форсунок або разом з ними.

Підпис та дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис та дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Гуляєв П.П.			Цивільний захист	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		ВащиленкоМ.В.					138	151
						НУК		
Зав. каф.		Патлайчук В.М.						

8 Цивільний захист

Цивільний захист України — є державною системою органів управління, сил і засобів, що створюється для організації і забезпечення захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного, екологічного, природного та воєнного характеру.

На об'єктах господарської діяльності залучено велику кількість працівників і використовується різноманітне обладнання, тому організація цивільного захисту на таких об`єктах є досить важливим моментом в загальному обсязі питань захисту працівників об`єкта.

Цивільний захист об'єкта — це система організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних, протиепідемічних та інших заходів, які впроваджуються керівництвом об'єкта господарської діяльності для запобігання та ліквідації надзвичайних ситуацій, що загрожують життю та здоров'ю людей як у мирний, так і у воєнний час.

8.1 Основні завдання цивільного захисту:

Основними завданнями цивільного захисту об'єкта є:

- запобігання надзвичайним ситуаціям техногенного та природного походження, впровадження заходів щодо зменшення збитків та втрат у разі аварій, катастроф, вибухів, пожеж та стихійних лих;

- оперативне оповіщення працівників про виникнення або загрозу надзвичайних ситуацій, своєчасне й достовірне інформування про поточну ситуацію та заходи, які вживаються для запобігання надзвичайним ситуаціям і подолання їх наслідків;

- організація захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, надання невідкладної психологічної, медичної та іншої допомоги постраждалим;

- проведення невідкладних робіт із ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій і забезпечення життєзабезпечення постраждалого населення;

- забезпечення постійної готовності сил і засобів цивільного захисту для запобігання надзвичайним ситуаціям і ліквідації їх наслідків;

- навчання населення способам захисту у разі надзвичайних, несприятливих побутових або нестандартних ситуацій, а також організація тренувань;

- створення, збереження та раціональне використання матеріальних ресурсів, необхідних для запобігання надзвичайним ситуаціям;

- забезпечення працівників засобами колективного та індивідуального захисту відповідно до законодавства;

- організація та проведення евакуаційних заходів щодо працівників і майна у разі виникнення надзвичайних ситуацій;

- створення об'єктових формувань цивільного захисту відповідно до Кодексу цивільного захисту, інших законодавчих актів, забезпечення їх матеріально-технічною базою та готовності до виконання завдань;

- оцінка ризиків виникнення надзвичайних ситуацій на об'єктах і вжиття заходів для утримання цих ризиків на прийнятному рівні;

- проведення об'єктових тренувань і навчань із питань цивільного захисту.

8.2 Класифікація та види надзвичайних ситуацій

Надзвичайні ситуації класифікуються за характером походження, ступенем поширення, розміром людських втрат та матеріальних збитків. Залежно від характеру походження подій, що можуть зумовити виникнення надзвичайних ситуацій на території України, визначаються такі види надзвичайних ситуацій:

1) техногенного характеру;

2) природного характеру;

3) соціальні;

4) воєнні.

Залежно від ступеню поширення, розміру людських втрат та матеріальних збитків обсягів заподіяних надзвичайною ситуацією наслідків, обсягів технічних і матеріальних ресурсів, необхідних для їх ліквідації, визначаються такі рівні надзвичайних ситуацій:

1) державний;

2) регіональний;

3) місцевий;

4) об’єктовий.

8.3 Обґрунтування необхідності проведення аналізу видів й наслідків відмов при функціонуванні комбінованого ГТА з ТУК для електростанції

Газотурбінна електростанція є небезпечним виробничим об'єктом, на якому можуть виникнути аварійні ситуації, такі як вибух, пожежа або порив газопроводу.

Під час експлуатації турбіни особливу увагу необхідно приділяти таким подіям:

- сильна вібрація, що може свідчити про пошкодження проточної частини, прогин ротора або виліт лопаток;

- гідравлічний удар, ознаками якого є різке зниження температури пари, поява вологого пару в випускних трубах, шум і удари в циліндрі турбіни;

- поява диму з підшипників парової турбіни, генератора або маслосистеми ГТД;

- зниження рівня масла в баці нижче граничного рівня;

- осьове зміщення турбіни понад допустимі межі;

- падіння вакууму до аварійного рівня та надмірний нагрів вихлопної частини турбіни;

- відхилення параметрів свіжої пари від встановлених норм;

- відхилення параметрів роботи ГТД від встановлених норм.

Забезпечення безпеки передбачає заходи з попередження аварій. Для якісного аналізу ризиків використовується міждержавний стандарт надійності техніки «Аналіз видів, наслідків і критичності відмов».

Для проведення аналізу видів й наслідків відмов встановлюємо наступний рівень розукрупнення системи за наступними частинами: ГТД, кожух ПТ, газопровід, утилізаційний котел, трубопровід, ПТ, електрогенератор.

8.4 Визначення наслідків відмов елементів системи ГТУ

Аналіз оцінки наслідків відмов проводимо за структурним методом. Загальна схема структурного методу включає наступні основні операції:

1. У відповідності з планом аналізу встановлюють мінімальний рівень розукрупнення.
2. На основі функціональної блок-схеми об'єкта ідентифікують усі елементи обраного рівня деталізації.
3. Для кожного ідентифікованого елемента даного рівня, з використанням класифікаторів відмов, інженерного аналізу, апріорних даних, досвіду та знань дослідника, складається перелік можливих видів відмов цього елемента.
4. Для кожного виду відмов обраного елемента визначають його можливі наслідки на поточному та наступних рівнях структури об'єкта.
5. Для елементів, відмови яких безпосередньо призводять до відмов об'єкта або зниження якості його функціонування, оцінюють ступінь важкості наслідків відмови.
6. Повторюють ці операції для елементів усіх вищих рівнів деталізації. Наслідки відмов елементів нижчих рівнів, які не впливають на функціонування елементів вищого рівня, розглядаються як самостійні види відмов на цьому рівні.
7. Відокремлюють відмови, ступінь важкості або критичність яких перевищують допустимі межі, встановлені планом аналізу. Елементи, пов'язані з такими відмовами, включають до списку критичних елементів.

За структурним методом визначаємо наслідки, до яких призводять відмови визначених елементів системи ГТУ, заповнюємо робочий лист для проведення аналізу (табл. 8.4.4).

Критичність відмови С розраховують за формулою:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 ,$$

де B_1 , B_2 , B_3 обираються з відповідних оціночних таблиць.

Таблиця 8.4.1 - Оцінки можливості відмов у балах

Види відмов по можливості виникнення за час експлуатації	Очікувана можливість відмов, оцінена експериментальним шляхом	Оцінка можливості відмови у балах B_1
Відмова практично не можлива	Менше 0,00005	1
Відмова мало вірогідна	Від 0,00005 до 0,001	2
Відмова має малу вірогідність, обумовлену точністю розрахунку	Від 0,001 до 0,005	3
Умірена можливість відмови	Від 0,005 до 0,01	4
Відмови можливі, але при іспитах не виявлялись	Від 0,001 до 0,005	5
Відмови можливі, виявлялись при іспитах	Від 0,001 до 0,005	6
Відмови можуть статись	Від 0,005 до 0,01	7
Висока вірогідність відмови	Від 0,01 до 0,10	8
Вірогідні повторні відмови	Більше 0,11	10

Таблиця 8.4.2 – Оцінки послідовностей відмов

Опис наслідків відмов	Оцінка наслідків у балах B_2
Відмова не приводить до помітних наслідків	1
Наслідки відмови незначні	2-3
Відмова призводить до помітного зниження експлуатаційних характеристик	4-6
Висока ступінь незадоволення споживача, але загроза від відмови не можлива	7-8
Відмова несе загрозу для людей або навколишнього середовища	9-10

Таблиця 8.4.3 – Оцінка можливості виявлення відмови до постачання виробу

Види відмов за можливістю знаходження до постачання	Вірогідність знаходження відмови, оцінена розрахунками або експертним шляхом	Оцінка вірогідності у балах B_3
Дуже висока вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Більше 0,95	1
Висока вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Від 0,95 до 0,85	2-3

Продовження таблиці 8.4.3

Види відмов за можливістю знаходження до постачання	Вірогідність знаходження відмови, оцінена розрахунками або експертним шляхом	Оцінка вірогідності у балах B_3
Помірна вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Від 0,85 до 0,45	4-6
Висока вірогідність постачання споживачу дефектного виробу	Від 0,45 до 0,25	7-8
Дуже висока вірогідність постачання споживачу дефектного виробу	Менше 0,25	9-10

Розрахунок критичності відмови: (ГТД, кожух ПТ, газопровід, УПГ, трубопровід, ПТ, електрогенератор).

1. ГТД:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 = 6 \cdot 1 \cdot 2 = 12 \text{ балів}$$

2. Газопровід ГТД:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 = 3 \cdot 9 \cdot 4 = 108 \text{ балів}$$

3. Кожух ПТ:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 12 \text{ балів}$$

4. Електрогенератор:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 = 2 \cdot 8 \cdot 1 = 16 \text{ балів}$$

5. ПТ:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 = 6 \cdot 6 \cdot 4 = 144 \text{ балів}$$

6. Трубопровід:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 = 2 \cdot 9 \cdot 3 = 54 \text{ балів}$$

7. УПГ:

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 = 2 \cdot 9 \cdot 3 = 54 \text{ балів}$$

Інв. № подл	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв № дубл.	Підпис і дата

Таблиця 8.4.4 Робочий лист проведення аналізу

Найменування елемента	Вид (опис) відмови	Можливі причини відмови	Наслідки відмови			Способи й засоби виявлення й локалізації відмови	Рекомендації щодо попередження (зниження) важкості наслідків відмови	Можливість відмови	Критичність відмови
			на розглянутому рівні	на вище стоячому рівні	на рівні виробу				
ГТД	1)Сильна вібрація; 2)Перевищення температури масла 3)Вихід за межі експлуатаційних параметрів	1) Ушкодження проточної частини 2) Недотримання норм експлуатаційної документації	Руйнування ГТД	-	Відмова установки	Автоматичний контроль параметрів ГТД з аварійною зупинкою	Періодичний контроль і техогляд	0,005	12
Газопровід ГТД	Порив	Нещільність з'єднань	Витік газу; Пожежа;	Отруєння людей; Вибух	Відмова установки	Вибухові попереджувальні клапани	Дотримувати вимог протипожежної безпеки й вибухобезпеки, Встановлення додаткових датчиків тиску. Зміцнення газопроводу додатковими фланцями та муфтами	0,005	108

Продовження таблиці 8.4.4

Найменування елемента	Вид (опис) відмови	Можливі причини відмови	Наслідки відмови			Способи й засоби виявлення й локалізації відмови	Рекомендації щодо попередження (зниження) важкості наслідків відмови	Можливість відмови	Критичність відмови
			на розглянутому рівні	на вище стоячому рівні	на рівні виробу				
Кожух ПТ	Розрив	Дефектний матеріал; Ушкодження при експлуатації: Надмірний тиск	Руйнування двигуна	Миттєве зниження ефективної потужності ПТ	Зниження потужності	Автомат безпеки	Перевірка цілісності кожуха двигуна перед кожним запуском. Контроль термодинамічних та віброакустичних параметрів робочого тіла, що контактує з кожухом. Зміцнення кожуха ребрами жорсткості та додатковими переборками з металу	0,001	12
Електрогенератор	Замикання	Недотримання норм експлуатаційної документації	Враження електричним струмом персоналу	Вибух	Відмова установки	Захисне відключення; Диференціальний захист генератора	Удосконалення диференціального захисту; дотримувати правил електробезпечності	0,001	16
ПТ	1)Сильна вібрація; 2)Дим з підшипників і генератора;	1)Зниження температури пари; 2)Ушкодження проточної	Руйнування турбіни	-	Зниження потужності	Автомат безпеки; Система автоматичного пожежогасіння;	Контроль за температурою, вібрацією, Проведення інструктажу за інструкцією по	0,005	144

Продовження таблиці 8.4.4

Найменування елемента	Вид (опис) відмови	Можливі причини відмови	Наслідки відмови			Способи й засоби виявлення й локалізації відмови	Рекомендації щодо попередження (зниження) важкості наслідків відмови	Можливість відмови	Критичність відмови
			на розглянутому рівні	на вище стоячому рівні	на рівні виробу				
		частини; прогин ротора, виліт лопаток; 3)Підвищення температури; 4)Надмірне нагрівання вихлопної частини турбіни					експлуатації кожні 7 днів.		
Трубопровід	Розрив	Перевищення тиску	Опіки; Разгерметизація системи	Людські жертви Ушкодження механызмів.	Зовнішні ушкодження ГТА	Система аварійної сигналізації, контроль тиску	Використання чутливіших термопар та датчиків тиску. При необхідності дублюючих	0,001	54
УПГ	1)Порив 2)руйнування поверхні агрегату 3)руйнування труб; 4)закипання води в економайзері;	1)Витік газу через нещільність запірних арматурі 2)випускання й перекачування води; 5)нагромадження горючих газів	Ушкодження устаткування, Опіки персоналу	Ушкодження будівлі. споруд; людські жертви;	Ушкодження ГТА	Вибухові попереджувальні клапани: датчики	Контроль наявності полум'я та стану повітряного середовища	0,001	54

8.5 Висновки

В результаті проведеного аналізу оцінки наслідків відмов за структурним методом щодо стійкості роботи елементів системи ГТА який працює на електростанції, були виявлені основні види відмов елементів систем, які могли статися під час їх експлуатації.

Визначено, що найбільш небезпечними відмовами є порив газопроводу, утилізаційного котла, замикання електрогенератора - оскільки вони можуть призвести не лише до значних матеріальних збитків, але й до людських жертв.

Для запобігання таких відмов необхідно вжити такі заходи:

- Корпус турбіни, трубопроводи, арматури та інші гарячі поверхні повинні бути ретельно ізольовані. Біля маслопроводів ізоляцію необхідно покривати металевим кожухом, щоб запобігти потраплянню на неї масла.

- Небезпечні ділянки маслопроводів високого тиску мають бути захищені спеціальними щільними металевими коробками з сальниками, де можливі витоки масла дренують у канал.

- Маслопроводи, розташовані поза коробками, необхідно екранувати від гарячих поверхонь, а фланцеві з'єднання - закривати кожухами.

- Маслопроводи слід укладати на віброізолятори та міцно закріплювати. У разі вібрації турбіну необхідно зупинити автоматичною системою безпеки для усунення причин вібрації.

- Встановити диференціальний захист генератора.

- Дотримання правил з електробезпеки;

- Встановлення додаткових датчиків контролю атмосфери у приміщеннях електростанції.

Для запобігання можливим аварійним ситуаціям (вибухам і пожежам) на електростанції враховані вимоги протипожежної та вибухобезпеки, дотримані норми, правила, інструкції та стандарти, а також передбачені необхідні відстані між блоками й будівлями. Обрано ефективні засоби пожежогасіння.

ВИСНОВКИ

1. За завданням кафедри турбін було виконано розробку та дослідження схеми комбінованого ГТА з ТУК для електростанції на базі компресорного блоку вітчизняного ГТД ДГ80.

2. Розроблено математичну модель досліджуємої схеми комбінованого ГТА з ТУК та проведено її порівняльне дослідження ефективності в діапазоні верхньої температури циклу 1300 … 1700 К. з урахуванням наявних світових тенденцій розвідку рівня сучасних технологій турбінобудування.

3. Показано, що використання схеми ГТА з паротурбінним ТУК для сучасного та перспективного рівня температур газу перед турбінами ГТД (1300…1700 К) дозволяє створювати енергетичні ГТА для електростанцій на рівні ККД термодинамічного циклу від 45,3% до 54,8%.

4. Зроблено вибір, обґрунтування та розрахунок параметрів схеми перспективного ГТА з паротурбінним ТУК на базі компресорного блоку ГТД ДГ80 для електростанції з наступними технічними характеристиками:

– сумарна електрична потужність ГТА з ТУК $N_{ел}$ = 34,77 МВт;

– температура газу перед ТВТ ГТД $T_З$ = 1540 К;

– ефективний ККД комбінованого ГТА з ТУК η_e = 42,45 %;

– питома електрична потужність Nпит = 389,2 кВт/(кг/с);

– питома витрата палива на електростанцію $C_{Nел}$ = 0,1695 кг/(кВт·год.);

5. Виконані габаритні розрахунки з отриманням розмірів основних елементів ГТД і двигуна в цілому, утилізаційного парогенератора, парової турбіни та парового конденсатора.

6. Конструктивні розрахунки в кваліфікаційній роботі містять проектувальні розрахунки турбіни низького тиску ГТД, закрутки лопатки ступеня ТНТ, а також її оцінку на міцність. Також проведені розрахунки УПГ одного тиску, оребренного типу, із продуктивністю по перегрітій парі DУПГ=10,04 кг/с,. Спроектована парова турбіна потужністю Ne=8,56 МВт,

7. Розроблені заходи з техніки безпеки, охорони праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища та цивільної оборони.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Романовський Г. Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

2. **Романовський Г.Ф.** Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст]: навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.

3. **Романовський Г.Ф.** Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок [Текст]: навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 84 с.

4. **Романовський Г.Ф.** Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – 259 с.

5. **Патлайчук В. М.** Проектування стаціонарних парових турбін у 2 ч. Ч. 1. Розрахунок одноциліндрових турбін [Текст]: навч. посіб. / В. М. Патлайчук. – Миколаїв: НУК, 2020. – 120 с.

6. **Тубальцев А. М.** Виробниче освітлення та його розрахунок [Текст]: навч. посіб. / А. М. Тубальцев – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.

7. **Ковецкий В.М.** Энергетическая эффективность технологий парогазотурбинных установок [Текст] / В.М. Ковецкий // Проблеми загальної енергетики – 2008. - №17.

8. Энергетика [Електронний ресурс]. – Режим доступу: WWW. URL: http://energetika.in.ua/ru/books/book-3/part-1/section-3/3-8. – дата звертання: 2024. – Заголовок з екрану.