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: *Дослідження контактного ГТА з ТУК потужністю 110 МВт для блокової електростанції*

Виконав:
студент групи 6231м

_____ Ключко Р.О.
(підпис)

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Козловський А.В.
(підпис)

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"

Студенту _____ Ключку Роману Олександровичу_____

1. Тема роботи:

" Дослідження контактного ГТА з ТУК потужністю 110 МВт для блокової електростанції "

Керівник роботи: __канд. техн. наук, доцент Козловський А.В. _____

Затверджені наказом ректора №____ від «___»_____2024 року

2. Термін подання роботи: _____20.11.2024 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки N_e=110_МВт,T_3=1520К

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

4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.

4.2. Розрахунки турбіни низького тиску.

4.3. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.

4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.

4.5. Заходи з техніки безпеки, та охороні праці.

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання 05.09.2024

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2024	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2024	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2024	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2024	
5	Міцністні розрахунки	05.10.2024	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2024	
7	Розрахунки турбіни низького тиску.	19.10.2024	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2024	
9	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	10.11.2024	

Студент _____ (підпис) **Ключко Р.О.**

Керівник роботи _____ (підпис) **Козловський А.В.**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Навчально-науковий машинобудівний інститут

Кафедра турбін

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: *Дослідження контактного ГТА з ТУК потужністю 110 МВт для блокової електростанції*

В роботі розроблені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції турбіни ГТД; розрахунок робочої лопатки та диска 1-го ступеню на міцність; розробка системи охолодження. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному залі та розробка системи штучного освітлення.

Студент групи 6231м _____ Ключко Р.О.

Керівник роботи _____ Козловський А.В.

Завідувач кафедри _____ Патлайчук В.М.

Миколаїв 2024 р.

ЗМІСТ

Пояснювальна записка 3
Анотація 7
Список прийнятих скорочень 8
Вступ 10
1 Термо- і газодинамічні розрахунки 12
1.1 Інформаційно патентний пошук 13
1.2 Вибір теплової схеми 22
1.3 Оптимізація параметрів циклу КГТА 24
1.4 Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА 27
1.5 Визначення габаритних розмірів основних елементів КГТА 30
1.5.1 Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перетину 30
1.5.2 Габаритний розрахунок ПГК 39
1.5.3 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора 44
1.6 Термодинамічний розрахунок турбіни 50
2 Конструювання та конструктивні розрахунки 54
2.1 Описання будови проектуємого газотурбінного агрегата 55
2.2 Розрахунок закрутки лопатки першого ступеня 60
2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня 64
2.4 Визначення запасу міцності диску першого ступеня 66
2.5 Розрахунок опорного підшипника 70
2.6 Опис паливної системи ГТД 72
3 Охорона праці 77
3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів в залі електростанції 79
3.2 Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції ... 85
3.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних 87
4 Охорона навколишнього середовища 89
4.1 Аналіз шкідливого впливу вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище 90
4.2 Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів 93

4.3 Заходи, застосовані до проектованого двигуна щодо зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище 95
5 Цивільна захист 97
5.1. Обгрунтування необхідності проведення аналізу видів і наслідків відмов при функціонуванні ГТЕС 98
5.2. Проведення аналізу видів і наслідків відмов при функціонуванні ГТЕС 99
5.2.1. Характеристика ГТЕС та визначення можливих відмов 99
5.3.Висновки 101
Висновки 103
Список використаних джерел 105

АНОТАЦІЯ

до кваліфікаційної роботи на тему:

«Дослідження контактного ГТА з ТУК потужністю 110 МВт для блокової електростанції»

В роботі розроблено контактний газотурбінний агрегат потужністю 110 МВт для приводу електрогенератора.

Двигун спроектовано для температури 1520 К, міра підвищення тиску $\pi_к$ - 18. Ці параметри та глибока утилізація тепла дозволили одержати ККД установки η = 51,75 %. Розрахунки циклу двигуна проводились за навчальними програмами кафедри турбін .

В роботі розроблена турбінна частина двигуна, проведено розрахунки на міцність робочої лопатки та диска першої ступені турбіни , розраховано опорний підшипник турбіни на довговічність, та розроблена принципова паливна система двигуна.

У розділі з охорони праці розглянуті шкідливі фактори , що впливають на людину у процесі експлуатації ГТД та зроблено розрахунок штучного освітлення машинної зали електростанції.

У розділі цивільного захисту проведено аналіз видів і наслідків відмов при функціонуванні електростанції.

СПИСОК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВП — випарна поверхня, випарник

ГТЗА — головний турбозубчатий агрегат

ГТА — газотурбінний агрегат

ГТД — газотурбінний двигун

ПГУ — парогазова установка

ГЦН — головний циркуляційний насос

ДІВ — джерела іонізуючого випромінювання

ДП НВКГ — Державне підприємство Науково-виробничий комплекс газотурбінобудування

ЖВ — живильна вода

ЖН — живильний насос

ЗІЗ — засоби індивідуального захисту

ЗІП — запасні частини і приладдя

ЕП — економайзерна поверхня, економайзер

КВПТ — коефіцієнт відновлення повного тиску

КН — конденсатний насос

ККД — коефіцієнт корисної дії

КЗ — камера згоряння

КСК — комплекс систем керування

МКВ — машинно-котельне відділення

МЗ — машинне зала

НВВ — нафтовмісні води

ОВ — опорний вінець

ПК — паровий конденсатор

ПП — пароперегрівна поверхня, пароперегрівник

СА — сопловий апарат

САК — система автоматизованого керування

СДАК — система дистанційного автоматизованого керування і контролю

СЦК — система централізованого контролю

ТГ — турбіна генератора

ТЗ — технічні засоби

ТКВТ — турбокомпресор високого тиску

ТКБ — турбокомпресорний блок

ТКНТ — турбокомпресор низького тиску

ТОА — теплообмінний апарат

ТУК — теплоутилізаційний контур

ТЯ — теплий ящик

УК — утилізаційний котел

УПГ — утилізаційний парогенератор

ЦО — цивільна оборона

ВСТУП

Потреби в електричній енергії у світі постійно ростуть, і від того яким способом ця енергія буде добуватися багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні установки знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТУ для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанції для покриття пікових і напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. Це пояснюється рядом переваг ГТУ в порівнянні з іншими установками, у числі яких:

- мала питома маса;
- компактність;
- висока агрегатна потужність одного двигуна;
- високий ступінь автоматизації;
- можливість швидкої агрегатної заміни, що сприяє зменшенню трудомісткості при ремонті.

Для підвищення економічності двигуна необхідно добитися якомога більшого коефіцієнта корисної дії. Щоб досягти цього доводиться 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 доводиться 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 згоряння, УПГ, регенератора і т.д.);

– ускладнення циклу установки в цілому, тобто вживання регенерації, утилізації, проміжного охолоджування тощо;

– максимальне зменшення викидів шкідливих речовин.

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

Одним з перспективних типів є комбіновані установки з утилізацією теплоти випускних газів ГТД. Такі установки називаються ГПТУ, пара, яка генерується в утилізаційному парогенераторі, поступає в парову турбіну. Таким чином, прямий шлях підвищення економічності — це повернення частини використаної теплоти газів, що відходять, назад у цикл. Висока ефективність подібних установок досягається за рахунок достатньо глибокої утилізації теплоти робочого тіла, що виходить з ГТД. При такому способі знижується потужність компресора, і підвищується питома потужність всієї установки.

Ускладнення схеми шляхом використання ТУК збільшує ККД агрегату до 40...50%, що дозволяє конкурувати з дизельною установкою, яка має приблизно такий же рівень ККД.

У зв’язку з цим з’являється необхідність застосування на електростанції ГТА складних теплових схем з утилізацією тепла випускних газів.

Метою наукового дослідження є дослідження параметрів КГТА з ТУК потужністю 110 МВт.

Об'єкт дослідження – контактний газотурбінний агрегат з теплоутилізаційним контуром потужністю 110 МВт.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри контактного газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 110 МВт та його окремих елементів.

Методи дослідження - розробка конструкції та визначення ефективності газотурбінного агрегату та його окремих частин.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.			
Студент.		Ключко Р.О.			Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.					12	53
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

1.1 Інформаційно патентний пошук.

Газотурбінний двигун ГТД 110 (рис.1.1) призначений для використання в складі парогазових установок потужністю 325 і 170 МВт із метою вироблення електричної і теплової енергії в базовому, напівпіковому і піковому режимах застосування. На базі ГТД 110 за вимогою замовника може бути створена однорухова установка ГТЭ-110 з електрогенератором.

Рисунок 1.1 - Газотурбінний двигун ГТД 110

По своїх техніко-економічних характеристиках ГТД 110 відповідає кращим світовим зразкам і є першою установкою такого класу, створеної в країнах колишнього Радянського Союзу, що має температуру газів на вході в турбіну 1210 С, КПД – 36%, концентрацію NO_x у газах, що відходять - менш 50 мг/нм^3.

Маса двигуна в 1,5-2 рази менше, а вартість майже на 30% нижче світових зразків. По технічних і екологічних параметрах ГТД 110 відповідає вимогам ДСТ 29328 і міжнародному стандартові АР1-616 на промислові газові турбіни.

Відмінною рисою двигуна ГТД 110 є його малі габарити і маса, що не перевищує 50 тонн. Це дозволяє здійснювати постачання двигуна на місце експлуатації в цілком зібраному і випробуваному виді єдиним модулем на рамі в тепло і звукоізолюючому контейнері. Перед відправленням замовникові кожен зразок двигуна ГТД 110 проходить здавальні іспити з перевіркою його характеристик на номінальній потужності і пред'являється замовникові на відповідність параметрів, заданих у технічних умовах. Такий метод приймання газотурбінних двигунів і установок прийнятий в авіаційній і суднобудівній промисловості і дозволяє різко знизити вартість і час монтажних і пусконалагоджувальних робіт з порівняння з традиційними енергетичними паротурбінними блоками. Загальний час монтажу і пусконалагоджувальних робіт двигуна оцінюється приблизно в 1-1,5 місяця.

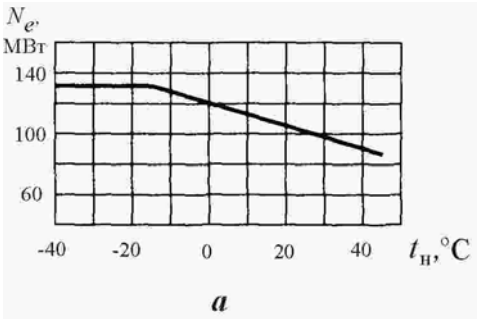
Привабливою особливістю ГТД 110 є можливість його установки на вже діючі електростанції.

У процесі експлуатації забезпечується сервісне обслуговування. Капітальний ремонт виробляється на заводі-виготовлювачі.

Даний двигун створений у результаті виробничої кооперації з російською компанією НПО "Сатурн". Розробка велася за замовленням РАО "Єдині енергетичні системи Росії". Перший досвідчений двигун був виготовлений у 1998 р. По 2000-й рік він відробив чотири дослідно-доводочних цикли на дизельному і газоподібному паливі. Іспиту на заводському стенді НПКГ "Зоря"-"Машпроект" показали повну відповідність експериментальних характеристик ГТД 110 їхнім проектним значенням і підтвердили правильність закладених у конструкцію рішень.

Другий двигун, зібраний у серпні 2001 р., після заводських іспитів був установлений на Іванівської ГРЕС (Росія) і проходить подальші іспити в складі стенда ГТЕ-110 з видачею електричної потужності в енергосистему. Проведений перший етап іспитів підтвердив надійність усіх систем станції.

Після завершення іспитів аналогічні установки намічається поставити на Конаківську, Щекінську і Краснодарську ГРЕС, Калінінградську ТЕЦ-2, Північно-Західну ТЕЦ ("Лененерго"), Элистинську ГРЕС і деякі інші об'єкти РАО ЄЕС. Орієнтований попит на ГТД 110 за експертними оцінками на найближчі десять років складає близько 100 шт.



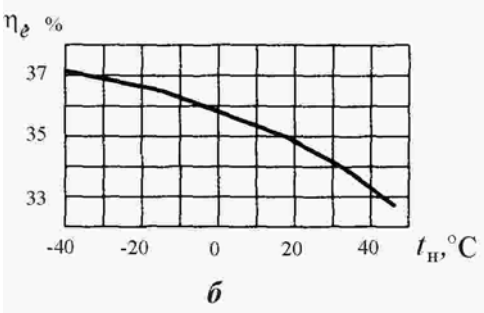


Рисунок 1.2 – Залежність потужності (а) і КПД (б) ГТД 110 від температури повітря на вході

Основні технічні характеристики ГТД 110 (в умовах ISO 2314) представлені в табл.1.1, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.

Таблиця 1.1 - Основні технічні характеристики ГТД 110

Параметр	Базовий режим	Піковий режим
Номінальна потужність, МВт	114,5	125
КПД, %	36	36,5
Витрата повітря, кг/с	357	357
Ступінь підвищення тиску	14,7	15,0
Температура газу перед турбіною, С	1210	1268
Витрата паливного газу (H_u = 50090 кДж/кг), кг/год.	22510	24220
Температура газу за ГТД, С	517	547
Частота обертання ротора ГТД, об/хв.	3000	3000
Ресурс до капітального ремонту, ч	25000 при числі пусків не більш 300	4000 при числі пусків не більш 1000
Ресурс до списання, ч	100000 при числі пусків не більш 1000	16000 при числі пусків не більш 5000
Зміст NO_x, (при 15% ПРО2), не більш, мг/нм^3	50	–
Довжина х ширина х висота, м, не більш	5,7 х 3,7 х 4,0	
Маса, т	50	

Російська сторона відносить створення ГТД 110 до числа пріоритетних розробок, упровадження яких дозволить ліквідувати наявне технологічне відставання електроенергетичного комплексу Росії від промислово розвинених країн. Передбачається, що двигун ГТД 110 стане основою гами двигунів потужністю від 60 до 160 МВт, застосовуваних у парогазових і енергетичних установках у діапазоні потужностей від 90 до 500 МВт із КПД від 55 до 58%.

Газотурбінний двигун ГТД 110 (рис.1.3) виконаний однокаскадним із двохопорним ротором, з добором потужності з боку компресора.

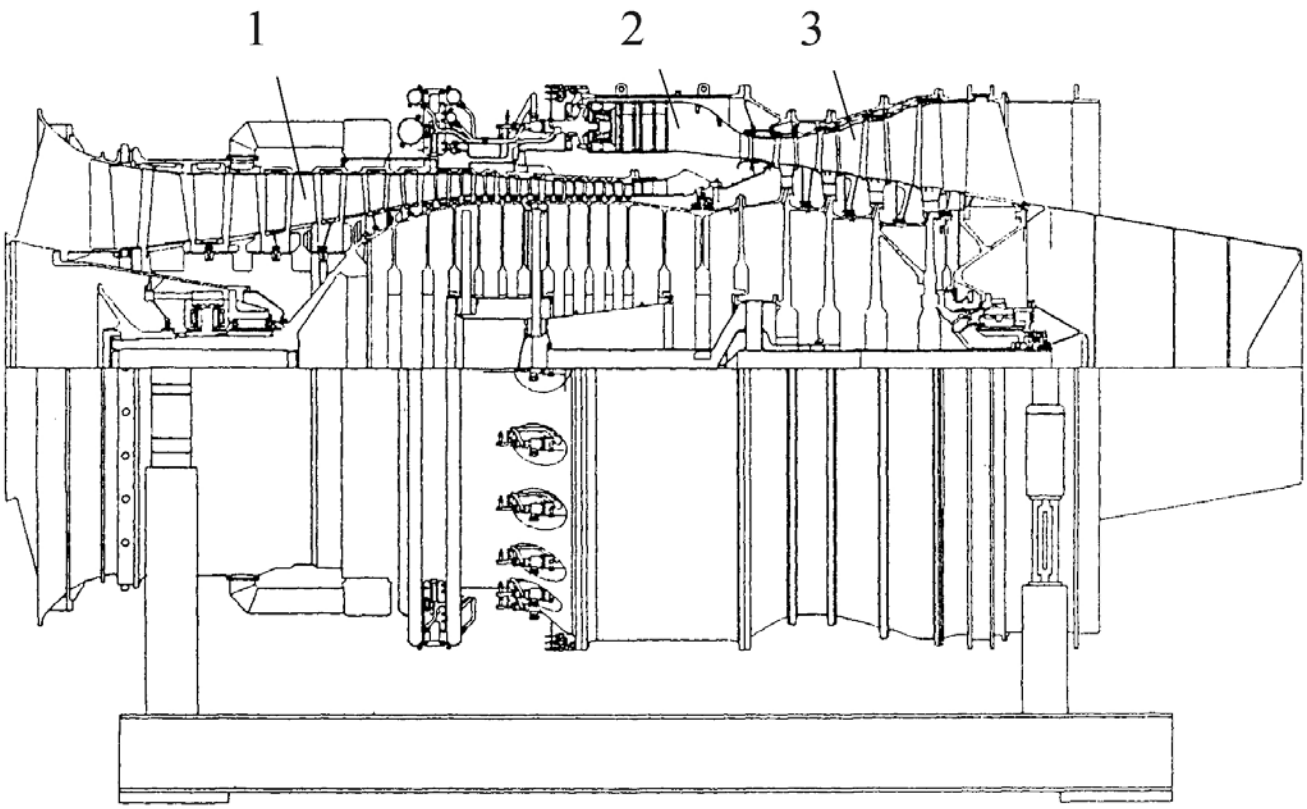


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема ГТД 110:
1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – турбіна

Компресор (рис.1.4) – осьовий, має 15 ступенів. У ньому передбачене керування кутом установки лопаток поворотного вхідного направляючого апарата за допомогою електропривода.

Передній корпус компресора 1 є одним з елементів силової схеми двигуна. Через передній корпус передаються радіальні й осьові навантаження, що виникають при обертанні ротора, на передню опору двигуна 8. Передній корпус виконаний у виді профільованих обичайок, з'єднаних між собою профільними стійками. У проточній частині між зовнішньою і внутрішньою стінками здійснюється плавний поворот повітря від радіального напрямку до осьового.

У передньому корпусі розміщена передня опора ротора, вхідний направляючий апарат 2, на зовнішній обичайці змонтований механізм повороту вхідного направляючого апарата.

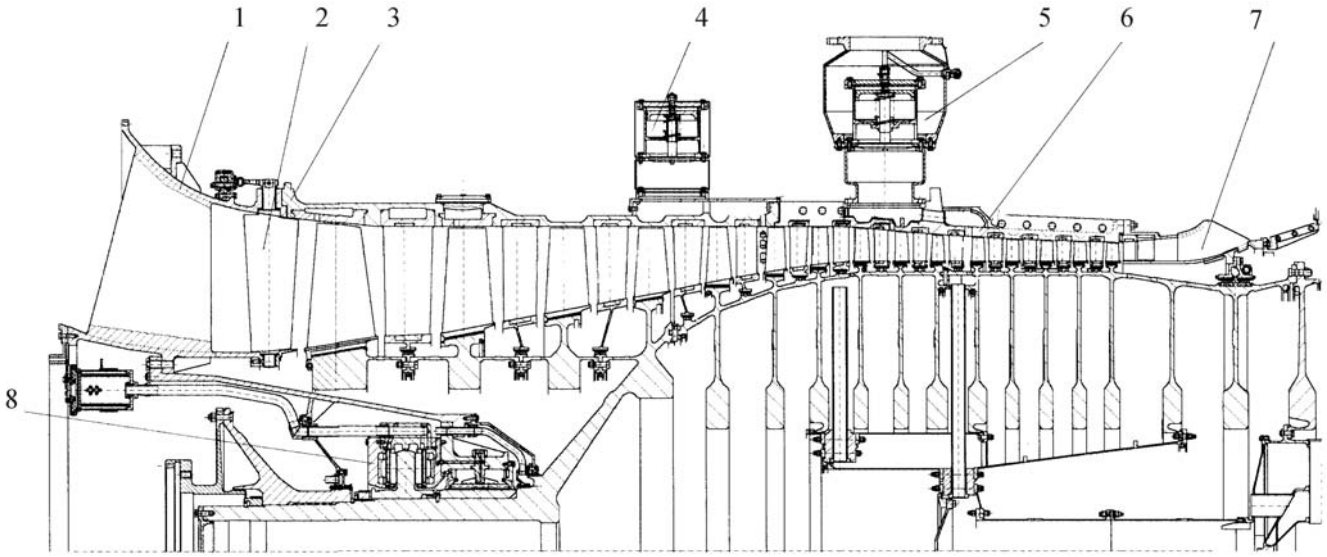


Рисунок 1.4 – Компресор двигуна ГТД 110:
1 – передній корпус; 2 – вхідний напрямний апарат; 3 – корпус 1-5-го ступенів; 4 – клапан перепуску; 5 – клапан перепуску з компенсатором; 6 – корпус 6-14-го ступенів; 7 – дифузор; 8 – передня опора

Передня опора складається з двох підшипників ковзання – опорного і упорного. Опорний підшипник ковзання складається з корпуса і п'яти самоустановлювальних сегментів. Сегменти на поверхні, що стикається з передньою цапфою ротора, мають антифрикційний шар. З азотованою поверхнею корпуса опори контактує криволінійна поверхня сегментів, що дозволяє їм самовстановлюватися щодо цапфи ротора.

Упорний підшипник ковзання – двосторонній, складається з 28 колодок і завзятого гребеня. Колодки розташовані по 14 штук з кожної сторони гребеня і з боку гребеня мають антифрикційний шар, із протилежної ж сторони в них уставлений сферичний упор з азотованої сталі, що спирається на пружні пластини. Сферичні упори дозволяють колодкам самовстановлюватися щодо завзятого гребеня, а пружні пластини, що прогинаються під дією осьової сили, компенсують перекіс завзятого гребеня. Змащення й охолодження деталей підшипника здійснюється струминною подачею олії з форсунок, установлених між колодками, і з отворів, що повідомляють масляні канали корпуса підшипника з його внутрішньою порожниною.

Корпус 1-5-й ступенів компресора 3 призначений для розміщення п'яти направляючих апаратів. Над робочими лопатками 1-й і 2-й ступенів організовані антизри-

вні пристрої, виконані в корпусі компресора у виді кільцевих камер, у які повітря попадає через щілинні кільця.

Направляючі апарати виконані у виді зовнішнього і внутрішнього півкілець, з'єднаних між собою направляючими лопатками. Кожна лопатка в зовнішнє кільце установлюється хвостовиком типу "ласточкин хвіст", у внутрішнє кільце – призматичним хвостовиком. В внутрішніх кільцях лопатки фіксуються штифтовкою.

Корпус компресора – зварений, складається з двох половин з горизонтальним розніманням. За направляючим апаратом 5-го ступеня організований добір повітря при запуску ГТД. Корпус 6-14-х ступенів 6 містить у собі направляючі апарати 6-14-й ступенів. По своїй конструкції і матеріалові корпус і направляючі апарати аналогічні корпусові компресора і напрямним апаратам 1-5-й ступінь.

На корпусі 6 виконані добори повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів і соплових лопаток турбіни і добір повітря за 10-м ступенем, з якого через п'ять клапанів 5 здійснюється перепуск повітря в атмосферу для забезпечення усталеної роботи двигуна при запуску. Через 10-й ступінь через антиобледенілий клапан також виробляється добір повітря на антиобльодянілу систему.

Ротор компресора – дисково-барабанної конструкції, складається з трьох начіпних дисків (1-3-го ступенів), диска-цапфи 4-го ступеня, двох барабанів (5-10-го ступенів і 11-15-го ступенів), робочих лопаток.

Барабани з'єднані між собою і диском-цапфою за допомогою штифтів. Начіпні диски з'єднані між собою через лабіринтові втулки стяжними болтами. Робочі лопатки встановлені в пазах дисків замковою частиною типу "ласточкин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками.

За 7-м і 10-м ступенями за допомогою радіально встановлених труб організовані добори повітря в порожнину ротора. Добір за 7-м ступенем призначений для охолодження дисків компресора, а за 10-й – для охолодження ротора турбіни.

На 17-м диску компресора встановлений двохпоясний розвантажувальний лабіринт. На цьому ж диску мається фланець для з'єднання ротора компресора з ротором турбіни за допомогою призонних болтів.

Камера згоряння (рис.1.5) – протитокова, трубчасто-кільцевого типу, має двадцять жарових труб, що забезпечують роботу на двох видах палива – газоподібному і рідкому.

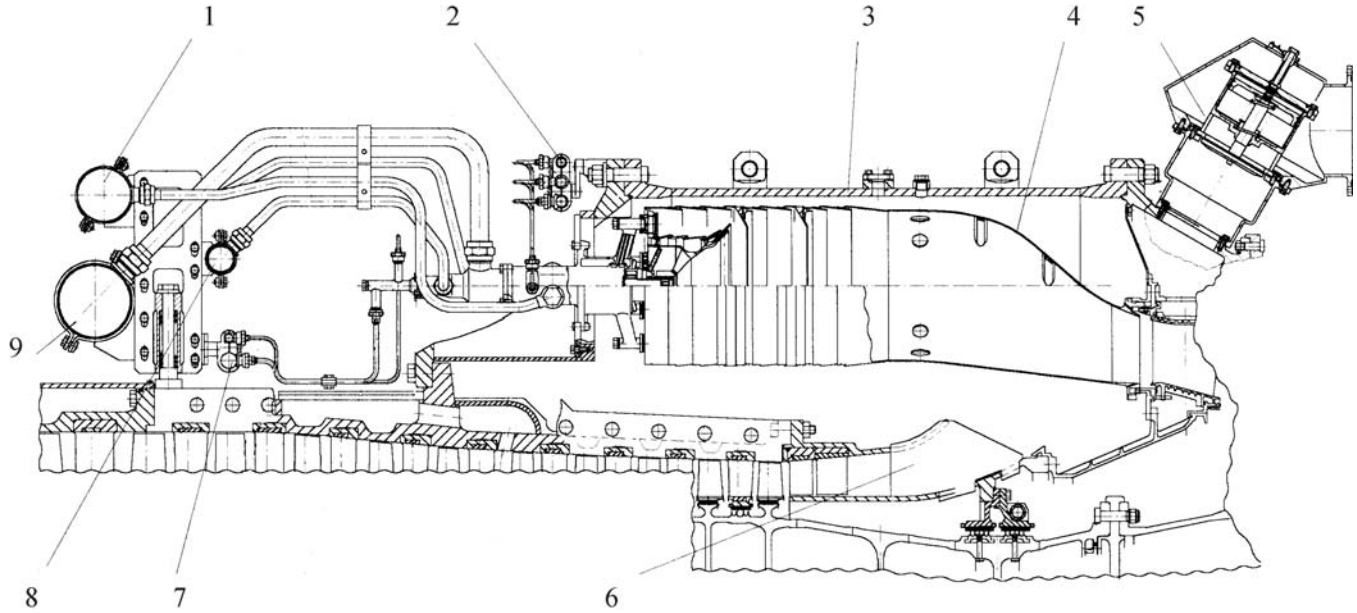


Рисунок 1.5. - Камера згоряння двигуна ГТД 110:
1 – газовий колектор форсунок пілотної зони; 2 – колектори рідкого палива форсунок пілотної зони; 3 – кожух камери згоряння; 4 – жарова труба; 5 – клапан перепуску повітря; 6 – дифузор; 7 – колектори рідкого палива основної форсунки; 8 – газовий колектор дифузійної зони; 9 – газовий колектор гомогенної зони

Жарові труби 4 складаються з двох частин: кільцевої головної частини й основної труби. Дві частини жарової труби утворять дві зони горіння при роботі двигуна. Кожна кільцева частина має фронтову дошку з вісьма осерадіальними завихрювачами з передкамерою. Внутрішня стінка кільцевої частини виконана у виді циліндра із системою конвективно-загороджувального охолодження. Зовнішня стінка кільцевої частини й основної труби виготовлена двошарової, "черепичного" типу із системою конвективно-загороджувального охолодження.

Зовнішня стінка жарової труби складається з трьох сегментних частин, з'єднаних у циліндр. Кожен сегмент стінки складений з набору сегментних уставок, закріплених на зовнішньому корпусі за допомогою зачепів і заклепок.

У центрі головної частини жарової труби розташовується двох'ярусний завихрювач. Внутрішній ярус складається з лопаткового осерадіального завихрювача, що має 12 лопаток, з передкамерою. Зовнішній ярус складається з лопаткового осераді-

ального завихрювача, що також має 12 лопаток. Двох'ярусний завихрювач має 12 трубок підведення газоподібного палива.

Змішувач жарової труби виконаний у виді конфузорного (по газі) патрубка з конвективною і конвективно-загороджувальною системою охолодження. Роботу конвективної системи охолодження забезпечує повітря, що виходить з осерадіального дифузора 6, при обтіканні змішувача по поверхні з боку внутрішнього діаметра камери згоряння і бічних поверхонь.

Обойма жарової труби забезпечує газоплотне телескопічне з'єднання жарової труби з одним сопловим апаратом турбіни по чотирьох поверхнях. Крім закріплення жарової труби в сопловому апараті кожна жарова труба в районі головної частини кріпиться до силового корпуса двома фіксаторами.

Паливні форсунки – комбіновані, для подачі газоподібного і рідкого палива. Для запалення палива при запуску в камері згоряння передбачені плазменні запальники – два для газоподібного палива і два для рідкого палива.

Кожух 3 обмежує кільцевий канал камери згоряння по зовнішньому діаметрі і є елементом силової схеми двигуна. На ньому маються місця для установки запальників. Кожух складається з двох частин і має горизонтальне рознімання, що складається з фланцевого з'єднання і стяжної планки.

Турбіна двигуна (рис.1.6) – осьова, чотирьохступінчата, складається із соплових апаратів зі своїми зовнішніми корпусами, ротора 5, опорного вінця 6. Корпус турбіни має тільки вертикальні рознімання, корпус соплового апарата 2-го ступеня має горизонтальне рознімання, що забезпечує можливість демонтажу і заміни робочих лопаток 1-го і 2-го ступенів і соплових лопаток 2-го ступеня без розбирання інших корпусів двигуна.

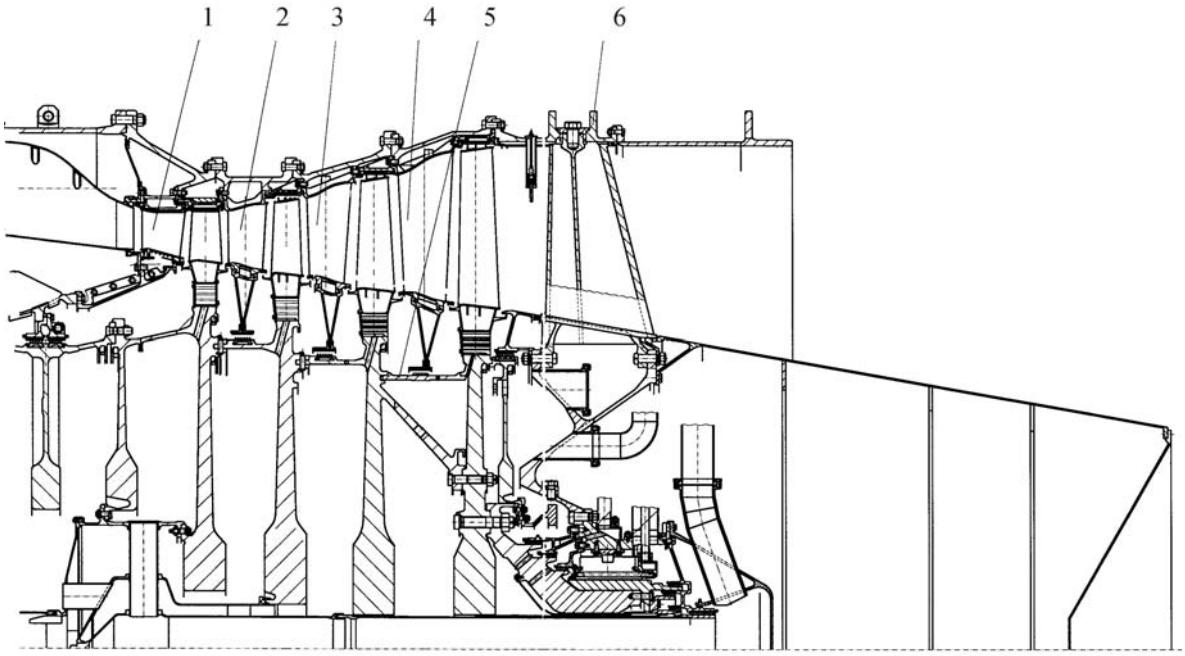


Рисунок 1.6. Турбіна двигуна ГТД 110:
1 – сопловий апарат 1-го ступеня; 2 – сопловий апарат 2-го ступеня; 3 – сопловий апарат 3-го ступеня; 4 – сопловий апарат 4-го ступеня; 5 – ротор турбіни; 6 – опорний вінець

Соплові апарати 1-3-го ступенів і робочі лопатки 1-го і 2-го ступенів – охолоджувані. Сопловий апарат 1-го ступеня має конвективно - плівкове охолодження вторинним повітрям. Охолодження соплових апаратів 2-го і 3-го ступенів – конвективне, кондиціонованим повітрям, відібраним за компресором.

1.2 Вибір теплової схеми

Розроблювальна установка потужністю 110 МВт призначена для використання на електростанціях з частотою 50 Гц. Найбільш складною проблемою при проектуванні високотемпературної ГТУ є забезпечення надійної роботи турбінної частини двигуна й у першу чергу охолоджуваних лопаткових вінців. У якості двигуна для установки обраний однокаскадний контактний ГТД з упорскуванням пари в камеру згоряння. Привід електрогенератора здійснюється з боку компресора.

Принципова схема контактної ГТУ представлена на рис. 1.7. однокаскадний ГТД (2) працює на привід електрогенератора (1) і складається з силової турбіни (ТС), камери згоряння (КЗ) і осьового компресора (К). І компресор і електрогенератор приводить ТС. Повітря з атмосфери стискується в компресорі, і надходить у КЗ, де змішується з перегрітою парою, вироблюваною УПГ (3), і продуктами згоряння палива. Потім отримана паро-

газова суміш надходить у турбіну, що виробляє корисну потужність. Схема виконана по замкнутому контурі, тобто пара працює по замкнутому циклі, а газ - по відкритому. Відпрацьована в турбіні парогазова суміш надходить в УПГ, де тепло передається пару в пароперегрівнику (ПП), воді - в економайзері (ЕК) і випарному пучку (ВП). Вода в ЕК попередньо підігрівається, а потім у ВП нагрівається до температури насичення. Після ВП вода і пара надходять у сепаратор (4). де змішуються з водою, що надійшла з теплого ящика (7). Пара подається в ПП, після ПП пар надходить у КЗ. З УПГ парогазова суміш надходить у парогазовий конденсатор (10), де вона охолоджується. Пара, що сконденсувалася, видаляється конденсатним насосом (9) через блок водоочищення (8) у теплий ящик. Продукти згоряння палива разом із залишками пари викидаються в атмосферу. Охолодна вода в ПГК прокачується головним циркуляційним насосом (11). З теплого ящика у сепаратор вода подається живильним насосом (6). Вода із сепаратора циркуляційним насосом (5) подається в ЕК УПГ.

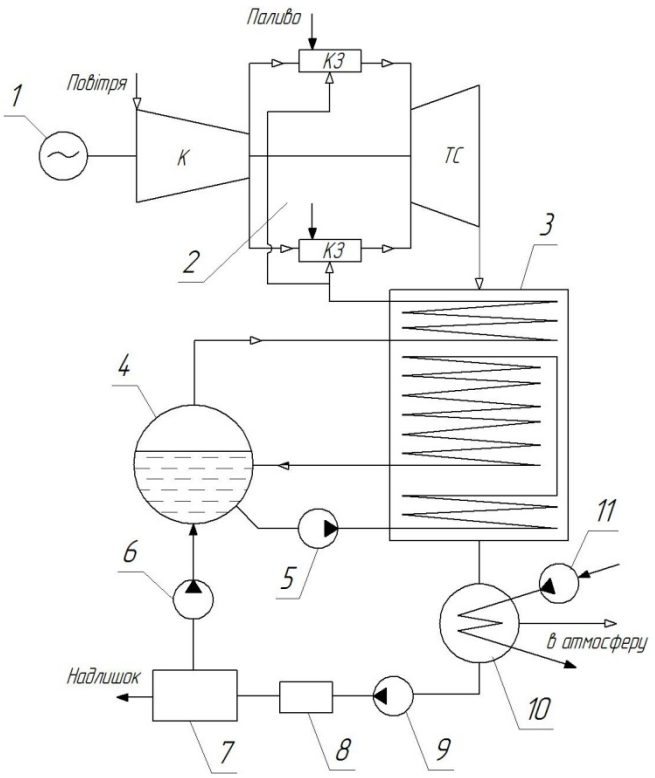


Рисунок 1.7 – Схема контактного ГТА з ТУК:

1 – електрогенератор; 2 – ГТД; 3 – УПГ; 4 – сепаратор; 5 – циркуляційний насос; 6 – живильний насос; 7 – теплий ящик; 8 – блок водоочищення; 9 – конденсатний насос; 10 – парогазовий конденсатор; 11 – головний циркуляційний насос

На рис. 1.8. представлено термодинамічний цикл КГТА в T-S координатах.

$1_н$ - 1 - втрати повного тиску у вхідному пристрої;

1 - 2 - стиснення повітря в компресорі;

2 - 3 - підігрів газу у КЗ до його змішування з парою;

3 - $3_г$ - охолодження газу при його перемішуванні з парою;

$3_г$ - 4 - розширення газу у ТС;

4 - $6_г$ - охолодження газу в УПГ;

$6_г$ - $7_г$ - охолодження газу до температури конденсації пари у ПГК;

$7_г$ - $8_г$ - подальше охолодження газу у ПГК;

$8_г$ - $1_н$ - умовне замкнення циклу в атмосфері;

$8_п$ - 9 - нагрівання води в УПГ до температури кипіння;

9 - 10 - випаровування води в економайзері УПГ;

10 - 11 - перегрівання пари в пароперегрівачі УПГ;

11 - 11′ - втрати повного тиску при підведенні пари до КЗ;

11′ - $3_п$ - нагрівання пари у процесі змішування з газом у КЗ;

$4_п$ - $6_п$ - охолодження пари в УПГ;

$6_п$ - $7_п$ - охолодження пари до температури конденсації у ГПК;

$7_п$ - $8_п$ - конденсація пари у ГПК.

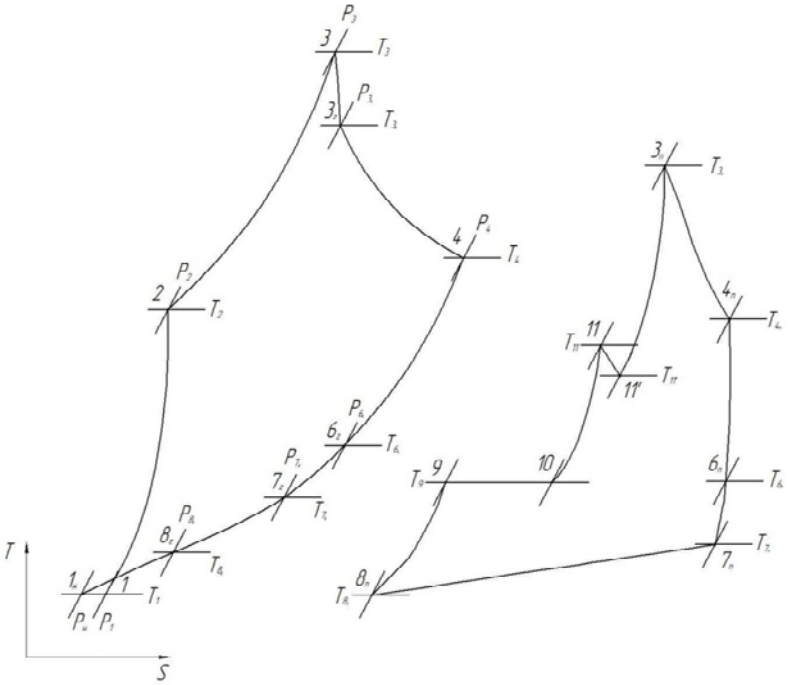


Рисунок 1.8 – Термодинамічний цикл контактного ГТА з ТУК

1.3 Оптимізація параметрів циклу ГТА

З використанням прикладного програмного забезпечення з бібліотеки навчальних програм кафедри «Турбін» здійснюємо оптимізаційне параметричне дослідження заданого об'єкта: термодинамічного циклу КГТА з ТУК, одноступінчатої чи багатоступінчастої газової турбіни, процесів горіння в КЗ ГТД і т.д.

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1 CK. Значення вихідних параметрів приведені в табл. 1.2

Таблиця 1.2 - Вихідні параметри

T_3, К	$T_н$, К	$T_д$, К	g_e	$\eta_{ак}$	η_{at}	η_{m_t}	$\eta_{кс}$
1520	288	1090	0,0220	0,900	0,900	0,990	0,9950

Задаємося інтервалом зміни параметра π_Σ від 10 до 36 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних

C:\STUDENT\GRUP5\isgta1ck.dat

і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми

C:\STUDENT\SPARTA\gta1ck.exe

За результатами розрахунку (табл. 1.3.2.), що знаходиться у файлі

C:\STUDENT\GRUP5\rzgta1ck.dat

будуємо графік – рис. 1.7 (Залежність ефективного ККД циклу КГТА з ТУК та $N_{еуд}$ від загального ступеня підвищення тиску в циклі).

Таблиця 1.3 – Оптимізація параметрів циклу КГТА

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА КГТА

СТУДЕНТ:гр. 6231м Ключко Р.О.

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА,IRT (1-ГАЗОТУРБИННОЕ; 2-ПРИРОДН.ГАЗ)	2
02.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД,T3N,K	1520.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,TN,K	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,TD,K	1090.0
05.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА,TPPM,K	700.0
06.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПП УПГ,DTPP,ГРАД.	40.0
07.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ИП УПГ,DTIP,ГРАД.	18.0
08.К.П.Д. РЕДУКТОРА,UR	1.0000
09.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА,UAK	0.9000
10.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ,UAT	0.9000
11.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,UKS	0.9950
12.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИН,UMT	0.9900
13.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKH	10.00
14.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKK	36.00
15.ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,DQK	1.00
16.К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА,HK	1.0000
17.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА,HBX	0.9850
18.К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС,HPP	0.9600
19.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,HKS	0.9600
20.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ,HT	1.0000
21.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА ,HHO	0.9850
22.К.В.П.Д. УПГ,HYPH	0.9750
23.К.В.П.Д. ПГК,HPHK	0.9750
24.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА,OGE	0.0220
25.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ,TPB,K	312.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЦИКЛА КГТА

QKN	UE	NEYD КВТ/(КГ/С)	T4 K	TPP K	T6 K	OGPP	OGOX	AL
10.0	0.4550	789.1	973.4	700.0	393.7	0.3169	0.1058	1.61
11.0	0.4671	777.6	954.8	700.0	396.9	0.2919	0.1021	1.68
12.0	0.4774	765.6	937.9	700.0	400.3	0.2703	0.0988	1.75
13.0	0.4856	758.4	924.6	700.0	403.5	0.2580	0.0902	1.79
14.0	0.4944	751.0	911.0	700.0	406.9	0.2447	0.0836	1.84
15.0	0.5013	738.2	897.6	700.0	410.2	0.2292	0.0814	1.90
16.0	0.5073	725.5	885.0	700.0	413.6	0.2152	0.0794	1.96
17.0	0.5127	713.0	873.3	700.0	416.9	0.2026	0.0774	2.01
18.0	0.5175	700.7	862.3	700.0	420.2	0.1911	0.0756	2.07
19.0	0.5217	688.6	851.8	700.0	423.5	0.1805	0.0739	2.12
20.0	0.5254	676.6	842.0	700.0	426.8	0.1707	0.0723	2.17
21.0	0.5287	664.9	832.6	700.0	430.0	0.1617	0.0707	2.23
22.0	0.5315	653.4	823.7	700.0	433.2	0.1533	0.0692	2.28
23.0	0.5348	644.7	815.4	700.0	436.5	0.1471	0.0657	2.32
24.0	0.5369	633.5	807.2	700.0	439.7	0.1396	0.0645	2.37
25.0	0.5388	622.3	799.4	700.0	442.8	0.1325	0.0634	2.42
26.0	0.5404	611.3	791.9	700.0	445.9	0.1258	0.0622	2.47
27.0	0.5412	603.8	785.7	700.0	449.0	0.1230	0.0575	2.51
28.0	0.5423	593.2	778.7	700.0	452.1	0.1169	0.0566	2.56
29.0	0.5433	582.8	772.0	700.0	455.1	0.1112	0.0557	2.61
30.0	0.5440	572.5	765.5	700.0	458.1	0.1056	0.0549	2.66
31.0	0.5448	562.3	759.2	700.0	461.1	0.1004	0.0540	2.71
32.0	0.5452	553.6	753.2	700.0	464.1	0.0959	0.0526	2.76
33.0	0.5453	543.6	747.3	700.0	467.0	0.0910	0.0519	2.81
34.0	0.5453	533.8	741.6	700.0	469.9	0.0863	0.0513	2.86
35.0	0.5449	524.9	736.2	696.2	472.6	0.0822	0.0507	2.91
36.0	0.5445	516.4	730.9	690.9	475.2	0.0784	0.0501	2.95

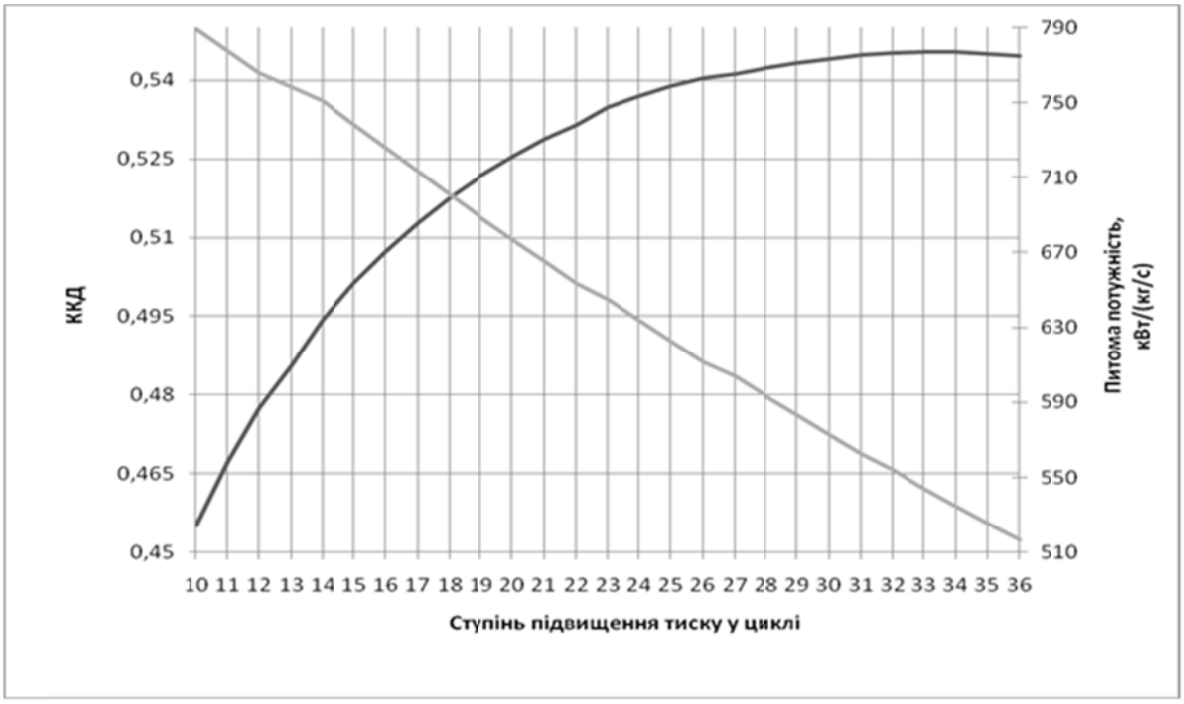


Рисунок 1.7 – Залежність ефективного ККД циклу КГТА з ТУК та $N_{пит}$ від загальної міри підвищення тиску в циклі

За результатами оптимізації циклу будуються графіки залежності ефективного ККД циклу КГТА з ТУК та $N_{пит}$ від загального ступеня підвищення тиску в циклі. З графіку видно, що питома потужність зростає з ростом $\pi_к$, а потім плавно зменшується. Максимальний ККД досягається при $\pi_к$ =33, η_e=0,5453. у зв'язку з тим, що в інтервалі 15…20 $\pi_к$ не виявляє великого впливу на ККД циклу, проте помітно зростають масогабаритні показники металоємкості і вартості виготовлення двигуна, то $\pi_к$ приймається рівною 18. при цьому η_e=0,5175, $N_{уд}$=700,7 кг/(кВт с). ККД усього на 0,12 % менший максимального при даних вихідних параметрах, а $\pi_к$ на 50% нижча ніж $\pi_к$ при максимальному ККД. приведені в табл. 1.3 в покроковій залежності від π_Σ (QK) – загального ступеня підвищення тиску в циклі.

Результати розрахунку:

- η_e (UTE) – ефективний КПД циклу ГТА;
- $N_{уд}$ (HU) – питома потужність у циклі ГТА кг/(кВт с),
- T_2 (T2) – температура повітря перед КЗ, К;
- T_4 (T4) – температура газу за турбіною, К;
- n_{ox} (NOX) – число охолоджуваних вінців турбіни;
- g_{ox} (GOX) – відносна витрата охолоджуваного повітря;
- α_o (ALO) – коефіцієнт надлишку повітря,

1.4 Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА

Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА на режимі повної потужності виконується з метою визначення параметрів повітря, газу по тракті ГТД, їхніх масових витрат, параметрів і витрат пари і води в теплоутилізаційному контурі. Уточнюється економічність ГТА, оцінюються витрати енергії на власні потреби.

Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА проведено за допомогою програми “GTA2CK” [25] з використанням результатів, отриманих при оптимізації параметрів циклу КГТА. Список застосованих в програмі ідентифікаторів вихідних даних представлено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 - Список застосованих в програмі ідентифікаторів

Ідентифікатор	Назва параметра	Розмірність
Qk	Ступінь підвищення тиску в компресорі	
Gk	Витрата повітря в компресорі	кг/с
Uk	ККД. компресора	
T1	Температура повітря на вході в компресор	К
T2	Температура повітря на виході з компресора	К
DTk	Підігрів повітря в компресорі	К
P1	Тиск повітря на вході в компресор	МПа
P2	Тиск повітря на виході з компресора	МПа
CPB	Теплоємність повітря	кДж/(кг·К)
KB	Показник ізоентропи для повітря	
T1KS	Температура на вході в камеру згоряння	К
T2KS	Температура на виході з камери згоряння	К
P1KS	Тиск на вході в камеру згоряння	МПа
P2KS	Тиск на виході з камери згоряння	МПа
AL	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ	кг/с
GPKS	Витрата пари крізь камеру згоряння	кг/с
GBKS	Витрата повітря крізь камеру згоряння	кг/с
GTH	Годинна витрата палива	кг/год.
QT	Ступінь попереднього розширення в турбіні	
GT	Витрата газу в турбіні	кг/с
UT	ККД турбіни	
T3	Температура газу перед турбіною	К
T4	Температура газу за турбіною	К
DTT	Температурний перепад в турбіні	К
P3	Тиск газу перед турбіною	МПа

Продовж. табл. 1.4#

Ідентифі-катор	Назва параметра	Розмірність
CPPH	Теплоємність газопарової суміші	кДж/(кг·К)
KPH	Показник ізоентропи суміші	
OX	Кількість охолоджуваних вінців	
OGOX	Відносна витрата охолоджуючого повітря	
BET	Коефіцієнт витрати турбіни	
ODP	Паровміст газопарової суміші	

Таблиця 1.5 - Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ КГТА
СТУДЕНТ гр.6231м Ключко Р.О.

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА,IRT	2
02.ЧИСЛО КОМПРЕССОРОВ,IK	1
03.ЧИСЛО ТУРБИН,JT	1
04.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД,T3N,K	1520.0
05.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,TN,K	288.0
06.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,TD,K	1090.0
07.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА,TPPM,K	700.0
08.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПП УПГ,DTPP,ГРАД.	40.0
09.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ИП УПГ,DTIP,ГРАД.	18.0
10.ДАВЛЕНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,PN,МПА	0.1013
11.ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,FIO	0.6000
12.К.П.Д. РЕДУКТОРА,UR	1.0000
13.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА,UAK	0.9000
14.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ,UAT	0.9000
15.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,UKS	0.9900
16.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВД,UM1	0.9950
17.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТНД,UM2	1.0000
18.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВ,UM3	1.0000
19.К.П.Д. ТВД,UT1	0.9100
20.К.П.Д. ТНД,UT2	1.0000
21.К.П.Д. ТВ,UT3	1.0000
22.ПРИЗНАК РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,XEE	1.0000
23.РАСЧЕТНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKH	18.00
24.К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА,HK	1.0000
25.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА,HBX	0.9800
26.К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС,HPP	0.9600
27.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,HKS	0.9500
28.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ,HT	1.0000
29.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА ,HHO	0.9700
30.К.В.П.Д. УПГ,HYPH	0.9700
31.К.В.П.Д. ПГК,HPHK	0.9700
32.КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА КОМПРЕССОРА,ALK2	1.0000
33.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА,OGE	0.0220
34.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ,NE,КВТ	110000
35.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПГК,DTZB,ГРАД.	15
36.К.П.Д. ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК,UGCN	0.6000
37.К.П.Д. ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ,UCNK	0.6000
38.К.П.Д. ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ,UPNK	0.6000
39.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ,TPB,K	312.0
40.ТЕМПЕРАТУРА ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ,TZB,ГРАД.	288.0

РЕЗУЛЬТАТЫ ДЕТАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА
СХЕМЫ СУДОВОГО КГТА С ТУК И ВПРЫСКОМ ПАРА В КС ГТД
НА РЕЖИМЕ ПОЛНОЙ МОЩНОСТИ
ПАРАМЕТРЫ ГТД

Продовж. табл.1.5

КОМПРЕССОРНЫЙ БЛОК

QK	GK	UK	T1	T2	DTK	P1	P2	CPB	KB
	КГ/С		К	К	ГРАД	МПА	МПА	КДЖ/(КГ*К)	
18.000	156.74	0.8549	288.0	708.7	420.7	0.0993	1.7869	1.032	1.390

КАМЕРА СГОРАНИЯ

T1KS	T2KS	P1KS	P2KS	OGT	AL	GPKS	GBKS	GTH
К	К	МПА	МПА			КГ/С	КГ/С	КГ/Ч
708.73	1520.00	1.7869	1.6976	0.02886	2.02	31.837	154.386	16040.9

ТУРБИНЫЙ БЛОК

QT	GT	UT	T3	T4	DTT	ODP
	КГ/С	КГ/С	К	К	ГРАД.	
15.295	190.556	0.9100	1520.00	904.55	611.90	0.1664

P3	P4	CPPH	KPH	BET	ZOX	OGOX
МПА	МПА	КДЖ/(КГ*К)				
1.6976	0.1110	1.4832	1.2725	1.2158	5	0.0536

ПАРАМЕТРЫ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА

ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ,МПА	1.8614
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА,К	700.00
ПАРОПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ,КГ/С	31.8366
ТЕМПЕРАТУРА НАСЫЩЕННОГО ПАРА,К	482.57
ПАРОПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО НАСЫЩЕННОМУ ПАРУ,КГ/С	16.8125
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,К	904.55
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,МПА	0.1110
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,КГ/С	200.37
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ ЗА ИП УПГ,К	500.57
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ,К	408.73
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ,МПА	0.1077
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗОПАР. СМЕСИ В УПГ,КДЖ/(КГ*К)	1.3454
МОЩНОСТЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ,КВТ	34.44
МОЩНОСТЬ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ,КВТ	142.89

ПАРАМЕТРЫ ПАРОГАЗОВОГО КОНДЕНСАТОРА

РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	200.3731
КОЛИЧЕСТВО ГАЗА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	139.3801
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	60.9930
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,К	408.73
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,МПА	0.1077
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КДЖ/КГ	2754.91
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,кг/с	143.0141
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,КГ/С	3.6340
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,КДЖ/КГ	2556.66
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,К	303.20
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,МПА	0.1044
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗА В СМЕСИ В ПГК,КДЖ/(КГ*К)	1.0197
КОЛИЧЕСТВО КОНДЕНСАТА НА ВЫХОДЕ ПГК,КГ/С	58.4297
РАСХОД ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ПГК,кг/с	455.7614
МОЩНОСТЬ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК,КВТ	76.06

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КГТА

УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ КГТА,КВТ/(КГ/С)	687.77
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. КГТА	0.4930
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА КГТА,КГ/(КВТ*Ч)	0.1458
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА КГТА,К	303.20
БАЛАНС ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КГТА,КГ/С	9.7806

1.5 Визначення габаритних розмірів основних елементів КГТА

1.5.1 Габаритно - компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перерізу

Габаритний розрахунок компресора

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку компресора:

$P_{11} = 0{,}09980$ МПа; $P_{21} = 1{,}7960$ МПа; $T_{11} = 288{,}0$ К; $T_{21} = 708{,}7$ К; $G_{к1} = 156{,}64$ кг/с;

$\kappa_{в11} = 1{,}390$; $\kappa_{в21} = 1{,}390$, де $c_{рв21} = 1{,}0261$ кДж/(кг · К); $R_в = 0{,}287$ кДж/(кг · К).

Вибираємо матеріал робочих лопаток

$\sigma_к = 920$ МПа ; $\rho_{мк} = 7850$ кг/м^3 – знаходимо по довіднику[24].

Беремо колову швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса першої ступені

$$u_{н1} = 267 \text{ м/с.}$$

Приймаємо осьову складову абсолютної швидкості для вхідного перерізу компресора

$$\overline{c_{a1}} = 0{,}45 .$$

Приймаємо втулкове відношення

$$\overline{d} = \frac{D_{в1}}{D_{н1}} = 0{,}7 .$$

Розрахунок габаритів вхідного перерізу компресора

Осьова швидкість на вході у компресор

$$c_{a1} = u_{н1} \cdot \overline{c}_{a1} = 120{,}15 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт швидкості для вхідного перерізу компресора

$$\lambda_{c_{a1}} = \frac{c_{a1}}{18{,}32 \cdot \sqrt{T_1}} = 0{,}38$$

Газодинамічна функція

$$q\left(\lambda_{c_{a1}}\right) = \lambda_{c_{a1}} \cdot \left[\frac{k_{в1}+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{в1}-1}{k_{в1}+1} \cdot \lambda_{c_{a1}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_{в1}-1}} = 0{,}574$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_1 = \frac{G_к \cdot \sqrt{T_1}}{0{,}0403 \cdot P_1 \cdot q\left(\lambda_{c_{a1}}\right)} = 1{,}15066 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр вхідного перерізу компресора

$$D_{н1} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \left(1 - \overline{d}^2\right)}} = 1{,}6948 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр на вході до компресора

$$D_{в1} = \overline{d} \cdot D_{н1} = 1{,}18642 \text{ м.}$$

Середній діаметр на вході до компресора

$$D_{c1} = \frac{D_{н1} + D_{в1}}{2} = 1{,}44066\,\text{м}.$$

Висота лопатки першої ступені

$$l_{к1} = \frac{D_{н1} - D_{в1}}{2} = 0{,}25423\,\text{м}.$$

Частота обертання ротора компресора

$$n_к = \frac{60 \cdot u_{н1}}{\pi \cdot D_{н1}} = 3000, \text{об/хв}.$$

Напруга розтягу в робочих лопатках першої ступені

$$\sigma_{к1} = 9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{тк}}{7850}\right) \cdot n_к^2 \cdot F_1 = 102{,}07\,\text{МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки першої ступені

$$к_{пр1} = \frac{\sigma_к}{\sigma_{к1}} = 9{,}013 > (1{,}5...2{,}0).$$

Розрахунок габаритів вихідного перерізу компресора

Осьова швидкість на виході з компресора

$$c_{a2} = (0{,}9...1{,}0) \cdot c_{a1} = 108{,}135\ \text{м/с}.$$

Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу компресора

$$\lambda_{c_{a2}} = \frac{c_{a2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{к_{в2}}{к_{в2}+1} \cdot T_2 \cdot R_в}} = 0{,}2223$$

де $к_{в2} = 1{,}390$; $R_в = 287\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a2}}) = \lambda_{c_{a2}} \cdot \left[\frac{k_{в2}+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{в2}-1}{k_{в2}+1} \cdot \lambda_{c_{a2}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_{в2}-1}} = 0{,}3438$$

Величина кільцевої площі вихідного перерізу

$$F_2 = \frac{G_к \cdot \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{к_{в2}}{R_в} \cdot \left(\frac{2}{к_{в2}+1}\right)^{\frac{к_{в2}+1}{к_{в2}-1}}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})} = 0{,}16749\ \text{м}^2$$

Діаметрально-габаритні розміри вихідного перерізу компресора

$$D_н = const.$$

$$D_{н2} = D_{н1} = 1{,}6948\,\text{м}$$

$$D_{в2} = \sqrt{D_{н2}^2 - 4\frac{F_2}{\pi}} = 1{,}6307\,\text{м};$$

$$D_{c2} = \frac{D_{н2} + D_{в2}}{2} = 1{,}6628\,\text{м}.$$

Висота лопатки останнього ступеня компресора

$$l_{к2} = \frac{D_{н2} - D_{в2}}{2} = 0{,}03206\,\text{м}.$$

Оцінка числа ступенів і осьового габариту компресора
Побудова ескізу його меридіонального перерізу

Число ступіней

$$z_к = 15,$$

Осьовий габарит

$$F_{ср_к} = \frac{F_1 + F_2}{2} = 0{,}65907 \text{ м}^2.$$

Діаметрально-габаритні розміри середньої ступіні

$$D_{нс} = \frac{D_{н1} + D_{н2}}{2} = 1.6948 \text{ м.}$$

$$D_{сс} = \frac{D_{с1} + D_{с2}}{2} = 1.5517 \text{ м.}$$

$$D_{вс} = \frac{D_{в1} + D_{в2}}{2} = 1.4086 \text{ м.}$$

$$l_{кс} = \frac{l_{к1} + l_{к2}}{2} = 0.1431 \text{ м.}$$

Розрахункова модель ступені
Відносна висота лопатки компресорної ступені

$$\vartheta_{лкс} = \frac{D_{сс}}{l_{кс}} = 10{,}8401$$

Відносна ширина рішити компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

$$\left(\frac{b}{l}\right); \left(\frac{\delta}{l}\right) = A_0 + A_1 \cdot \vartheta_{лк} + A_2 \cdot \vartheta_{лк}^2 + A_3 \cdot \vartheta_{лк}^3$$

Таблиця 1.6

Параметр	Інтервал	Рахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_р$	0,3...0,72	0,53923
$\left(\frac{b}{l}\right)_н$	0,28...0,7	0,47381
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_р$	0,1...0,35	0,19818
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_н$	0,09...0,32	0,18007

Осьовий габарит ступені компресора

$$L_{ст\,к2} = l_{кс} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_р + \left(\frac{\delta}{l}\right)_р + \left(\frac{b}{l}\right)_н + \left(\frac{\delta}{l}\right)_н\right] = 0{,}1978\text{м.}$$

Довжина компресора

$$L_{к2} = L_{ст\,к2} \cdot z_{к2} = 2{,}9681 \text{ м.}$$

Довжина лемніскати вхідного пристрою

$$L_{ву} = (0{,}16...0{,}22) \cdot D_{н1} = 0{,}28813 \text{ м.}$$

Оцінка габаритів камери згоряння ГТД

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку КЗ:

$P_{1кс} = 1{,}7960$ МПа; $T_{1кс} = 708{,}7$ К; $G_{тч} = 15744{,}1$ кг/год; $G_{вдиф} = 154{,}293$ кг/с;

$\eta_{кс} = 0{,}995$; $H_u = 50056$ кДж/кг; $L_o = 16{,}8$ кг/кг

Об'ємна теплонапруженість для жарових труб

$$Q_v = 900 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}}.$$

Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ

$$V_{кс} = \frac{H_u \cdot G_{тч} \cdot \eta_{кс}}{Q_v \cdot P_{1кс}} = 0{,}48511 \text{ м}^3.$$

Кількість жарових труб

$$n_{жт} = 22.$$

Об'єм однієї жарової труби

$$\vartheta_{жт} = \frac{V_{кс}}{n_{жт}} = 0{,}02205 \text{ м}^3.$$

Діаметр однієї жарової труби

$$d_{жт} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \vartheta_{жт}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}} = 0{,}23734 \text{ м},$$

де $a = 0{,}7$; $\bar{l} = 3$

Довжина жарової труби

$$l_{жт} = d_{жт} \cdot \bar{l} = 0{,}71202 \text{ м}.$$

Зазор між жаровими трубами

$$e = 0{,}25 \cdot d_{жт} = 0{,}05933 \text{ м}.$$

Середній діаметр розміщення жарових труб

$$D_{c_{КС}} = \frac{d_{жт} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{жт}}} = 2{,}08464 \text{ м}.$$

$$D_{c_{КС}} >> D_{c2_{КВТ}}$$

Приймаємо протитокову камеру згоряння.

Витрата повітря через фронтові пристрої

$$G_{вп} = \frac{\alpha_п \cdot G_{тч} \cdot L_o}{3600} = 85{,}9627 \text{ кг/с},$$

де $\alpha_п = 1{,}17$.

Витрата повітря, що проходить поза жаровими трубами

$$G_{вв} = G_{вд} - G_{вп} = 68{,}3302 \text{ кг/с}.$$

Площа перерізу, яка зайнята жаровими трубами

$$F_{ксжт} = \frac{\pi d_{жт}^2}{4} \cdot n_{жт} = 0{,}97332 \text{ м}^2.$$

Сумарна площа кільцевого каналу

$$F_{кс_\Sigma} = 2{,}35 \cdot F_{кс_{жт}} = 2{,}28730 \text{ м}^2.$$

Діаметр зовнішнього кожуху КЗ

$$D_{н_{КС}} = D_{с_{КС}} + \frac{F_{кс_{\Sigma}}}{\pi \cdot D_{с_{КС}}} = 2{,}43389\,м.$$

Діаметр внутрішнього кожуху КЗ

$$D_{в_{КС}} = D_{с_{КС}} - \frac{F_{кс_{\Sigma}}}{\pi \cdot D_{с_{КС}}} = 1{,}73538\ м.$$

Довжина осерадіального дифузора

$$L_{орд} = (0{,}28...0{,}46) \cdot D_{с2_{КВТ}} = 0{,}46559\ м.$$

Довжина камери згоряння

$$L_{кс} = (1{,}16...1{,}18) \cdot l_{жт} = 0{,}67811\,м.$$

Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку турбіни:

G_{t1}= 188,439 кг/с; $G_{ох1}$= 15,439 кг/с; T_{31}=1520 К; T_{41}=893,45 К; P_{31}=1,7242 МПа;

P_{41}=0,1082 МПа; $\eta^*_{т1} = 0{,}915$; $n_{Т1}$=3000 об/хв.

Матеріал робочих лопаток: сплав ЧС88, щільність $\rho_м = 8100\,кг/м^3$ [24].

Тип проточної частини турбіни:

$$D_c = const;$$
$$D_{c3} < D_{c_{КС}}; \quad D_{c3} = 2{,}1м$$

Оцінка параметрів першої ступені турбіни та її габаритів

Кількість ступенів

$$Z_{T1} = ціле \frac{\lg T_{41} - \lg T_{31}}{\lg\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]} = 4,$$

де $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст} = 0{,}12.$ Приймаємо $Z_{Т1}$= 4.

Ізоентропний теплоперепад на турбіну

$$H^*_{ад} = (1 + \xi_{вих}) \cdot \frac{c_{рг1} \cdot \Delta T_{т1}}{\eta^*_{т1}} = 1032{,}8\,Дж/кг,$$

де $\xi_{вих} = 0{,}03$; $c_{рг1}$=1470,9 Дж/кг; $\Delta T_{т1} = 623{,}79\,К$.

Відносна висота лопатки

$$\vartheta_t = \frac{D_{ct}}{l_{pt}} = 26$$ Приймаємо у першому наближені.

Оптимальна величина реактивності

$$\rho_1 = \rho_к + \frac{2\vartheta_t - 1}{\vartheta_t^2} = 0{,}12544 < 0{,}5,$$

де $\rho_к$= 0,05.

Швидкість газу на виході із соплової решітки першої ступені

$$c_1 = \varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H^*_{ад}}{Z_{T1}} \cdot (1 - \rho_1)} = 651{,}8 \text{ м/с},$$

де φ_{c1}= 0,97.

Коефіцієнт швидкості для вхідного перерізу

$$\lambda_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{г3}}{\kappa_{г3}+1} \cdot T_{31} \cdot R_г}} = 0{,}8749,$$

де $\kappa_{г3} = f(T_{31};\alpha) = 1{,}39$.

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_1}) = \lambda_{c_1} \cdot \left[\frac{\kappa_{г3}+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{г3}-1}{\kappa_{г3}+1} \cdot \lambda_{c_1}^2\right)\right]^{\frac{1}{\kappa_{г3}-1}} = 0{,}9812$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_{3c} = \frac{G_г \cdot \sqrt{T_{31}}}{\sqrt{\frac{\kappa_{г3}}{R_г} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{г3}+1}\right)^{\frac{\kappa_{г3}+1}{\kappa_{г3}-1}}} \cdot P_{31} \cdot q(\lambda_{c_1}) \cdot \sin\alpha_{11}} = 0{,}46568 \text{ м}^2$$

де $\alpha_{11} = 14^\circ$.

Висота соплової лопатки першої ступені

$$l_{c1} = \frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}} = 0{,}07058 \text{ м}.$$

Висота робочої лопатки першої ступені

$$l_{p1} = 1{,}05 \cdot l_{c1} = 0{,}074116 \text{ м}.$$

Відносна висота лопатки

$$\vartheta_{t1} = \frac{D_{c3}}{l_{p1}} = 28{,}33.$$

Оптимальне значення u/c_1

$$\nu_{опт} = \frac{cos\alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)} = 0{,}5547.$$

Окружна швидкість на середньому діаметрі

$$u_3 = \frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{т1}}{60} = 329{,}8 \text{ м/с}.$$

Дійсне значення $\nu_д = \frac{u_3}{c_1} = 0{,}506$.

Перевіряємо

$$\delta\nu = \frac{|\nu_д - \nu_{опт}|}{\nu_{опт}} = 8{,}7\,\% < 15\%.$$

Зовнішній діаметр

$$D_{н3} = D_{c3} + l_{c1} = 2{,}1705 \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр

$$D_{в3} = D_{c3} - l_{c1} = 2{,}0294 \text{ м.}$$

Границя тривалої міцності

$\sigma_{3\tau}^{T_{м3}} = 195$ МПа Визначаємо по таблиці при температурі метала $T_{м3} = T_д$ і ресурсі $\tau = 10000$ годин [24].

Запас міцності робочої лопатки першої ступені

$$K_{пр3} = \frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850}\right) \cdot n_{т1}^2 \cdot F_{3c}} = 4{,}6 > (1{,}5...2{,}0)$$

Розрахунок вихідного перерізу.

Осьова швидкість на виході з турбіни

$$c_{a4} = 1{,}2 \cdot c_1 \cdot \sin\alpha_{11} = 189{,}2 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу

$$\lambda_{c_{a4}} = \frac{c_{a4}}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{г4}}{\kappa_{г4}+1} \cdot T_{41} \cdot R_г}} = 0{,}33123,$$

де $\kappa_{г4} = f(T_{41};\alpha) = 1{,}391$.

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a4}}) = \lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{\kappa_{г4}+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{г4}-1}{\kappa_{г4}+1} \cdot \lambda_{c_{a4}}^2\right)\right]^{\frac{1}{\kappa_{г4}-1}} = 0{,}49936$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_4 = \frac{(G_г + G_{ох1}) \cdot \sqrt{T_{41}}}{\sqrt{\frac{\kappa_{г4}}{R_г} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{г4}+1}\right)^{\frac{\kappa_{г4}+1}{\kappa_{г4}-1}}} \cdot P_{41} \cdot q(\lambda_{c_{a4}})} = 2{,}9256 \text{ м}^2$$

Запас міцності робочої лопатки ступені

$$K_{пр4} = \frac{\sigma_{4\tau}^{T_{м4}}}{9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{м4}}{7850}\right) \cdot n_{т1}^2 \cdot F_4} = 2{,}3,$$

де $\sigma_{4\tau}^{T_{м4}} = 615$ МПа [24].

Геометричні характеристики вихідного перерізу турбіни

$$D_c = const;$$

$$D_{c4} = D_{c3} = 2{,}1;$$

$$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 1{,}6565 \text{ м;}$$

$$D_{н4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 2{,}5434 \text{ м.}$$

Висота робочої лопатки останнього ступеня

$$l_{р4} = \frac{D_{н4} - D_{в4}}{2} = 0{,}4434 \text{ м.}$$

Відносна висота лопатки

$$\vartheta_{t4} = \frac{D_{c4}}{l_{p4}} = 4{,}73 > 3{,}5 .$$

Середня кільцева площа

$$F_{\text{ст}} = \frac{F_{3c} + F_4}{2} = 1{,}6956\ \text{м}^2 .$$

Розмір середньої ступені

$$D_{\text{сс}} = 2{,}1\ \text{м};$$

$$D_{\text{вс}} = D_{\text{сс}} - \frac{F_{\text{ст}}}{\pi \cdot D_{\text{сс}}} = 1{,}8429\ \text{м};$$

$$D_{\text{нс}} = D_{\text{сс}} + \frac{F_{\text{ст}}}{\pi \cdot D_{\text{сс}}} = 2{,}357\ \text{м};$$

$$l_{\text{р}c} = \frac{D_{\text{нс}} - D_{\text{вс}}}{2} = 0{,}257\ \text{м}.$$

Осьовий габарит проточної частини турбіни

Відносна висота лопатки

$$\vartheta_{ct} = \frac{D_{cc}}{l_{pc}} = 9{,}17 > 3{,}5$$

Відносна ширина рішити компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

$$\left(\frac{b}{l}\right);\ \left(\frac{\delta}{l}\right) = A_0 + A_1 \cdot \vartheta_{ct} + A_2 \cdot \vartheta_{ct}^2 + A_3 \cdot \vartheta_{ct}^3$$

Таблиця 1.7

Пара-метр	Інтервал	Рахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_p$	0,16...1,0	0.33647
$\left(\frac{b}{l}\right)_н$	0,15...0,67	0.44408
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p$	0,065...0,3	0.10686
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_н$	0,055...0,21	0.13169

Осьовий габарит ступеня

$$L_{\text{ст.т3}} = l_{pc} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_c + \left(\frac{\delta}{l}\right)_c + \left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p\right] = 0{,}2619\ \text{м}.$$

Довжина турбіни

$$L_{\text{т3}} = L_{\text{ст.т3}} \cdot z_{\text{т3}} = 1{,}04775\ \text{м}$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

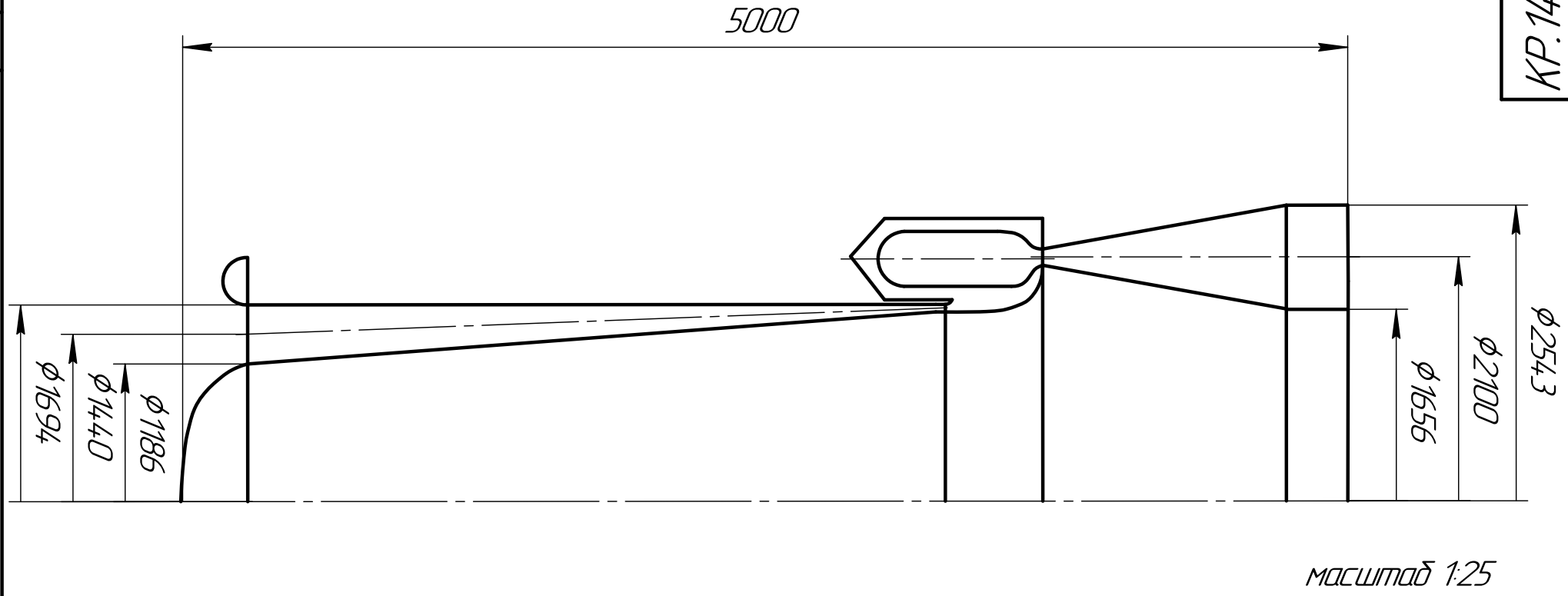


Рисунок 1.8 – Ескіз мерідіанального перетину ГТД

КР.14.2.6231М.10.01.ПЗ.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.10.01.ПЗ.

Лист 38

Копировал

Формат А4

1.5.2 Габаритний розрахунок ПГК

Габаритний розрахунок парогазового конденсатора (ПГК) або ще відомого в літературі, як контактний конденсатор (КК), ведеться за методикою, складеною на кафедрі турбін НУК. Вихідними даними служать результати детального теплового розрахунку схеми КГТА (п. 1.4).

Зроблені оптимізаційні розрахунки для визначення такого сполучення кількісних характеристик процесу переносу тепла і плину теплоносія в каналах матриці, а також основних розмірів теплопередаючої матриці охолоджувача і конденсатора, що дозволяє одержати оптимальний варіант компонування контактного конденсатора при заданих параметрах і витратах теплоносіїв.

Результат розрахунку представлено в таблиці 1.8

Габаритний ескіз контактного ПГК показано на рис. 1.9

Таблиця 1.8 - Габаритний розрахунок парогазового конденсатора

1.Вихідні дані для розрахунку		
1.1 Витрата газопарової суміші на вході $G_{гп}$, кг/с		198,163
1.2 Відносний паровміст суміші на вході, d_n		0,0854
1.3 Температура газопарової суміші на вході T_{12n}, К		414,89
1.4 Температура газопарової суміші на виході $T_{12к}$, К		303,20
1.5 Тиск суміші на вході P_{12}, Па		105500
1.6 Швидкість суміші на вході w_{12} ,м/с		4,5
1.7 Температура зрошуваної води перед насадкою T_{1n} ,К		288
1.8 Температура зрошуваної води за насадкою $T_{1к}$, К		313

Продовж. табл. 1.8

1.9 Геометричні поверхні і тип компоновки насадки		
1.9.1Діаметр проволоки сітчастої насадки d_n , м		0,00017
1.9.2 Діаметр трубки сітчастої насадки d ,м		0,006
1.9.3Коефіцієнт загромадження сітчастої насадки σ, м		0965
1.9.4 Питома кількість трубок в одиниці поверхні поперечного перерізу насадки, m		11500
1.9.5 Коефіцієнт використання поверхні трубок, К		0,7
2.Розрахунок ділянки з трубчасто-сітчастою насадкою		
2.1 Витрата пари на вході G_n, кг/с	$G_{гп} \cdot d_n$	58.68
2.2 Витрата газу на вході $G_г$, кг/с	$G_{гп} - G_n$	139.47
2.3 Газова стала суміші на вході $R_{гп}$, Дж/(кг*К)	$R_n \cdot d_n + R_г \cdot d_г$ $R_n = 461 \quad R_г = 288$ $d_г = 1 - d_n$	314.3
2.4 Питома масова ізобарна теплоємність суміші $Cp_{гп}$, Дж/(кг*К)		1,0197
2.5 Вологовміст суміші перед сітчастою насадкою d_{12}	$G_n / G_г$	0,4207
2.6 Щільність газопарової суміші перед сітчастою насадкою ρ_{12}, $кг/м^3$	$\frac{P_{12}}{R_{гп} \cdot T_{12н}}$	0,8162
2.7 Коефіцієнт кінематичної в'язкості суміші перед сітчастою насадкою ν_{12}, $м^2/с$	$\frac{\nu_n \cdot \nu_г \cdot (0,622 + d_{12})}{0.622 \cdot \nu_n + d_{12} \cdot \nu_г}$ $\nu_n = 1,887 \cdot 10^{-5}$ $\nu_г = 3,089 \cdot 10^{-5}$	$2,457 \cdot 10^{-5}$

#
#
#

Продовж. табл. 1.8

2.8 Відносний паровміст суміші за сітчастою насадкою d_{13}	$\dfrac{R_г}{R_п \cdot \left(\dfrac{1{,}1 \cdot 10^5}{P_{п2}} - 1\right) + R_г}$ $P_{п2} = 4{,}2405 \cdot 10^3$	0,0244
2.9 Кількість пари, що викидається в атмосферу $G_{п.відх.}$, кг/с	$\dfrac{d_{13} \cdot G_г}{1 - d_{13}}$	3,488
2.10 Кількість води, що сконденсувалася в насадці $G_{п.конд}$, кг/с	$G_п - G_{п.відх}$	55,192
2.11 Кількість теплоти, відданої у процесі охолодження і конденсації Q, Вт	$G_{гп} \cdot Cp_{гп} \cdot (T_{12н} - T_{12к}) + r \cdot 10^3 \cdot G_{п.конд}$ $r = 2{,}43 \cdot 10^3$ кДж/кг	$2{,}1969 \cdot 10^7$
2.12 Середній температурний напір насадки, Δt кг/с	$\dfrac{(T_{12п} - T_{1к}) - (T_{12к} - T_{1н})}{\ln\left(\dfrac{T_{12н} - T_{1к}}{T_{12к} - T_{1н}}\right)}$	249,37
2.13 Площина поперечного перерізу насадки S, $м^2$	$\dfrac{G_{гп}}{\rho_{12} \cdot \sigma \cdot w_{12}}$	62,89
2.14 Ширина сітчастої насадки B, м	$\sqrt{S}$	7,93
2.15 Число Рейнольдса Re	$\dfrac{w_{12} \cdot d_п}{\nu_{12}}$	27,676
2.16 Число Прандля Pr	$\dfrac{Cp_{гп} \cdot \rho_{12} \cdot \nu_{12}}{\lambda_{гп}}$ $\lambda_{гп} = 0{,}03217$	0,6357
2.17 Коефіцієнт тепловіддачі насадки, α $Вт/м^2 \cdot К$	$\dfrac{\lambda_{гп} \cdot 0{,}19 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}66} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}33}}{d_в}$	277,08
2.18 Розрахункова теплопередаюча поверхня насадки F, $м^2$	$\dfrac{Q}{\alpha \cdot \Delta t}$	317,91
2.19 Висота насадки L_2, м	$\dfrac{F \cdot \sin(\phi \cdot \deg)}{2 \cdot \pi \cdot d \cdot m \cdot K \cdot S}$	0,0163
3. Розрахунок габаритів конденсатозбірників		
3.1Діаметр конденсатозбірника D_1, м	$D_1 = B$	7,93
3.2Висота конденсатозбірника L_1, м	$0{,}2 \cdot D_1$	1,586

Продовж. табл. 1.8

4. Розрахунок зрошувальної установки		
4.1Витрата упорскуваної води $G_{вод}$, кг/с	$6 \cdot G_{гп}$	1188,96
4.2Висота зрошувальної установки L_3, м	$\frac{\left(\frac{B}{2}\right) - 0{,}001}{\tan(60 \cdot \deg)}$	2,2826
4.3Допоміжний габарит для розміщення форсунок L_4, м	$0{,}9 \cdot L_3$	2,0597
5.Жалюзійний водовіддільник L_5, м	$0{,}1 \cdot B$	0,793
6. Загальна висота конденсатора $L_{гпк}$, м	$L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$	6,7366

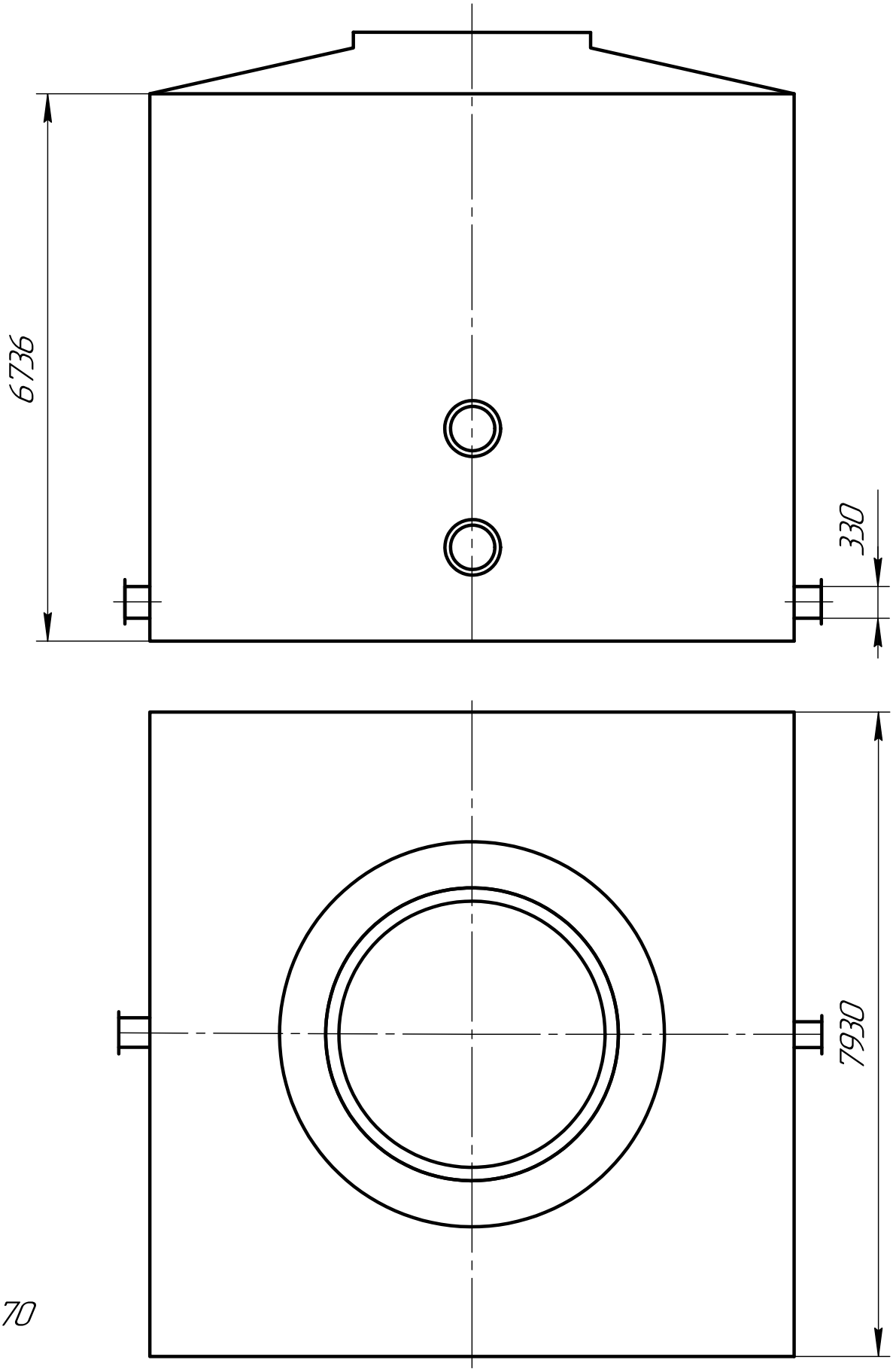


Рисунок 1.9 – Габаритний ескіз контактного ПГК

Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КР.142.6231м.10.01ПЗ.	Лист 43

1.5.3 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. Вихідними даними для розрахунку УПГ є дані з детального теплового розрахунку схеми КГТА з ПВО.

Вихідні дані

Тиск пари в сепараторі $P_{КУ}$, МПа	1,8709
Температура перегрітої пари $T_{ПП}$, К	700,00
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі $G_{ПП}$, кг/с	29,918
Температура насиченої пари $T_{НП}$, К	482,83
Паропродуктивність УПГ по насиченій парі $G_{НП}$, кг/с	16,630
Температура газопарової суміші на вході в УПГ T_4, К	893,45
Тиск газопарової суміші на вході в УПГ $P_{УПГ}^{вх}$, МПа	0,1082
Температура суміші за ВП УПГ $T_{ВП}$, К	500,83
Температура газопарової суміші на виході з УПГ T_6, К	411,25
Тиск газопарової суміші на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,1055
Середня теплоємність газопарової суміші на вході в УПГ $C_{рПГ}$, кДж/(кг·К)	1,3351
Потужність живильного насосу $N_{ЖН}$, кВт	137,46
Витрата газопарової суміші на вході в УПГ $G_{УПГ}$, кг/с	198,16

Геометрія трубок

Відстань між ребрами $S_р$, м	0,008
Повздовжній крок трубок S_1, м	0,062
Поперечний крок трубок S_2, м	0,028
Товщина ребра $\delta_р$, м	0,001
Діаметр ребра $D_р$, м	0,038
Зовнішній діаметр трубки $d_з$, м	0,022

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка:

- для пароперегрівача

$$Q_{ПП} = 3600 \cdot G_{ПП} \cdot (i_{ПП} - i_{НП}) = 56314546 \text{ кДж/год.}$$

де, $i_{ПП} = f(T_{ПП}, P_{КУ}) = 3319$ кДж/кг – ентальпія перегрітої пари;

$i_{НП} = f(T_{НП}, P_{КУ}) = 2796{,}6$ кДж/кг – ентальпія насиченої пари.

- для випарника

$$Q_{ВП} = 3600 \cdot G_{УПГ} \cdot C_{рГП} \cdot (T_5 - T_{ВП}) = 316168097 \text{ кДж/год.}$$

де, $T_5 = T_4 - \dfrac{Q_{ПП}}{G_{УПГ} \cdot C_{рГП}} = 832{,}79$ К.

- для економайзера

$$Q_{ЕК} = 3600 \cdot G_{УПГ} \cdot C_{рГП} \cdot (T_{ВП} - T_6) = 85318526{,}9 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологаріфмічний напір по трубних пучках:

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{ПП} = \frac{(T_5 - T_{НП}) - (T_4 - T_{ПП})}{\ln \dfrac{T_5 - T_{НП}}{T_4 - T_{ПП}}} = 264{,}62 \text{ град}$$

- для випарника

$$\Delta t_{ВП} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{ВП} - T_{НП})}{\ln \dfrac{T_5 - T_6}{T_{ВП} - T_{НП}}} = 128{,}1 \text{ град}$$

- для економайзера

$$\Delta t_{ЕК} = \frac{(T_6 - T_{1ЕК}) - (T_{ВП} - T_В)}{\ln \dfrac{T_6 - T_{1ЕК}}{T_{ВП} - T_В}} = 99{,}8 \text{ град}$$

де $T_{1ЕК} = \dfrac{i_{1ЕК}}{4{,}187 \cdot (1{,}0002 + 0{,}006 \cdot P_{1ЕК})} + 273 = 375{,}14$ К – температура води на вході в економайзер;

$P_{1ЕК} = P_{КУ} / \nu_{ЕК} = 1{,}9488$ МПа;

$\nu_{ЕК} = 0{,}96$ – коефіцієнт втрат тиску в економайзері;

$i_{1ЕК} = \dfrac{i_{ПВ}}{k_1} + \dfrac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{вСП} = 433{,}07$ кДж/кг – ентальпія води на вході в ек-зер;

де, $i_{вСП} = f(T_{НП}, P_{КУ}) = 893{,}2$ кДж/кг – ентальпія води в сепараторі;

$k_1 = 1{,}6$ – кратність циркуляції, прийнято;

$i_{ПВ} = 157$ кДж/кг – ентальпія живильної води на вході в економайзер;

3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках:

$K_{ПП} = 220...350$, приймаємо $K_{ПП} = 220$ кДж/(м^2·год.·К);

$K_{ВП} = 335...500$, приймаємо $K_{ВП} = 335$ кДж/(м^2·год.·К);

$K_{ЕК} = 300...444$, приймаємо $K_{ЕК} = 300$ кДж/(м^2·год.·К);

4. Площа тепло передаючої поверхні трубних пучків УПГ:

- для пароперегрівача

$$F_{ПП} = \frac{Q_{ПП}}{K_{ПП} \cdot \Delta t_{ПП}} = 967{,}33 \text{ м}^2$$

- для випарника

$$F_{ВП} = \frac{Q_{ВП}}{K_{ВП} \cdot \Delta t_{ВП}} = 7367{,}567 \text{ м}^2$$

- для економайзера

$$F_{ЕК} = \frac{Q_{ЕК}}{K_{ЕК} \cdot \Delta t_{ЕК}} = 2849{,}65 \text{ м}^2$$

5. Ширина трубного пучка, м

$$B = \sqrt{\frac{G_{УПГ} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{ср} \cdot W_Г \cdot \left[S_p \cdot (S_1 - d_з) - \delta_p \cdot (D_p - d_з)\right]}} = 4{,}992 \text{ м, приймаємо } B = 4{,}99 \text{ м,}$$

де, $W_Г = 25$ м/с – середня швидкість газу в трубному пучку;

$\rho_{ср} = \frac{P_{ср}}{T_{ср} \cdot R_{ПГ}} = 0{,}5211$ кг/м^3 – середня густина суміші;

$P_{ср} = 0{,}5 \cdot (P^{вх}_{УПГ} + P^{вих}_{УПГ}) = 0{,}10685$ МПа – середній тиск суміші в УПГ;

$T_{ср} = 0{,}5 \cdot (T_4 + T_6) = 652{,}35$ К – середня температура суміші в УПГ;

$R_{ПГ} = R_П \cdot d_П + R_Г \cdot (1 - d_П) = 314$ Дж/(кг·К) – газова стала для паро газової суміші;

де, $d_П = 0{,}1608$ – паровміст газопарової суміші.

6. Площа перерізу УПГ, м^2

$$F_{УПГ} = B^2 = 24{,}92$$

7. Кількість трубок в ряду для трубного пучка, шт.

$$Z_1 = \frac{G_{УПГ} \cdot S_p}{\rho_{ср} \cdot W_Г \cdot B \cdot [S_p (S_1 - d_з) - \delta_p \cdot (D_p - d_з)]} = 80{,}27 \approx 80$$

8. Довжина трубного пучка, м

$$L = Z_1 \cdot S_1 + D_p = 4{,}998$$

9. Повна площа поверхні нагріву однієї трубки, м^2

$$f_{тр} = \frac{\pi \cdot B}{S_p} \cdot \left[d_з \cdot (S_p - \delta_p) + 0{,}5 \cdot (D_p^2 - d_з^2) \right] + \delta_p \cdot D_p = 1{,}242238$$

10. Кількість рядів трубок по висоті трубного пучка

- для пароперегрівача

$$Z_{ПП} = \frac{F_{ПП}}{f_{тр} \cdot Z_1} = 9{,}7 \approx 10;$$

- для випарника

$$Z_{ВП} = \frac{F_{ВП}}{f_{тр} \cdot Z_1} = 74{,}13 \approx 74;$$

- для економайзера

$$Z_{ЕК} = \frac{F_{ЕК}}{f_{тр} \cdot Z_1} = 28{,}1389 \approx 29.$$

11. Висота трубного пучка, м

- для пароперегрівача

$$H_{ПП} = Z_{ПП} \cdot S_2 + D_p = 0{,}318;$$

- для випарника

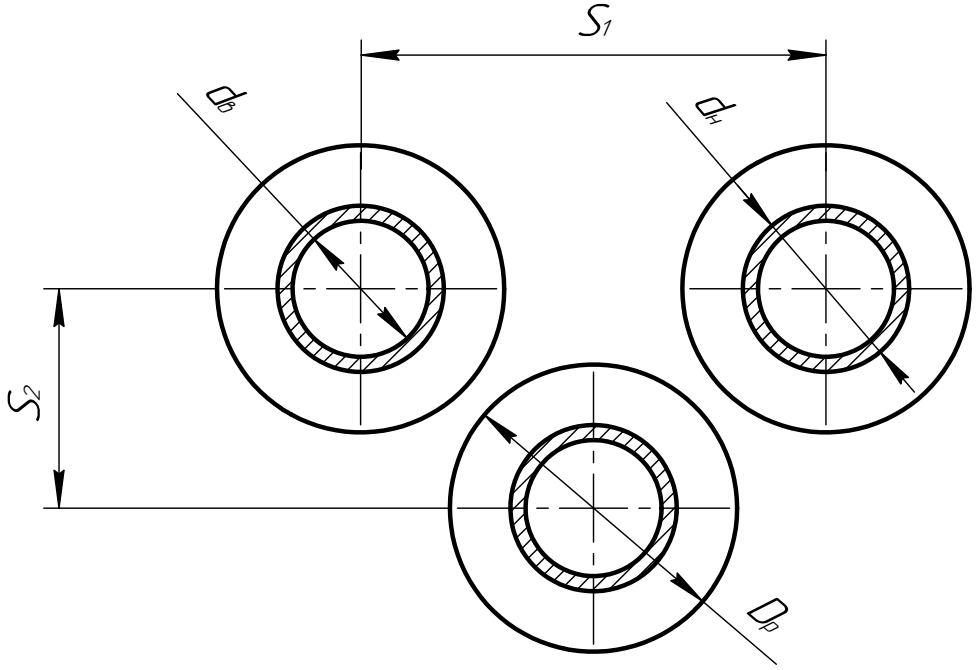
$$H_{ВП} = Z_{ВП} \cdot S_2 + D_p = 2{,}11;$$

- для економайзера

$$H_{ЕК} = Z_{ЕК} \cdot S_2 + D_p = 0{,}822$$

12. Висота УПГ,м

13. $H = H_{ПП} + H_{ВП} + H_{ЕК} = 3{,}25$



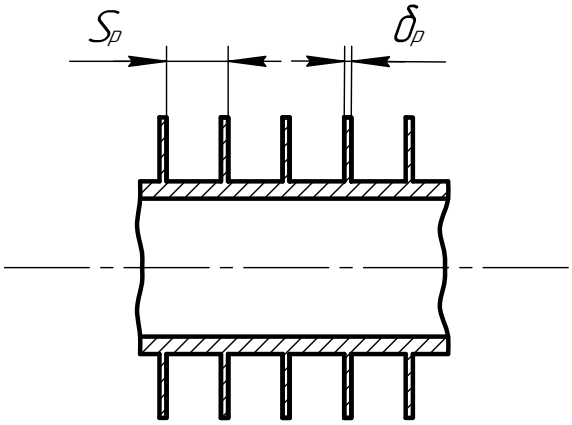
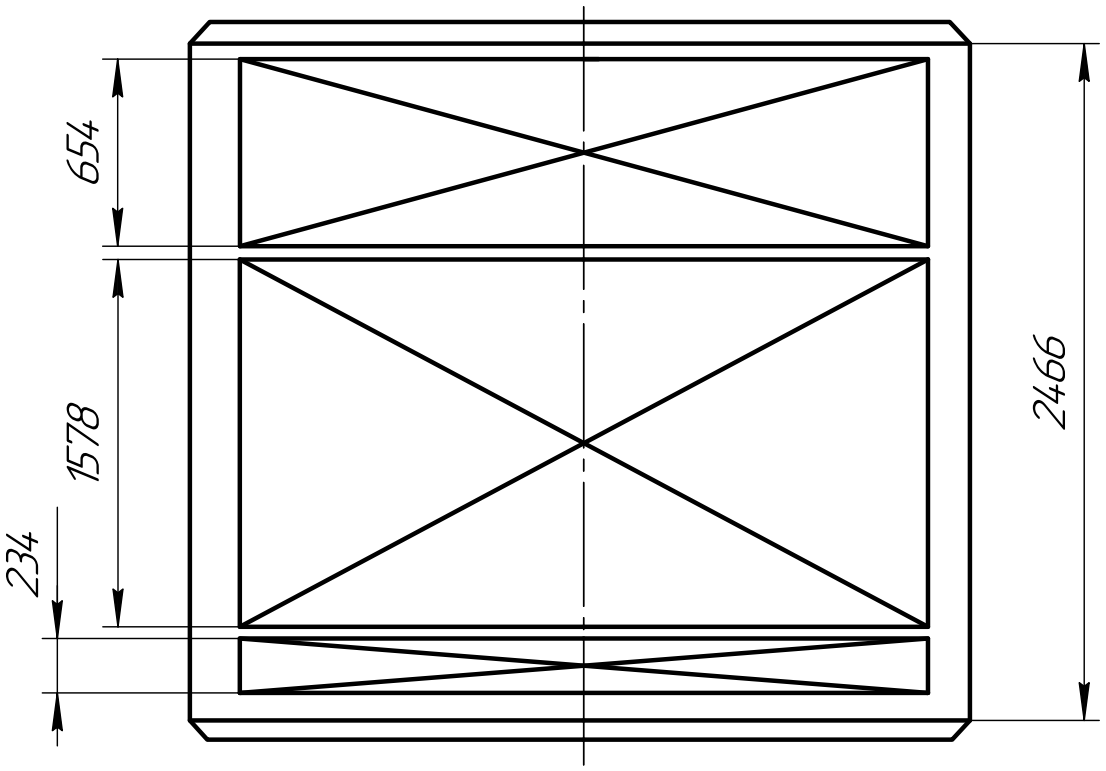
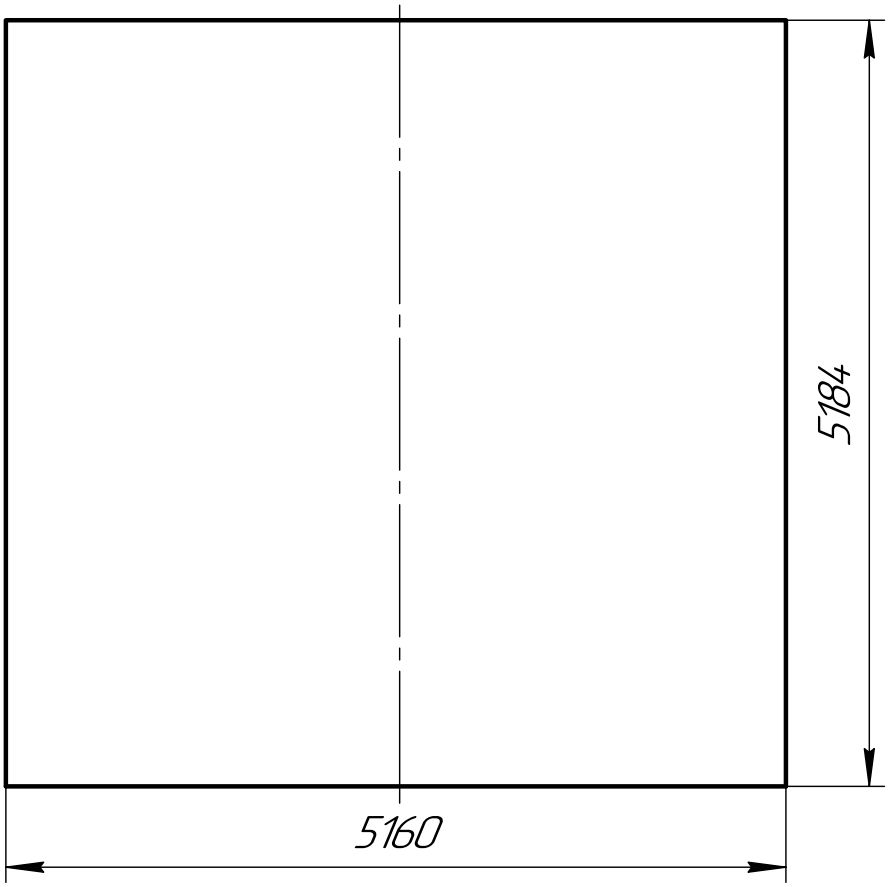


Рисунок 1.10 – Схема розташування труб в УПГ.





М 1:50

Рисунок 1.11 – Схема компонування УПГ

Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КР.142.6231м.10.01ПЗ.	Лист 49

1.6 Термодинамічний розрахунок турбіни

Термогазодинамічний розрахунок турбіни виконується на ПЕВМ з використанням учбової програми GTA5OT. Алгоритм та програма, яка реалізує цей алгоритм, дозволяє розрахувати: основні параметри турбіни, параметри потоку по ступенях, характеристики ступенів, витрату охолоджуючого повітря, елементи трикутників швидкостей, геометричні характеристики кільцевих решіток і вихідні характеристики ступенів.

Список ідентифікаторів програми термогазодинамічного розрахунку осьової газової турбіни(табл. 1.9).

Таблиця 1.9 – Список ідентифікаторів

№ п/п	Найменування параметра	Од. виміру	Назва	Ідентифікатор
1	Витрата газу через турбіну	кг/с	G_T	G11
2	Частота обертання турбіни	$хв^{-1}$	n_T	NT
3	Середні діаметр на вході	м	D_{c1}	D11
4	Тиск на вході	МПа	P_3	P03
5	Температура на вході	К	T_3	T03
6	Тиск на виході	МПа	P_4	P23
7	Температура на виході	К		T23
8	Температура насиченої пари	К	$T_{нп}$	TBB
9	Механічний ККД турбіни	-	$\eta_м$	UM
10	Теплоємність газу	кДж/(кгК)	C_p	CP
11	Газова стала	кДж/(кгК)	$R_{гп}$	R
12	Кут входу потоку в СА в абсолютному русі	град	α_{01}	A01
13	Кут виходу потоку із СА першої ст.	град	α_{11}	A11
14	Кут розкриття ПЧ	град	γ	GAP
15	Швидкісний коефіцієнт СА	-	φ_i	PFI(2)
16	Швидкісний коефіцієнт РР	-	ψ_i	PCI(2)
17	Коренева реактивність	-	ρ_k	ROK(2)
18	Температура металу СЛ	К	T_0	TDC(2)
19	Допустима температура РЛ	К	$T_д$	TDP(2)
20	Ізоентропійний теплоперепад	кДж/кг	h_a	HAD
21	Відносна швидкість	-	λ_{c1}	LAMC1
22	Коефіцієнт ступеня дійсний	-	$\upsilon_{опт}$	HVD
23	Оптимальна характеристика ступеня	-	$g_{охс}$	HVOP
24	Відносна витрата ох. повітря через СА	кг/с	g_m	GOXC
25	Реактивність в середньому перерізі	-		ROM
26	Кут виходу потоку із СВ	град	α_1	A1

Продовж. табл. 1.9

№ п/п	Найменування параметра	Од. виміру	Мат. назва	Іден-тифі-катор
27	Дійсна швидкість виходу потоку з СА	м/с	C_1	C1
28	Кут входу потоку в РР	град	β_1	B1
29	Відносна швидкість потоку на вході в РР	м/с	W_1	W1
30	Колова швидкість на сер. діаметрі	м/с	U	U
31	Кут виходу потоку з РР	град	β_2	B2
32	Відносна швидкість на виході	м/с	W_2	W2
33	Кут виходу потоку з РР в абс. Русі	град	α_2	A2
34	Абсолютна швидкість на виході зі ступеня	м/с	C_2	C2
35	Середній діаметр на вході в ступінь	м	D_{c1}	DC1
36	Осьова ширина СЛ	м	B_c	BC1
37	Висота СЛ	м	l_c	LC1
38	Осьовий зазор	м	S_c	SC1
39	Кут установки СЛ	град	α_{u1}	AU1
40	Крок установки	м	t_c	TC1
41	Осьова ширина РЛ	м	b_p	BP1
42	Висота РЛ	м	l_p	LP1
43	Середній діаметр на виході зі ступеня	м	D_{c2}	DC2
44	Осьовий зазор	м	S_p	SP1
45	Кут установки РЛ	град	β_u	BU1
46	Крок установки РЛ	м	t_p	TA1
47	Кількість СЛ	шт	z_c	ZC
48	Кількість РЛ	шт	z_p	ZP
49	Внутрішній ККД ступеня	-	η_i	EI
50	Потужність одного ступеня	кВт	N_i	NI

Таблиця 1.10 - Термогазодинамічний розрахунок турбіни

```
                Термодинамический расчет осевой газовой турбины
                        студент: гр. 6231м Ключко Р.О.
                        Расчет:    ТВ  ГТД N=110000 МВ
.........Z........XC........XR........GH........NT.......D11
                                    кг/с    об/мин         м
         4         3         2   188.439    3000.0    2.1000
.......P03.......T03.......P23.......T23.......TBB........UM
       МПа         К       МПа         К         К
    1.7242    1520.0    0.1082     893.5     708.7     0.995
........CP.........R.......A0I.......A1I.......GAK.......GAP
    КДж/кг*К   КДж/кг*К   град      град      град      град
    1.4709     0.314     90.00     14.00     11.00     11.00
                    ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ
................1ст.......2ст.......3ст.......4ст.......5ст.......6ст.
A(Z)             0.98      1.10      1.06      0.86      1.00      0.00
PFI(Z)          0.980     0.980     0.980     0.980     0.980     0.000
PCI(Z)          0.970     0.970     0.970     0.970     0.970     0.000
TC(Z)           0.800     0.800     0.800     0.800     0.800     0.000
ROK(Z)          0.100     0.090     0.080     0.070     0.020     0.000
DR(Z)           0.004     0.004     0.004     0.004     0.002     0.000
TDC(Z)         1090.0    1090.0    1090.0       0.0       0.0       0.0
TDP(Z)         1090.0    1090.0       0.0       0.0       0.0       0.0
GEC(Z)          0.011     0.011     0.011     0.000     0.000     0.000
GEP(Z)          0.011     0.011     0.000     0.000     0.000     0.000
```

Продовж. табл.1.10

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ,КДЖ/КГ	997.68
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД,КДЖ/КГ	1026.92
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ,КВТ	174823.60
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.9080
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ,ОБ/МИН	3047.7

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.	2ст.	3ст.	4ст.	5ст.	6ст.
T0,K	1520.0	1341.5	1165.3	1007.4	0.0	0.0
P0,МПа	1.7242	1.0087	0.5076	0.2281	0.0000	0.0000
T1,K	1358.7	1185.5	1030.9	895.7	0.0	0.0
P1,МПа	1.0953	0.5719	0.2815	0.1284	0.0000	0.0000
T2,K	1334.9	1151.6	992.0	849.6	0.0	0.0
P2,МПа	0.9856	0.4801	0.2123	0.0967	0.0000	0.0000
T23,K	1341.5	1165.3	1007.4	870.5	0.0	0.0
P23,МПа	1.0087	0.5076	0.2281	0.1082	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ,РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD,кДж/кг	251.60	282.40	272.14	247.98	0.00	0.00
LAMC1	0.8614	0.9575	0.9748	0.9634	0.0000	0.0000
HVD	0.5322	0.5097	0.5372	0.5845	0.0000	0.0000
HVOP	0.5913	0.6026	0.6401	0.6671	0.0000	0.0000
GOXC,кг/с	6.58	3.01	1.04	0.00	0.00	0.00
GOXP,кг/с	6.51	2.05	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.1796	0.2030	0.2554	0.3100	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1,ГРАД	14.00	16.15	17.61	22.99	0.00	0.00
C1,M/C	618.5	652.5	622.7	573.3	0.0	0.0
B1,ГРАД	29.45	31.89	36.09	49.29	0.00	0.00
W1,M/C	304.3	343.5	319.7	295.4	0.0	0.0
U1,M/C	335.1	335.1	335.1	335.1	0.0	0.0
B2,ГРАД	16.89	19.42	22.96	29.60	0.00	0.00
W2,M/C	420.3	483.4	476.4	476.2	0.0	0.0
A2,ГРАД	61.22	53.08	60.87	71.45	0.00	0.00
C2,M/C	139.3	201.0	212.8	248.1	0.0	0.0
U2,M/C	335.1	335.1	335.1	335.1	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,M	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000
DC1,M	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000
BC1,M	0.0521	0.0767	0.1061	0.1285	0.0000	0.0000
LCI,M	0.0745	0.1095	0.1912	0.3079	0.0000	0.0000
SCI,M	0.0223	0.0329	0.0475	0.0466	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	49.57	49.33	54.36	51.21	0.00	0.00
TCI,M	0.0550	0.0805	0.1047	0.1319	0.0000	0.0000
BPI,M	0.0500	0.0742	0.1086	0.1184	0.0000	0.0000
LPI,M	0.1009	0.1486	0.2482	0.3684	0.0000	0.0000
DC2,M	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000
SPI,M	0.0179	0.0263	0.0380	0.0373	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	68.55	68.38	67.85	63.87	0.00	0.00
TPI,M	0.0388	0.0584	0.0825	0.0956	0.0000	0.0000
ZC	120	82	63	50	0	0
ZP	170	113	80	69	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8600	0.8782	0.8598	0.8198	0.0000	0.0000
EI	0.8529	0.8710	0.8522	0.8118	0.0000	0.0000
NI,КВТ	43028.8	50564.9	43481.5	37745.3	0.0	0.0

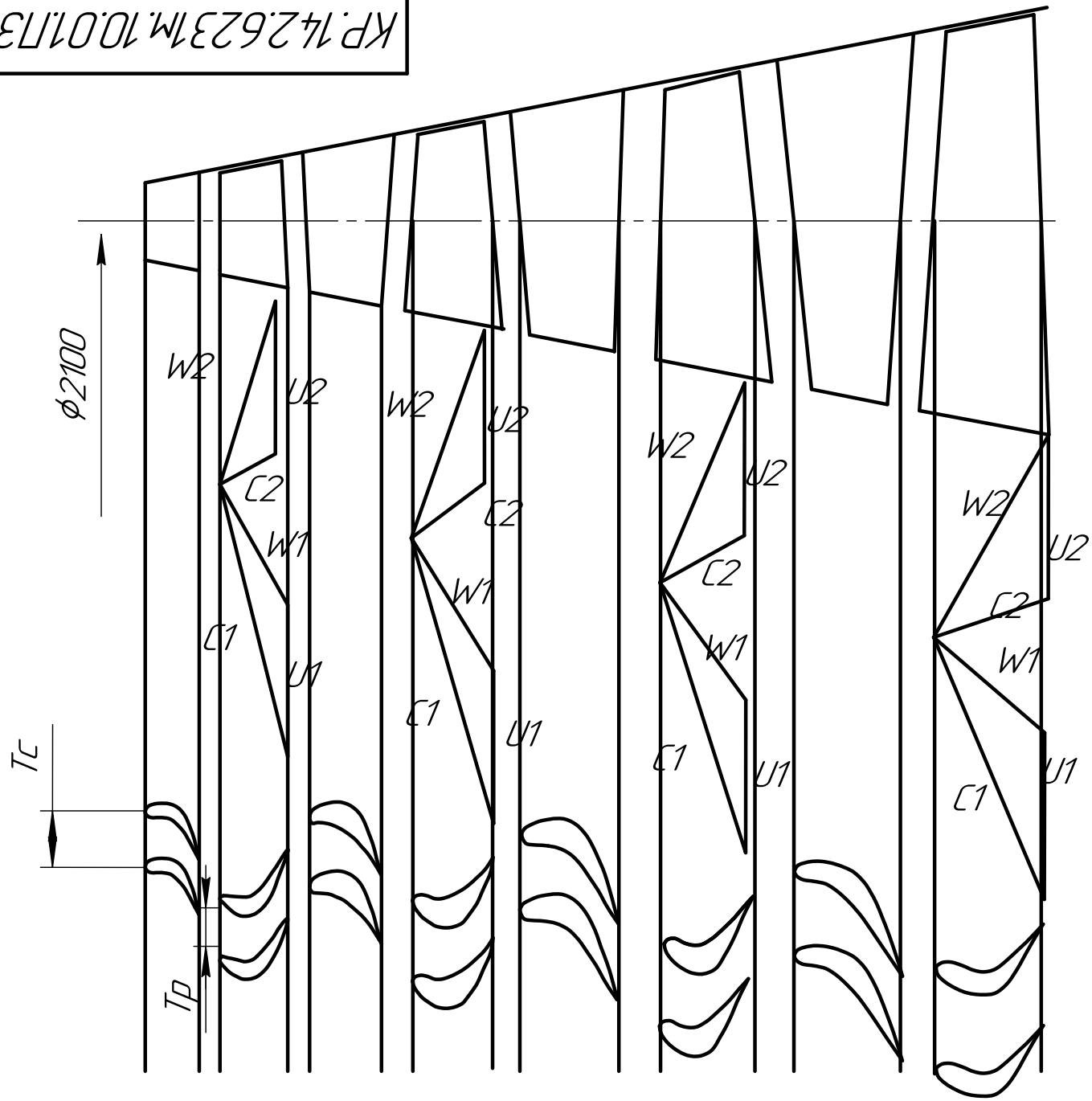


Рисунок 1.12 – Ескіз проточної частини турбіни М 1:2,5 масштаб швидкостей 1мм=10 м/с

Таблиця 1.11 – Елементи трикутників швидкостей

Величина	№ ступені			
	1	2	3	4
α1, град.	14	16.1	17.6	22.9
C1, м/с	618	652	622	573
β1, град.	29.4	31.8	36.1	49.3
W1, м/с	304	343	319	295
U1, м/с	335	335	335	335
α2, град.	61.2	53.1	60.8	71.4
C2, м/с	139	201	212	248
β2, град.	16.9	19.4	23	29.6
W2, м/с	420	483	476	476
U2, м/с	335	335	335	335
Tc, м	0.055	0.08	0.104	0.132
Zc	120	82	63	50
Tp, м	0.038	0.058	0.082	0.095
Zp	170	113	80	69

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.			
Студент.		Ключко Р.О.			Конструктивні розрахунки і конструювання	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.					54	76
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

2.1 Описання будови проектованого газотурбінного агрегату

До складу ГТУ входять: газотурбінний двигун, теплоутилізаційний контур та генератор електричного струму.

Газотурбінний двигун складається з вхідного пристрою, осьового компресора, трубчасто-кільцевої камери згоряння, турбіни та газовідводу.

Компресор має 15 ступенів, ступінь утворена одним рядом робочих лопаток ротора та розташованим за ним рядом нерухомих спрямляючих лопаток, закріплених у корпусі.

Компресор складається з переднього корпуса (1-5 ступені), корпуса (6-15 ступені) та ротора. Корпус передній уявляє собою один з елементів силової схеми двигуна. Крізь передній корпус передаються радіальні та осьові навантаження, які з'являються при обертанні ротора турбокомпресора, на передню опору двигуна .

Передній корпус виконай у виді профільованих обичайок, з’єднаних між собою профільними стійками. У проточній частині між зовнішньою та внутрішньою стінками здійснюється плавний поворот повітря від радіального до осьового.

У передньому корпусі розміщена передня опора ротора турбокомпресора, вхідний направляючий апарат; на зовнішній обичайці змонтовано механізм повороту вхідного направляючого апарата .

Передня опора складається з двох підшипників ковзання - опорного та упорного. Опорний підшипник ковзання складається з корпуса, зробленого зі сталі ЄП609, та п'яти самовстановлюючихся сегментів. Сегменти зроблені зі сталі 40Х та на поверхні мають антифрикційний шар з бабиту Б83. З азотованою поверхнею корпуса опори контактує криволінійна поверхня сегментів, що дозволяє їм самовстановлюватись відносно цапфи ротора.

Упорний підшипник ковзання - двобокий, складається з 28 колодок та упорного гребеня. Колодки з червоної міді М2 розташовані 14 штук з кожного боку упорного гребеня, зробленого зі сталі 40ХН2МА. З боку упорного гребня колодки мають антифрикційний шар з бабиту Б83, з протилежного боку в них встановлений сферичний упор з азотованої сталі, що спирається на пружні пластини. Сферичні упори дозволяють колодкам самовстановлюватися, відносно упорного гребеня, а

пружні пластини, що прогинаються під дією осьової сили, компенсують перекіс упорного гребеня. Змазка та охолодження деталей підшипника струменевим поливом масла з форсунок, встановлених між колодками, та з отворів, з'єднуючих масляні канали корпуса підшипника з його внутрішньою порожниною.

Корпус 1-5 ступенів компресора призначено для розташування спрямляючих апаратів. Над робочими лопатками 1-го та 2-го ступенів зроблено антиобривні прилади, виконані в корпусі компресора у вигляді кільцевих камер, в які повітря потрапляє скрізь щільові кільця.

Спрямляючи апарати викопані у вигляді зовнішнього та внутрішнього напівкілець, з'єднані між собою спрямляючими лопатками. Кожна лопатка у зовнішнє кільце встановлюється хвостовиком типу «ластівкін хвіст», у внутрішнє кільце - призматичним хвостовиком. У внутрішніх кільцях лопатки фіксуються штифтовою.

Корпус компресора зварний, включає в себе дві половини з горизонтальним роз'ємом. Матеріал корпуса та кілець спрямляючих апаратів "ЄП609Ш". Спрямляючи апарати 1-го та 2-го ступенів зроблені литими з матеріалу ВНЛ5, лопатки 3 та 4 ступенів - зі сталі ЄП489Ш.

За спрямляючим апаратом 5-ї ступені є відбір повітря при запуску турбогенератора .

Корпус 6-15 - ї ступенів виконано відбір повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів та соплових апаратів 6-15 – ї ступенів. За своєю конструкцією та матеріалом корпус та спрямляючий апарат аналогічні корпусу та спрямляючим апаратам 1-5-го ступенів.

На корпусі 6-13-ї ступенів виконано відбір повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів та соплових лопаток турбіни та відбір повітря за 10-м ступенем, з якого робиться перепуск повітря в атмосферу для стійкої роботи двигуна при запуску.

Ротор компресора - барабанно-дискової конструкції, включає до себе 3 навесні диски, диск цапфу 4-ї ступені, два барабана та робочі лопатки. Барабани з'єднані між собою та диском-цапфою за допомогою штифтів. Навесні диски з'єднані

між собою крізь лабіринтні втулки стяжними болтами. Робочі лопатки встановлені в пазах дисків замковою частиною типу ластівкин хвіст. Осьова фіксація лопаток виконується пластинчатими замками.

Робочі лопатки виконані з матеріалу Х17Н2(сталеві). Диски компресора та передня цапфа виконано зі сталі ЄИ609.

Камера згоряння для зменшення осьових габаритів двигуна розміщена над останніми ступенями компресора. За конструктивним виконанням вона є трубчасто-кільцева. У кільцевому просторі, утвореному кожухом камери згоряння та корпусом компресора, розташовано 22 жарових труби. За схемою течії потоків повітря та продуктів згоряння КЗ є протитоковою. В камеру згоряння впорскується водяна пара, що генерується в УПГ за рахунок залишкового ресурсу тепла відхідних газів двигуна. У КЗ ГТД утворюється газопарова суміш. Пара, найчастіше перегріта, подається в КЗ замість частини вторинного повітря.

Жарові труби розташовані горизонтально та складаються з двох частин: кільцевої жарової труби в головній частині та основної жарової труби. Дві частини жарової труби утворюють дві зони горіння під час роботи двигуна. Кожна кільцева жарова труба має фронтову дошку з восьми осерадіальними завихрювачами перед камерою. Внутрішня стінка кільцевої жарової труби у вигляді точеного циліндра з системою конвективно-загороджувального охолодження. Зовнішня стінка кільцевої жарової труби та основної жарової труби виконано двошаровою.

Зовнішня стінка жарової труби складається з трьох сегментних частин з’єднаних у циліндр. Кожний сегмент стінки складається з набору сегментних ставок, закріплених на зовнішньому корпусі за допомогою зачепів та заклепками.

У центрі головної частини жарової труби розташовано завихрювач, складається з лопаткового осерадіального завихрювача, лопаток, з передкамерою. Зовнішній складається з лопаткового завихрювала, який має 12 лопаток підводу газоподібного палива.

Змішувач жарової труби виконано у вигляді конфузорного патрубка з конвективною та конвективно-загороджувальною системою охолодження. Роботу конвективної системи охолодження забезпечує повітря, яке виходить з осерадіального

дифузору, при обтіканні змішувача по поверхні з боку внутрішнього діаметра КЗ та бічним поверхням; а також перегріта пара, яка подається у вторинну зону КЗ крізь ряд отворів в обичайці, розташований одразу за кільцевою жаровою трубою. Після процесу охолодження парою, перегріта пара надходить до змішувача КЗ та далі в проточну частину турбіни. Ця пара є також енергетичною, тому що вона подається замість частини вторинного повітря. За рахунок високих теплофізичних властивостей пари КГТА дозволяє з'єднати цикли Ренкіна та Брайтона.

Обойма жарової труби забезпечує газощільне телескопічне з'єднання жарової труби з одним сопловим апаратом турбіни за чотирма поверхнями.

Підвід палива у кільцеву жарову трубу утворюється триканальними пілотними форсунками до передкамери кожного завихрювача.

Кожух кожної камери згоряння обмежує її кільцевий канал за зовнішнім діаметром та є елементом силової схеми двигуна. На кожусі КЗ є місця для встановлювання запалювачей. Кожух КЗ складається з фланцевого з'єднання та стяжної планки.

Турбіна ГТД - чотирьохступінчата, складається з чотирьох соплових апаратів зі своїми зовнішніми корпусами, ротора турбіни та опорного вінця. Корпус турбіни має тільки вертикальні роз'єми, корпус соплового апарата 2-го ступеня має горизонтальний роз'єм, що забезпечує можливість заміни робочих лопаток 1-го та 2-го ступенів та соплових апаратів лопаток 2-го ступеня без розбору інших корпусів двигуна. Сопловий апарат 1-го ступеня має конвективно - плівкове охолодження вторинним повітрям. Охолодження соплових апаратів 2-го ступеня конвективне, конденсованим повітрям, відібраним за компресором.

Матеріал лопаток турбіни ЧС88 зовнішні трактові поверхні соплових лопаток вкрито теплозахисним покриттям. Соплові лопатки ступенів відлито з матеріалу ЧС91.

Ротор турбіни з'єднано з ротором компресора болтовим з'єднанням, складає єдине ціле - ротор двигуна. Диски перших 3-х ступенів з'єднано електро - променевою зваркою. Диск 4-го ступеня приєднано за допомогою болтів. Диски турбіни виконано з матеріалу ХН73МБТЮ(ЄИ698). Ротор крізь цапфу, котра кріпиться до

диска 4-го ступеня болтами, та втулку підшипника опирається крізь колодки опорного підшипника на статор. На роторі з боку диска 4-го ступеня навішано диск, несучий лабіринтні вставки для організації розвантажувальної полості. З боку диска 1-го ступеня на ротор навішано проміжний диск, який забезпечує підхід охолоджуючого повітря та несучий частину барабану ротора Всередині ротора закріплено кожуха забезпечуючи підхід охолоджуючого повітря до робочих лопаток.

Робочі лопатки 1-ї ступені - литі, з конвективним охолодженням, без бандажної полки. Покриття внутрішньої порожнини лопаток - методом ГЦП (газоциркуляційне покриття) Co+AI, зовнішньої поверхні Co+Cr+AI+Y, та теплозахисним покриттям 200 мкм. На торці пера лопатки - наплави з зносостійкого матеріалу КБНХЛ.

Робочі лопатки 2-го ступеня - литі, з конвективним охолодженням, з бандажною полкою. Покриття лопаток таке ж, як 1-го ступеня.

В опорному венці турбіни розташовано опорний підшипник ковзання, який складається з п'яти колодок. Підхід масла здійснюється крізь жиклери - колектора на цапфу ротора.

Вторинний корпус опорного вінця з'єднується з зовнішнім 12 стійками, які проходять крізь проточну частину турбіни.

У зовнішньому корпусі вінця встановлено 20 патрубків для встановлення термопар заміру температури газу на виході з турбіни. У районі горизонтальної площини розташовано дві опори для встановлення двигуна на раму. В конструкції опор передбачено цапфи для підйому двигуна краном.

Рама - балочної конструкції, складається з повздовжніх та поперечних двотаврів довжиною 6000 мм та максимальною шириною 3820 мм. Кріплення двигуна до рами виконується одною передньою та двома задніми опорами. Передня опора нерухома та уявляє собою жорсткий лист з ребрами. Задні опори кріпляться до цапфи опорного вінця турбіни та складаються з гнучких листів, встановлених у два яруси у взаємно перпендикулярному напрямку.

На боковій поверхні рами є чотири рима для підйому двигуна на рамі з кожухом.

До складу теплоутилізаційного контуру входять: УПГ, сепаратор газу, головний циркуляційний насос та блок очистки води. УПГ, який розташований за ГТД, з'єднано з ним за допомогою компенсаторів, виконано водотрубним з примусовою циркуляцією та має в перетині прямокутну форму.

2.2 Розрахунок закрутки лопаток першого ступеня турбіни

В газотурбобудуванні частіше використовують метод закручення лопаток за законом сталості циркуляції. При використанні цього методу вважають,що повні параметри потоку на вході в ступень і швидкісні коефіцієнти ψ і φ незмінні за радіусом.

У даному випадку як додаткову умову при інтегруванні рівняння радіальної рівноваги газу беруть

$$C_{1a}=const,$$

що відповідає рівномірному полю осьових швидкостей у зазорі між сопловими і робочими лопатками.

Характерною рисою даного виду закручення є те, що відношення u/c1 в будь-якому перерізі лопаток залишається оптимальним, коли воно обране найвигіднішим в одному перерізі, оскільки збільшення u/c1 зі зростанням радіусу відповідає підвищенню міри реактивності. Насправді при $C_{2uср}=0$ закручення потоку за робочим колесом відсутнє по всій довжині лопатки.

При закрученні лопаток за законом сталості циркуляції густина і тиск робочого тіла в міжвінцевому зазорі, а також реактивність ступеня інтенсивно зростають від кореня до периферії. Збільшуються від кореня до периферії вихідний кут соплових лопаток α1геом і вхідний кут робочих лопаток β1геом, причому α1 може зростати в 1,3…2 рази, а β1- у 4…6 разів. Кут β2геом зменшується до периферії на кілька градусів.

У табл. 2.1 викладено порядок розрахунку закручення лопаток за законом сталості циркуляції, а на рис. 2.1 показано трикутники швидкостей ступені.

З термогазодинамічного розрахунку, зробленого в п.1.6., одержимо вихідні дані:

$D_{cp} = 2{,}1$м; $(u/c_1)_{cp} = 0{,}5913$;

$l_p = 0{,}1009$м; $\alpha_{2cp} = 61{,}22^{o}$;

$u_{2cp} = 335{,}1$м/с; c_{2cp}=139,3м/с;

$\alpha_{1cp} = 14^{o}$; $\beta_{2cp} = 17{,}91^{o}$;

c_{1cp}=618,5м/с; $w_{2cp} = 420{,}3$ м/с;

$\varphi = 0{,}98$; $\psi = 0{,}97$;

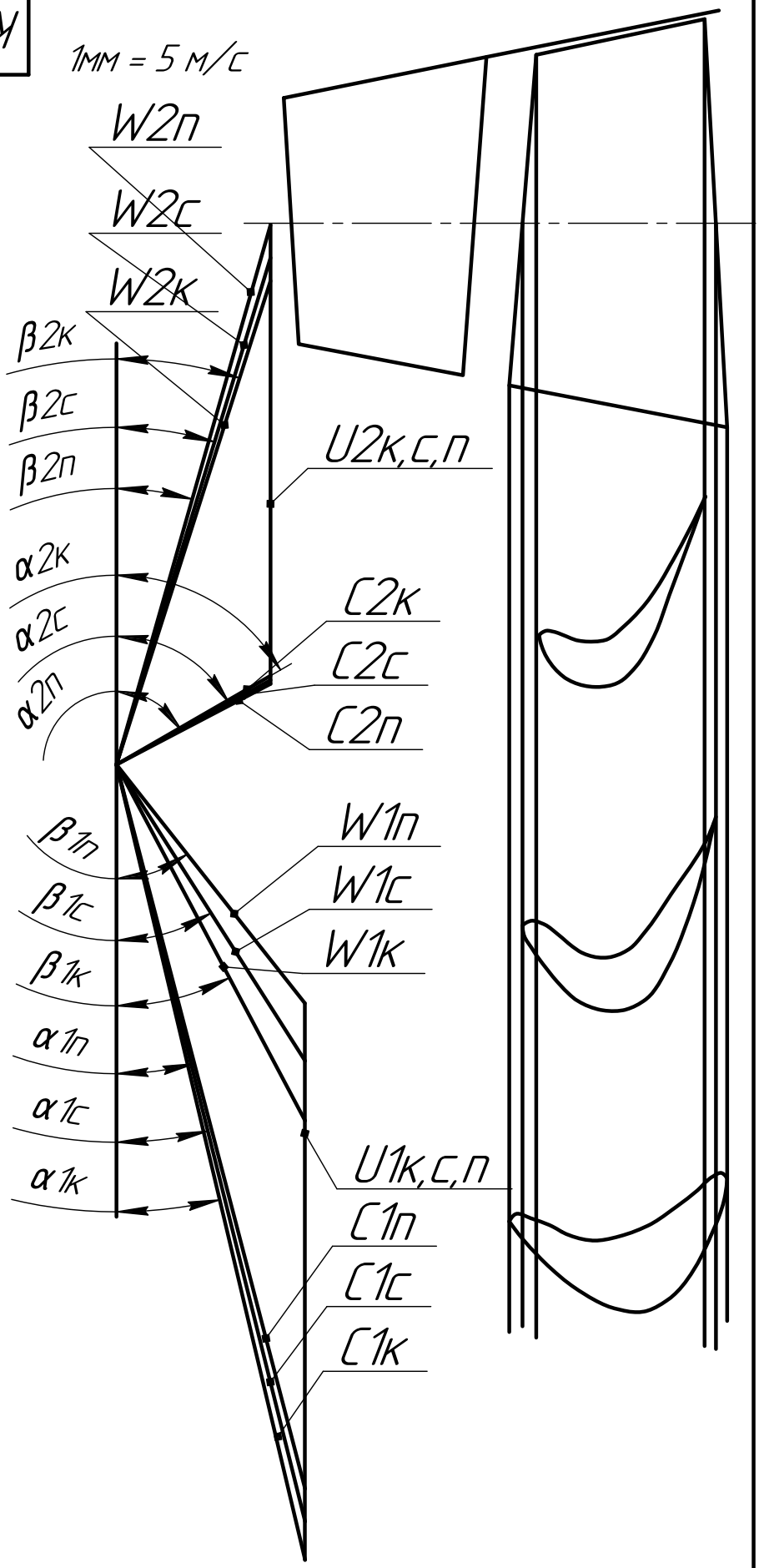
Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення лопаток за законом сталості циркуляції

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На серед діаметрі	На периферії
1.Радіус перерізу r, м	За вихідними даними D_{cp} і l_p	0,9995	1,05	1,1004
2.Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp}}$	0,952	1	1,048
3.Колова швидкість u, м/с	$u_{2cp} \cdot \bar{r}$	318,98	335,1	351,2
4.Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1, м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}}\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)\cdot\sin^2\alpha_{1cp}}$	647,96	618,5	591,84
5.Кут виходу потоку із соплового апарата α_1, град	$\arctan(\bar{r}\cdot\tan\alpha_{1cp})$	13,35	14	14,64
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp}\cdot\frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)\sin^2\alpha_{1cp}}}$	0,537	0,591	0,648
7.Кут входу потоку до робочої решітки β_1, град	$\arctan\frac{\bar{r}\cdot\tan\alpha_{1cp}}{1-\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp}\cdot\frac{\bar{r}^2}{\cos\alpha_{1cp}}}$	27,92	32,55	38,32

Продовж. табл. 2.1

8.Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1, м/с	$\frac{c_{1cp} \cdot \sin\alpha_{1cp}}{\sin\beta_1}$	319,5	278,09	241,31
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2, град	$\arctan\frac{c_{2cp} \cdot \sin\alpha_{2cp}}{\bar{r} \cdot u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cdot \cos\alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	17,4	16,9	16,38
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2, м/с	$\frac{w_{2cp} \cdot \sin\beta_{2cp}}{\sin\beta_2}$	408,2	420,35	432,84
11.Кут виходу потоку зі ступені α_2, град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $\arctan(\bar{r}\tan\alpha_{2cp})$; При $\alpha_{2cp} > 90^\circ$ $180^\circ - \arctan(\bar{r}\tan\alpha_{2cp})$;	60,01	61,22	62,34
12.Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2, м/с	$\frac{w_{2cp} \cdot \sin\beta_{2cp}}{\sin\alpha_2}$	140,98	139,32	137,87
13.Реактивність ступені по висоті ρ	$\rho = \frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,146	0,217	0,279

За результатами розрахунків виконується побудова профілювання ступеня (рис.2.1).



Таблиця 2.2

Величина	переріз		
	к	с	п
r	0.99	1.05	1.10
U	318	358	351
C1	64.7	618	592
α1	13.3	14	14.6
β1	27.9	32.5	38.3
W1	319	278	241
β2	17.4	16.9	16.4
W2	402	420	433
α2	60	61.2	62.3
C2	141	139	137

Рисунок 2.1 – Ескіз першого ступеня і трикутники швидкостей М 1:2

2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня

Робочі лопатки турбомашин випробують дії ценробіжних сил, газодинамічних навантажень (тиск потоку робочого тіла), а також вплив високих температур і вібрації.

При проектуванні профільної частини (пера) лопатки визначаються навантаження розтягнення, визвані центробіжними силами, навантаження вигину від газодинамічних навантажень й установлюється нахил вісі лопатки таким чином, щоб навантаження вигину, врівноважували б газодинамічний вигін. Методика цих розрахунків, які завершуються визначенням запасу міцності, приведена нижче.

Розрахунок на міцність робочої лопатки виконується у кореневому перерізі як у найнебезпечнішому і ведеться у трьох точках А, В, С найбільш віддалених від осей максимальної та мінімальної жорсткості.

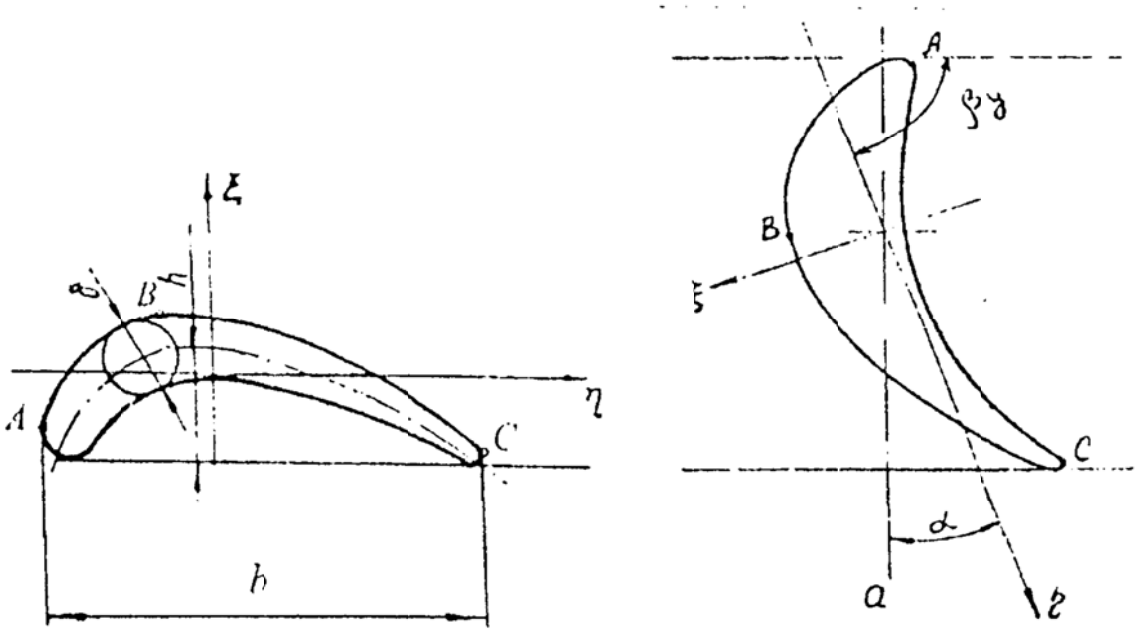


Рисунок 2.2 - Геометричні характеристики профілю

Таблиця 2.3 - Вихідні дані

Найменування параметру	Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу	$G_г$	188,44	м/с
Швидкість виходу потоку із СА	c_1	618,5	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступеня	c_2	139,3	м/с
Кут виходу потоку із СА	α_1	14,0	град
Кут виходу потоку зі ступеня	α_2	61,22	град
Температура потоку перед ступенем	T_0	1520,0	К
Температура потоку за ступенем	T_2	1358,0	К
Тиск потоку за ступенем	P_2	0,9856	МПа
Кут встановлення профілю	β_y	68,55	град
Висота підйому середньої лінії профілю	h	0,025	м
Хорда профілю	b	0,07	м
Найбільша товщина профілю	σ	0,028	м
Число лопаток	Zp	170	-

1. Кут розходження осей:

$$\alpha = 90 - \beta_y = 21{,}45 \text{ град}$$

2. Моменти опору кореневого перерізу, м^3:

$$W_{\eta A} = W\eta c = -0{,}053\frac{b\cdot\delta^3}{h}\left[1+\left(\frac{l}{\delta}\right)^2\right] = -5{,}8546*10^{-6}$$

$$W_{\eta в} = 0{,}084\cdot b\cdot\delta^2\frac{1+\left(\frac{h}{\delta}\right)^2}{1+0{,}46\left(\frac{h}{\delta}\right)} = 5{,}8728*10^{-6}$$

$$W_{\zeta A} = -0{,}088b^2\delta = -1{,}2073*10^{-5}$$

$$W_{\zeta B} = -\infty$$

$$W_{\zeta C} = 0{,}066b^2\delta = 9.0552*10^{-6}$$

3. Визначення газодинамічного навантаження, Н:

$$P_u = \frac{G}{z}\left(c_1\cos\alpha_1 - c_2\cos\alpha_2\right) = 75{,}388$$

$$P_A = \frac{G}{z}\left(c_1\sin\alpha_1 - c_2\sin\alpha_2\right) + \frac{2\cdot\pi\cdot r_{cp}}{z}\cdot l\cdot\left(P_1 - P_2\right) = 432{,}6656$$

$$P_\xi = P_A\cdot\sin\alpha + P_U\cdot\cos\alpha = 228{,}3883$$

$$P_\eta = P_A\cdot\cos\alpha - P_U\cdot\sin\alpha = 375{,}1290$$

4. Напруга від газодинамічних сил:

$$\sigma_{по}^{Г} = \frac{P_\eta\cdot\frac{l}{2}}{W_{\xi i}} + \frac{P_\xi\cdot\frac{l}{2}}{W_{\eta i}} \text{ МПа}$$

Таблиця 2.4

Точки	A	B	C
$\sigma_{по}^{Г}$	5,6300	-3,1639	0,10121

Максимальна напруга від газодинамічних сил у точці А.

5. Напруга від розтягнення центробіжними силами:

$$\sigma_{PO} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot (R_n - r_0) \cdot \frac{(m+\mu)}{m+1} = 6{,}6933 \text{ МПа}$$

6. Границя тривалої міцності:

$\sigma_{тр}$=195 МПа [24]

τ= 20000 ч

T_m= 1090 К

7. Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_{TP}}{\sigma_{\Sigma}^{MAX}} = 2$$

2.4 Визначення запасу міцності диска першого ступеня

Розрахунок диска на міцність ведеться відповідно до методики визначення запасу міцності диска по оборотах, що руйнують. Для задовільно працюючих дисків запаси по оборотах, що руйнують, складають $k_в^o = \frac{n_{разд}}{n} = 1{,}4...1{,}6$. Оскільки відцентрові сили пропорційні квадрату числа обертів, запас диска по граничному навантаженню дорівнює квадрату запасу по граничних обертах: $k_в = (k_в^o)^2 = 1{,}4^2 + 1{,}6^2 = 2...3$.

Розрахунок ведеться в табличній формі (табл. 2.4.1.). Радіус перетину і товщина диска в цьому перетині приведені на рис. 2.4.1.

Диск турбіни має найбільшу температуру в периферії і температури по радіусу диска можна представити у вигляді:

$$T = T_2 + (T_1 - T_2)\left(\frac{R}{R_1}\right)^2, K$$

Де T_2 – температура в центрі диска дорівнює 600 К

$T_1 = T_л - \Delta T_2$ = 1090 – 130 = 960 К – температура диска на периферії, де

$T_л$ = 1090 К – температура лопатки

ΔT_2 = 130 К – температура опору замка

R – поточний радіус диска

R_1 = 0,9403 м – зовнішній радіус диска.

Для розрахунку таблиці також потрібно зробити розрахунок комплексів $\sigma_a h_a r_a$ також $\rho\omega^2$

$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_\Sigma}{2\pi}$, де

$C_\Sigma = z \cdot C_0 + C_{кр}$ - навантаження від лопаток та елементів кріплення

$C_{кр} = 2 \cdot \pi \cdot \rho_{кр} \cdot \omega^2 \cdot h_{кр}(R_0^3 - R_1^3)/3$

Матеріал диску – ЕИ437Б

$\rho_д = 8200$ кг/м^3

Матеріал лопатки – ЧС88

$\rho_л = 8100$ кг/м^3

$\rho_{кр} = \frac{\rho_д + \rho_л}{2} = 8260$ кг/м^3

Колова швидкість

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1197$ с$^{-1}$

$h_{кр} = 0{,}003$ м – ширина диска на периферії

$R_0 = 0{,}9502$ м – радіус від осі обертання ротора до підставки лопатки

$R_1 = 0{,}9403$ м – зовнішній радіус диска

$C_{кр} = 2\pi \cdot 8260 \cdot 1197^2 \cdot 0{,}03(0{,}9502^3 - 0{,}9403^3)/3 = 1{,}7 \cdot 10^6$ Н

$C_0 = \sigma_{po} \cdot F_0 = 3332{,}6H$, де

σ_{po} - напруга розтягнення від відцентрових сил

F_0 – площа перетину в кореневому перетині лопатки

$$C_{\Sigma} = 133 \cdot 3332{,}6 + 1{,}7 \cdot 10^6 = 1{,}9 \cdot 10^6 \, H$$

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{1{,}9 \cdot 10^6}{2\pi} = 0{,}3 \cdot 10^6$$

$$\rho\omega^2 = 8200 \cdot 1197^2 = 11{,}8 \cdot 10^9$$

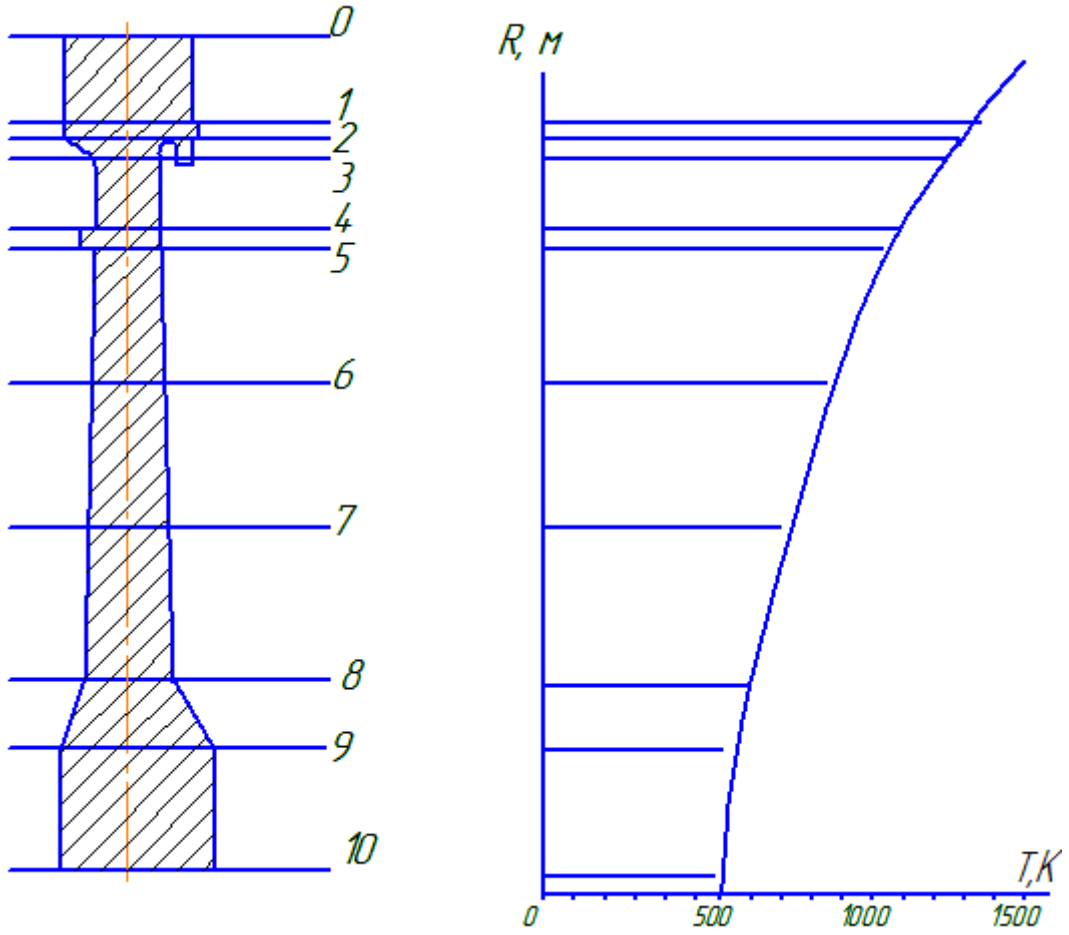


Рисунок 2.3 - Профіль диску першого ступеня турбіни з розрахунковими перетинами

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

	№ розрахункових ділянок										
Найменування	**0**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
r, м	0,990	0,870	0,850	0,825	0,745	0,705	0,595	0480	0,345	0,265	0,112
H, м	0,030	0,032	0,018	0,019	0,022	0,063	0,078	0,071	0,071	0,072	0,068
T^0_1, К	950	920	910	855	765	725	670	670	660	655	650
$\sigma_в$ МПа	280	335	335	460	675	715	815	815	845	855	865
$\sigma_в$ xh	8,4	10,72	6,03	8,740	14,85	45,045	63,57	57,685	59,995	61,56	58,82
$2(\sigma_в h)_{ср}=(\sigma_в h)_{f-1}+(\sigma_в h)_f$	-	19,12	16,75	14,77	23,59	59,895	108,615	121,435	117,86	121,555	120,38
$r/\Delta r = ½(r_{f-1}-r_f)$	-	0,0035	0,0015	0,0125	0,0125	0,0100	0,0165	0,0000	0,0050	0,0045	0,0015
$(\sigma_в h)_{ср}\Delta r$	-	0,0669	0,0251	0,1846	0,2949	0,5990	1,7921	0,0000	0,5893	0,5470	0,1806
$\int_r \sigma_в hd$	0	0,0669	0,0920	0,2769	0,5715	1,1705	2,9626	2,9626	3,5519	4,0989	4,2795
r^2	0,0506	0,0475	0,0462	0,0361	0,0272	0,0210	0,0125	0,0125	0,0104	0,0088	0,0081
r^2h	1,5188	1,5208	0,8321	0,6859	0,5990	1,3246	0,9784	0,8906	0,7387	0,6227	0,5508
$2(r^2h)_{ср}$	-	3,0395	2,3528	1,518	1,285	1,924	2,303	1,869	1,629	1,361	1,174
$(r^2h)_{ср}\Delta r$	-	10,638	3,529	18,97416,	16,061	19,235	38,000	0,0000	8,147	6,126	1,760
I^*	0	10,6383	14,1675	33,142	49,203	68,438	106,437	106,437	114,584	120,710	122,471
$\rho\omega^2 I^*$	0	124913,8	166353,5	389148,3	577730,2	803588,2	1249775	1249775	1345430	1417385	1438034
$\sigma_a h_a r_a + \rho\omega^2 I^*$	304652	429565	471005	693800	882382	1108240	1554427	1554427	1850082	1722017	1742688
$\sigma^* h^* r^*$	1890000	2336960	1296450	1660600	2450250	6531525	7119840	6480880	8119490	5725080	5293800
$(\int\sigma_в hdr+\int \sigma^* h^* r^*)$	1890000	2403880	1388495	1937270	3021795	7702020	10082483	9443523	9671433	9824020	9573310
$(k_в)^2$	6,20	5,60	2,95	2,79	3,425	6,950	6,486	6,075	5,861	5,705	5,493
$k_в$	3,491	3,366	2,717	2,167	2,851	3,636	3,547	3,465	3,421	3,389	3,344
$k_в^{min}$				2,167							

2.5 Розрахунок опорного підшипника

Довговічність, економічність, надійність, а в багатьох випадках і габаритні розміри машин залежать від конструкції опор тертя. Тому до підшипникових вузлів висуваються підвищені вимоги, які обумовлені збільшенням частот обертання, статичних та динамічних навантажень і необхідністю підвищення надійності підшипникових вузлів. В останній час найбільш широке розповсюдження отримали підшипники ковзання.

Діаметр цапфи валу – d=220 мм

Радіальне навантаження на підшипник – 64кН

Число обертів в хв. – 3000 об/мин

Довжина підшипника – 133 мм

1. Окружна швидкість цапфи.

$$U = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = 34{,}64 \text{ м/с}$$

2. Умовний тиск в підшипнику

$$p = \frac{F_м}{d \cdot l} = 1{,}0458 \text{ МПа}$$

3. Комплекс «PV»

PV=1,0458 · 23,23 = 24,29 Па·м/с

Приймаємо матеріал вкладиша – сталь із заливкою бабітом Б16.

4. Відносний зазор

S = $\psi \cdot d$ = 0,00131 · 120 = 0,194 мм

5. Вибираємо посадку:

Де ψ - середнє значення відносного зазору

$$\psi = 0{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot \upsilon^{0{,}25} = 0{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot 23{,}29^{0{,}25} = 0{,}00131$$

Вал d = 120-125-58 мм

Отвір D = 1200+120 мм

Зазори S_{min} = 0,21 мм, S_{max} = 0,49 мм, $S_{сер}$ = 0,35 мм

6. Визначення розрахункових зазорів, викликаючи малоймовірні значення ,за допомогою теорії вірогідності

$S = S_{cp} = 0{,}35$ мм

TD = 0,14 мм

Td = -0,21 +0,35 =14 мм

Приймаємо $(P(t) = 0{,}98)$, знаходимо C = 0,34

$Sp_{min} = 0{,}35$ мм

$Sp_{max} = 0{,}35$ мм

7. Граничні ймовірні значення відносного зазору

$$\psi_{p\min} = \frac{Sp\min}{D} = \frac{0{,}28268}{120} = 0{,}8314 \cdot 10^{-3}$$

$$\psi_{p\max} = \frac{Sp\max}{D} = \frac{0{,}41732}{120} = 1{,}2274 \cdot 10^{3}$$

8. Вибираємо масло турбінне Тп-22 с ТУ38.101 821-83, призначаємо максимально допустиму температуру t = 70° с, при цьому в'язкість масла буде рівна μ =$0{,}01 \cdot 10^{-6}$ Мпа

9. Коефіцієнт навантаження підшипника

$$\Phi_{P\min} = \frac{P \cdot \psi_{p\min}^{2}}{\mu \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}} = 0{,}2301$$

$$\Phi_{P\max} = \frac{P \cdot \psi_{p\max}^{2}}{\mu \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}} = 5{,}01 \cdot 10^{11}$$

10. Відносний ексцентриситет

$X = f(\Phi p, l/d)$

$X_{msn} = 0{,}42$

$X_{\max} = 0{,}785$

11. Товщина масляного шару

$h_{мах} = 0{,}5 \cdot S_{p\min} \cdot (1 - X_{\min}) = 0{,}1015$ мм

$h_{min} = 0{,}5 \cdot S_{p\max} \cdot (1 - X_{\max}) = 0{,}037$ мм

12. Критичне значення товщини шару при якому порушується режими радіального тертя

$h_{kp} = R_{z1} + R_{z2} = 0{,}003 + 0{,}006 = 0{,}009$ мм

де R_{z1}, R_{z2} – шорсткість поверхні цапфи і поверхні вкладиша відносно приймаємо по ГОСТ 2789 – 73 в межах 6,3 …0,2 мкм

13. Коефіцієнт запасу надійності по товщині масляного шару

$$Sh\min = \frac{h_{\min}}{h_{kp}} = 11{,}27$$

$$Sh\max = \frac{h_{\max}}{h_{kp}} = 4{,}180$$

Коефіцієнт запасу надійності враховує можливі відхилення розрахункових умов від експлуатаційних (поточності виготовлення , завантаженості, температурному режиму і т.п.)

Чим більше цей коефіцієнт, тим менше небезпека переходу роботи підшипника в область на пів рідкого мастила, коли сполучність масляного шару порушена і поверхні підшипника і валу стикаються своїми мікро нерівностями на ділянках більшої , або меншої протяжності, і яка супроводжується зносом поверхні що труть, навіть без попадання зовнішніх абразивних часток.

В цьому розрахунку температура масла вибрана орієнтовано. Фактично вона може бути іншою, іншою буде і в'язкість масла, а також вантажопідйомність підшипника , товщина масляного шару.

14. Вибираємо спосіб мастила і охолодження.

$$\sqrt{p \cdot v^3} = \sqrt{1{,}0458 \cdot 23{,}23^3} = 114{,}4 \cdot 10^3$$

Оскільки $114{,}4 \cdot 10^3 < 32 \cdot 10^3$, то необхідна примусова циркуляція масла.

2.6 Опис паливної системи ГТД

Система паливна (рис. 2.3) призначена для здійснення автоматичного запуску, подачі палива до двигуна, його дозування по сигналах САУ й припинення подачі палива по команді оператора або при спрацьовуванні
захистів. [24]

Паливна система виконує наступні функції:

- виконання заданої програми пуску двигуна й автоматичний вивід його на холостий хід генератора;

- автоматична підтримка частоти обертання генератора при зміні навантаження, включаючи режими скидання й набору навантаження;

- обмеження забросів температури газів перед турбіною вище граничнодопустимої;

- подачу палива до спалахувачів при запуску;

- автоматичне припинення подачі палива при нормальній або аварійній зупинках двигуна;

- дренажування палива з колекторів і трубопроводів при зупинках двигуна;

Система паливна забезпечує:

- вимір величин тисків паливного газу до й після регулювальних клапанів 7, 14;

- вимір і передачу в САУ сигналів реле про величини перепадів тисків газу на пальникових пристроях камери згоряння двигуна;

Паливна система складається із блоку паливних агрегатів 16, розташованого в окремому вкритті, а також агрегатів, розташованих на двигуні й у блоці двигуна.

Пройшовши очищення й підігрів у блоці газопідготовки об'єкта паливний газ через блок фільтрації паливного газу 1 підводить до блоку кранів 2 БТА 16.

Після розкручування двигуна пусковим пристроєм, по алгоритму запуску включається система запалення й подається напруга на клапан електромагнітний 2.5. 1 блоку пускового газу 2.5.

Через дросельний пакет, агрегату керування 2.4 газ надходить до спалахувачів камери згоряння й запалюється.

Подається напруга на клапани електромагнітні 10.1 і 12.1.2 стоп-кранів 9 і 12 першого й другого каналів пальникових пристроїв. Стоп-крани відкриваються. По сигналах мікровимикачів відкритого положення стоп-кранів 9 і 12 напруга з електромагнітних клапанів 10.1, 12.1.2 знімається.

Після відкриття стоп-кранів 9 і 12 подається напруга на електромагнітний клапан 2.3.1 маніпулятора 2.3 агрегату керування 2.4. Дренажний кран 2.6 закривається. По сигналі мікровимикача закритого положення дренажного крана напруга з електромагнітного клапана 2.3.1 знімається.

Подається напруга на клапани електромагнітні 2.1.1 і 2.1.2 стоп-крани 2.1 блоку кранів 2. Стоп-кран 2.1 відкривається й газ надходить до клапанів регулюючої 7 і 14. По сигналі мікровимикача відкритого положення стоп-крана напруга з електромагнітного клапана 2.1.1 знімається, а на електромагнітному клапані 2.1.2 переводиться на знижене.

Після відкриття стоп-крана 2.1 подається команда відкриття регулювального клапана 7 на задану величину. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на пальникових пристроях першого каналу, що забезпечує запалення паливного газу та полум'я перекидку по жарових трубах. Після цього система запалення й електромагнітний клапан 2.5.1 відключаються.

Подальше дозування паливного газу на запуску й вихід на холостий хід здійснює САУ за допомогою керування спочатку тільки клапаном регулюючої 7.

Вимір величини тиску газу до й після клапана регулюючого здійснюється перетворювачами тиску 6, 8. Якщо перепад тисків паливного газу й тиск повітря за компресором у момент відкриття регулювального клапана 7 перевищить припустиму величину або не відбулося запалення газу протягом необхідного проміжку часу від моменту відкриття стоп-крана 2.1, САУ формує сигнал на аварійну зупинку двигуна.

Термообмежування в процесі запуску забезпечує САУ шляхом впливу на регулювальний клапан 7. У випадку спрацьовування системи термозахисту забезпечується аварійна зупинка ГТД шляхом закриття стоп-крана 2.1 і регулювального клапана 7.

Після прогріву двигуна на холостому ходу відбувається його вивід на режим. Вивід на режим виконується САУ шляхом впливу регулятора САУ на регулювальний клапан 7. Подальше збільшення режиму відбувається за рахунок відкриття регулювального клапана 14.

При зниженні режиму двигуна або нормальній зупинці відбувається почергове припинення подачі газу до пальникового пристроїв другого, а потім першого каналів.

Зниження режиму двигуна відбувається за рахунок впливу електронної системи на клапан регулюючий 14, з наступною подачею напруги на електромагнітний клапан 12.1.2 вибухобезпечні газові маніпулятори 12.1. Стоп-кран 12 закривається й перекриває подачу газу в другий канал пальникових пристроїв камери згоряння. По сигналі мікровимикача закритого положення стоп-крана 12 напруга з електромагнітного клапана 12.1.2 знімається. Закривається клапан регулюючий 14.

Потім, шляхом впливу на регулювальний клапан 7, режим двигуна знижується до режиму охолодження.

Після команди оператора на зупинку двигуна подається команда на закриття регулювального клапана 7, подається напруга на електромагнітні клапани 10.2 і 2.3.2 і знімається - з електромагнітного клапана 2.1.2.

Стоп-крани 2.1 і 9 закриваються, а дренажний кран 2.6 відкривається. Тим самим припиняється подача газу в перший канал пальникових пристроїв камери згоряння, а газ, що перебуває в трубопроводах, дренажується у свічку.

При перевищенні частоти обертання двигуна або температури газів за турбіною вище припустимих значень електронна система автоматичного регулювання видає сигнал на аварійну зупинку двигуна. Напруга з електромагнітного клапана 2.1.2 знімається, стоп-кран 2.1 закривається й припиняє подачу газу у двигун.

Подається напруга на електромагнітні клапани 2.3.2, 10.2, 12.1.1. Стоп-крани 9 і 12 закриваються, а кран дренажний 2.6 відкривається.

Клапани регулюючі 7 і 14 закриваються, двигун зупиняється.

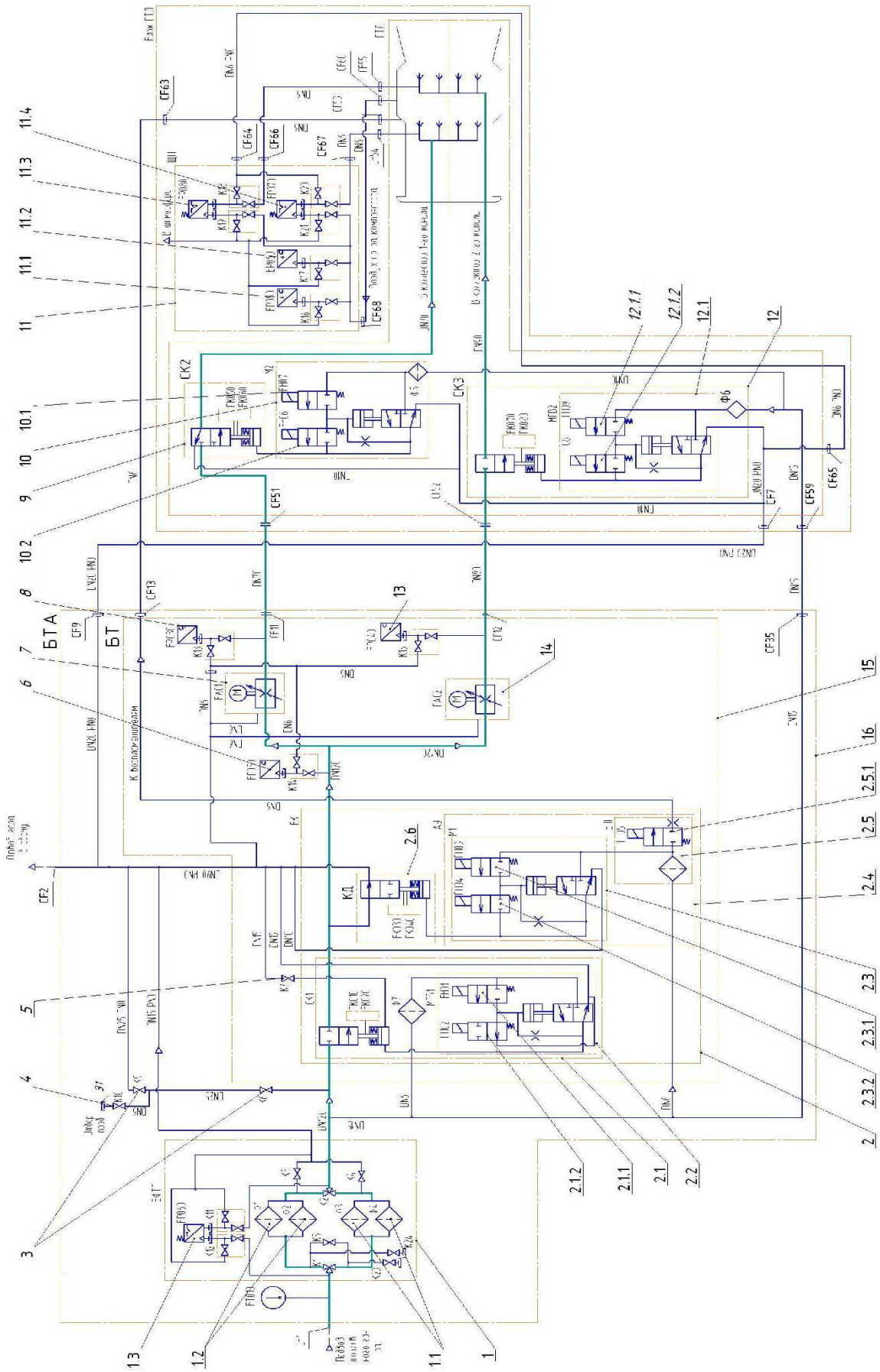


Рисунок 2.3. – Паливна система ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк. 76

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.03.ПЗ.			
Студент.		Ключко Р.О.			Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.					77	88
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

Вступ

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

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів. А отже, задачею охорони праці є зведення до мінімуму вірогідності поразки або захворювання працівника з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Забезпечення здорових та безпечних умов праці покладається на адміністрацію підприємств (установ). Адміністрація зобов'язана впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки, які попереджують виробничий травматизм, а також забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, що запобігають виникненню професійних захворювань робітників та службовців. Крім того, адміністрація підприємств (установ) повинна здійснювати організаційну роботу щодо забезпечення небезпечних і здорових умов праці, а саме: планування та фінансування різних заходів з охорони праці, проведення інструктажу робітників та службовців з техніки безпеки і виробничої санітарії та ін.[13].

3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі електростанції

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин. 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 [4].

Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники вентиляції, освітленості, вібрації та шуму в робочій зоні відповідали встановленим нормам.

Повітря робочої зони. Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки виявляють токсичну дію на організм людини. Ці речовини добре розчинюються в біологічних середовищах і здатні вступати з ними до взаємодії, що викликає порушення нормальної життєдіяльності. В результаті у людини виникає хворобливий стан, небезпека якого залежить від тривалості дії, концентрації та виду речовини [13].

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.3.1) [4].

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

Таблиця 3.1 - Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин

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	0,5	0,00015	5	—	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.3.2) [4].

Таблиця 3.2 - Допустимі норми температури, вологості та швидкості руху повітря

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	18-20	60-40	0,2	13-24
теплий	21-23	60-20	0,3	Не більше ніж на 5°С вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год., але не більше 33°С

Освітлення робочої зони. Правильно спроектоване та виконане освітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Збереження зору людини, стан його центральної нервової системи в значній мірі залежать від умов освітлення. В машинному залі рекомендовано систему загального освітлення, як для приміщення, де однотипні роботи виконуються по всій площі. Окрім робочого освітлення слід передбачати аварійне та евакуаційне. Аварійне освітлення створюють для тих випадків, коли раптове відключення робочого освітлення може викликати порушення нормального обслуговування обладнання, що в свою чергу може призвести до вибуху, пожежі, отруєння людей, порушення роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, насосні установки водопостачання та інші виробничі приміщення, в яких неприпустимо припинення роботи. Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщень при аварійному відключенні робочого освітлення в місцях, небезпечних для проходу людей.

Згідно з нормами ДБН В.2.2-28 встановлено рівень мінімальної освітленності виробничих приміщень та поверхонь (табл.3.3) [4,22].

Таблиця 3.3 - Рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленність E_{min}, лк	
	При комбінованому освітленні	При загальному освітленні
Машинні приміщення: З постійним чергуванням персоналу без постійного чергування персоналу	 — —	 150 100
Котельні приміщення: Площадки обслуговування котлів Приміщення димососів,вентиляторів Конденсаторна, хімводоочищення, деаератора, бойлерна	 100 — —	 100 100 100
Диспетчерські, пульти операторів, контрольно-вимірювальні прилади	200	100
Сходи службових і допоміжних приміщень	50	20

Виробнича вібрація. Систематичний вплив загальних вібрацій може бути причиною вібраційної хвороби – стійких порушень фізіологічних функцій організму, що обумовлені переважно дією вібрацій на центральну нервову систему. Ці порушення виявляються у вигляді головних болей, запаморочень, поганого сну, зниженої працездатності, поганого самопочуття, порушень серцевої діяльності. Вібрація може не викликати больових відчуттів, але утруднить проведення виробничих процесів.

Причиною низькочастотної вібрації насосів, компресорів, двигунів є неврівноваженість елементів, що обертаються. Дія неврівноважених динамічних сил посилюється поганим кріпленням деталей, їх зносом в процесі експлуатації.

Шум. За своєю природою шум в ГТУ ділиться на шуми аеродинамічного (газодинамічного) та механічного походження, причому найбільше значення має аеродинамічний шум, що випромінюється повітрязабірним трактом ГТУ. Основним джерелом цього шуму є компресор, при роботі якого рівень сумарного шуму досягає 135-145дБ. В свою чергу джерелами шуму компресорних установок є повітрязабірні та вихлопні (для скидання повітря) повітроводи, що виходять в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум турбокомпресорів та турбін є високочастотним, що пов’язано з природою виникаючого шуму (вихровий шум, шум від неоднорідності потоку). Неоднорідність потоку на вході в колесо або на його виході, яка виникає через погано обтічні деталі, конструкції або напрямний апарат,призводить до нестаціонарного обтікання лопаток колеса і нерухомих елементів, що поруч з колесом і, як результат, виникає шум.

Низькочастотна частина шуму обумовлена механічними причинами, до яких відносяться коливання, викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння.

Крім того, насосні установки є джерелами гідродинамічного шуму, причиною якого є кавітація рідини, що виникає у поверхні лопастей при високих колових швидкостях і недостатньому тиску на всмоктуванні.

Під впливом шуму, що перевищує 85-90дБ, в першу чергу знижується слухова чутливість на високих частотах. Тривала дія сильного шуму викликає загальну вто-

му, може привести до погіршення слуху, іноді до глухоти, порушується процес травлення, відбуваються зміни об'єму внутрішніх органів.

Звукові коливання можуть сприйматися не тільки вухом, а й безпосередньо через кістки черепа. Діючи на кору головного мозку, шум прискорює процес втомлення, послаблює увагу і уповільнює психічні реакції.

Паталогічні зміни, виникаючі під впливом шуму, розглядають як шумову хворобу.

При дії шуму дуже високих рівней (більше 145дБ) 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.3.4) [4].

Таблиця 3.4 - Допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місця

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 слід враховувати їх агрегатний стан. Оскільки горіння, як правило, проходить в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утворюється достатня кількість газоподібних горючих продуктів.

Компресорна станція магістрального газопроводу, як і більшість підприємств машинобудівної промисловості, характеризується підвищеною вибухо - пожежною небезпекою через значну кількість легкозаймистих та горючих рідин і газів, розгалужену мережу трубопроводів із запірно-пусковою та регулюючою арматурою.

Аналіз зареєстрованих крупних пожеж на машинобудівних підприємствах показав, що при пожежах на цих підприємствах виникає складна обстановка для пожежогасіння, тому потрібна розробка комплексу заходів щодо протипожежного захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру та влаштування систем пожежогасіння і вибухозахисту [13].

3.2 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.

В якості джерела світла в приміщенні ГПА використовується лампа ЛБ (люмінесцентна біла) в складі світильника ЛПП01 (”Правила влаштування електроустановок“) [4].

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 освітленості [22].

Кількість світильників:

$N=E_{min}SK_3Z/n\Phi_л\eta=(100\cdot1350\cdot1,3\cdot1,1)/(4\cdot780\cdot0,2)=309,4\approx310$,

де E_{min} – рівень мінімальної освітленості робочих поверхонь у виробничих приміщеннях, лк [22,табл.1,21];

$S=45\cdot30=1350$ м^2 – освітлювана площа приміщення;

K_3 - коефіцієнт запасу [22, табл.5] - враховує експлуатаційне зниження освітленості 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;

$n\Phi_л$ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику (n – кількість ламп; $\Phi_л$ - світловий потік однієї лампи, лм) [22, табл.17];

η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику (залежить від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стелі ρ_n, стін ρ_c, розрахункової поверхні або підлоги ρ_p та індексу приміщення *i*).

За табл.22,26 [22]: ρ_n=50;

ρ_c=30;

ρ_p=10.

i=AB/h(A+B)=45·30/26(45+30)=0,7,

де А-довжина приміщення;

В-ширина приміщення;

h-висота приміщення;

тоді, η=0,2.

Отже, прийнято 310 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 газорозрядних ламп, що досягається використанням двох- та трьохфазного вмикання в мережу або баластного, ємнісного чи індукційного опору.

3.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

Для зменшення вірогідності найбільш небезпечного фактору на КС – пожежі і вибуху–необхідне проведення ряду організаційних, технічних, режимних та експлуатаційних заходів з пожежної профілактики.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію обладнання, протипожежний інструктаж працівників та службовців.

До технічних заходів належать дотримання протипожежних правил, норм при влаштуванні обладнання, опалення, вентиляції, освітлення.

Заходи режимного характеру–це заборона паління в невстановлених місцях та ін.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти та випробування технологічного обладнання.

Для того щоб вчасно виявити витікання, всі горючі гази, які направляються в міські газопроводи, підлягають одоризації, тобто їм надають різкий специфічний запах, за яким їх легко виявити навіть при незначних концентраціях в повітрі приміщень.

Повітря, яке видаляється системами вентиляції і утримує пил, шкідливі речовини, перед викидом в атмосферу повинен очищуватися для того, щоб в атмосферному повітрі не було шкідливих речовин.

Важливим в умовах приміщення ГПА захист від випромінювання теплоти. Засобами такого захисту можуть бути: теплоізоляція нагрітих поверхонь, екранування теплових випромінювань. Теплоізоляція є ефективним заходом не тільки для зменшення інтенсивності теплового випромінювання від нагрітих поверхонь, але також для запобігання опіків при доторканні до цих поверхонь. Для теплоізоляції застосовують різноманітні матеріали і конструкції (спеціальний бетон і цеглу, металеві каркаси, мінеральну і скляну вату, азбест, волок та ін.).

Для запобігання вібрації вже при конструюванні машин (компресорів, турбін, котлів, насосів і т.д.) необхідно знаходити рішення для плавного обтікання деталей машин потоками робочих середовищ. Для зменшення вібрації працюючих машин та

механізмів треба усунути неврівноваженість мас, що обертаються, шляхом балансування. Також дуже часто віброгасіння здійснюють шляхом встановлення агрегатів на фундаменти. Крім того, виключити контакт з вібруючими об’єктами можна використанням огорож, сигналізації.

Своєчасний ремонт дозволяє знизити шум, який є наслідком невиправностей та зносу механізмів. Заміна, коли це можливо, підшипників кочення на підшипники ковзання знижує шум на 10-15дБ.

Вибір металу для виготовлення деталей може вплинути на показники вібрації, бо внутрішнє тертя в різних металах неоднакове. Так, наприклад, хромування турбінних лопаток зменшує їх звучність, при збільшенні температури металу на 100-150°С вони стають менш звучними.

Широко застосовують змащення поверхонь, що труться, виконують балансування елементів, що обертаються, використовують прокладочні матеріали та пружні вставки в сполученнях, що також сприяє зменшенню рівня шуму.

Аеродинамічний шум в ГТУ може бути знижений збільшенням зазору між лопатковими вінцями, поліпшенням аеродинамічних характеристик проточної частини компресорів і турбін. Кавітаційний шум може бути знижений поліпшенням гідродинамічних характеристик насосів і вибором оптимальних режимів їх роботи.

Всі заходи щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів є дуже важливими для безпечної роботи виробничого персоналу. Вони повинні виконуватися в комплексі, дотримуватися, де це необхідно, самими працівниками, та бути під контролем адміністрації підприємства.

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

					КР.142.6231м.10.04.ПЗ.			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент.		Ключко Р.О.			Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.					89	96
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

4.1 Аналіз шкідливого впливу вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище

Процес горіння палива, що лежить в основі робочого процесу ГТД, супроводжується викидами в атмосферу вихлопних газів. Ці гази являють собою суміш продуктів згоряння з надлишковим повітрям.

Складові компоненти вихлопних газів звичайно класифікують за такими групами:

1. Продукти повного згоряння:
   - вуглекислий газ CO_2;
   - водяні пари H_2O;
   - оксиди сірки SO_2 і SO_3;
2. Газоподібні продукти неповного згоряння:
   - оксид вуглецю CO;
   - вуглеводні C_xH_y;
3. Оксиди азоту NO_x:
   - оксид NO;
   - діоксид NO_2;
4. Альдегіди RCHO;
5. Сажисті частинки (вільний вуглець C);
6. Золові частинки;
7. Азот та кисень.

Склад відпрацьованих газів залежить від типу ГТУ, режиму її роботи, технічного стану, якості і виду палива і т.д.

Діючими в Україні санітарно-гігієнічними нормами встановлено гранично допустимі концентрації (ГДК) завислих (пилових) частинок в атмосферному повітрі (табл.4.1).

Таблиця 4.1 - Гранично допустимі концентрації (ГДК) завислих (пилових) частинок

Токсичні компоненти	Пил	Сажа (С)	Оксид вугле-цю (СО)	Вуглеводні бензпірен $C_{20}H_{12}$)	Альдегіди		Оксиди азоту		З'єднання сірки	
					CH_2O	H_2CO	NO	NO_2	SO_2	H_2SO_4
ГДК, мг/м^3 (в повітрі населе-них пун-ктів)	0,15	0,05	1	0,00000 1	003	0,012	—	0,08 5	0,0 5	0,1

ГТУ звичайно менш токсичні в порівнянні з поршневими двигунами, однак оскільки витрати робочого тіла дуже значні, то викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами можуть привести до істотних локальних забруднень повітря (у районах теплових і компресорних станцій, у зонах аеропортів, у портах, на автомагістралях тощо).

Так, димність (вихлопні гази будь-якого забарвлення) викликана вмістом у продуктах згоряння сажистих і зольних часинок, що надають вихлопним газам чорного кольору. Димність підсилює також газоподібний діоксид азоту, який має бурий колір. Димність приводить до зменшення сонячного випромінювання на поверхні, а також до погіршення видимості через поглинання і розсіювання світла завислими частинками.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його з'єднанні з гемоглобіном зменшується спроможність крові переносити кисень.

Оксиди азоту дуже токсичні. Попадаючи в організм людини і з'єднуючись із водою, вони утворюють азотну кислоту, що руйнує легеневу тканину, дратує слизові оболонки, викликає необоротні зміни в серцево-судинній системі.

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ.

Незгорілі вуглеводні при влученні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку.

Велику небезпеку для стратосфери становлять наступні викиди ГТД:

– водяна пара і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері ”парникового“ ефекту;
– з’єднання сірки, що викликають утворення в атмосфері твердих часток, які не пропускають сонячне випромінювання;
– оксиди азоту через небезпеку руйнації озонового шару і збільшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Особливістю продуктів згоряння є те, що вони являють собою суміш із декількох одночасно присутніх токсичних компонентів. Тому поряд із ГДК додатково вводять норми гранично допустимих викидів (ГДВ), що виражають в одиницях маси забруднювача на одиницю витрати палива.

Для стаціонарної і транспортної енергетики граничні рівні викиду шкідливих речовин з продуктами згоряння органічних палив обмежуються такими речовинами:

– для CO (ГОСТ 21204-97) 300 мг/нм^3;

– для NO_x 150 мг/нм^3 при об’ємній концентрації кисню 15% у сухій пробі продуктів згоряння, приведеної до стандартних атмосферних умов (ГОСТ 28775-90).

4.2 Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів

Заходи для зменшення емісії CO і C_xH_y збігаються з використовуваними заходами для підвищення повноти згоряння палива і зводяться до наступного [16,17]:

1. Підтримка в реакційному об'ємі досить високого температурного рівня. З погляду зменшення емісії продуктів недопалу на часткових режимах кращими є камери з дифузійним методом сумішоутворення, який сприяє підтримці стабільно високої температури в зоні реакції.
2. Поліпшення якості розпилювання рідкого палива, що дозволяє прискорити процеси його випаровування і сприяє створенню гомогенної горючої суміші. Для цього застосовують багатоступінчасті і багатосоплові форсунки, а також форсунки з перепуском палива, які дозволяють підняти тиск вприскування.
3. Зменшення часу існування крапель рідкого палива за рахунок його попереднього підігріву (особливо при використанні залишкових палив).
4. Перерозподіл витрати повітря в первинній зоні камери згоряння, що дозволяє підтримувати значення коефіцієнтів надлишку повітря $\alpha_г$=1,30…1,45, при яких викиди газоподібних продуктів неповного згоряння мінімальні.
5. Використання конструкційних матеріалів–каталізаторів горіння, що дозволяє знизити середню ефективну температуру горіння, зменшити розміри зони хімічного реагування, скоротити час перебування газів у зоні високих температур. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.
6. Введення спеціальних присадок у паливо, що перешкоджують утворенню NO_x, сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так, добавки 0,3% кобальту або міді в паливо знижують викиди оксидів азоту на 20…25%.
7. Вприскування водяної пари (води) у зону первинного сумішоутворення або використання водопаливної суміші. При цьому відбувається охолодження зони горіння і значне (на 30…40%) зменшення емісії оксидів азоту.
8. Циркуляція продуктів згоряння. У цьому випадку продукти згоряння виступають інертним розріджувачем суміші.

Процес утворення сажі, яка є причиною *димності* вихлопних газів, має дві стадії: утворення зародків і зростання часток. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням вмісту в паливі водню, який гальмує збільшення часток.

Методами зменшення димності є:

1.зменшення часу існування крапель палива;

2.зниження часу затримки займання і горіння.

Ці засоби реалізуються шляхом:

- зменшення об'єму перезбагачених паливом високотемпературних зон (ЗЗТ), якщо це не супроводжується зниженням стійкості горіння;
- застосування багатофорсункових фронтових пристроїв камер згоряння;
- поліпшення якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі-барію або магнію);
- застосування водопаливних емульсій і впорскуванню води.

Зміна режиму роботи двигуна в сторону збільшення потужності приводить до зменшення викиду *незгорілих вуглеводнів* [16]. Це відбувається частково завдяки поліпшенню якості розпилювання палива за рахунок збільшення тиску вприскування, але в основному–через збільшення швидкості хімічних реакцій в первинній зоні камери згоряння в результаті підвищення тиску і температури повітря на вході.

Таким чином, великі зусилля газотурбінних фірм всього світу в останні роки направлені на створення низькотоксичних камер згоряння. При цьому вони повинні забезпечити стійке горіння з високим коефіцієнтом повноти згоряння (98…99,9%) як на номінальному, так і на перехідних режимах. Причому, перевагу слід віддавати розробці так званих "сухих" камер згоряння, особливо при роботі на газоподібному паливі.

4.3 Заходи, застосовані до проектованого двигуна щодо зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище

Контактна газопаротурбінна установка (КГПТУ) з регенерацією води в циклі ”Водолій” є екологічно чистою енергетичною установкою, що була спроектована і досліджена в НВКГ ”Зоря”-”Машпроект”. Це досягається завдяки:

- впорскуванню частини пари, яка отримується в утилізаційному парогенераторі, в камеру згоряння двигуна;

- застосуванню так званої системи ”волого стиснення” повітря компресорів.

1.В КГПТУ ”Водолій” пару прийнято розділяти на два потоки: екологічний та енергетичний. Перший (менша частина,~15%) спрямовується безпосередньо зону горіння камери згоряння (у первинний потік) і вирішує завдання поліпшення екологічних характеристик КГПТУ. Другий (більша частина,~85%)–подається на виході з КЗ (у вторинний потік) і застосовується для поліпшення переважно економічних характеристик енергоустановки. Парогазова суміш, яка утворюється в камері згоряння, проходить турбіну компресора, силову турбіну, провий котел-утилізатор, де використовується як нагріваючий компонент для виробництва перегрітої пари. Далі парогазова суміш потрапляє в контактний конденсатор. В ньому конденсується не тільки подана в КЗ пара, але й частина водяної пари, що утворюється в результаті горіння вуглеводневого палива [3,14].

2.Система ”волого стиснення” заснована на принципі ізотермірування (наближення до початкової температури) процесу стиснення повітря в компресорі. Це досягається шляхом змішування циклового повітря на вході в компресор з розпиленою охолоджуючою водою. Експериментальні досліди ефективноті подачі води на вхід компресора проводились на дослідницькому стенді НДДКР ”Машпроект”. В якості води, що вприскується, використовувалась котлова вода, яка за технологічним лабораторним аналізом відповідала дистиляту. В дослідах були використані жарові труби без заході щодо зниження емісії оксидів азоту. Всі отримані дані перераховувались на сухі гази із 15% кисню. Досліди показали, що подача води на вхід КНТ призводить до значного зменшення шкідливих викидів. Найбільший ефект до-

сягається на режимах, близьких до номінального. Отже, установки ”Водолій” мають переваги в маловодних регіонах завдяки високим енергетичним параметрам та економічності, а також в екологічно чистих районах, де існують жорсткі обмеження на кількість шкідливих викидів і водяні пари у складі вихлопних газів.

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ.			
Студент.		Ключко Р.О.			Цивільний захист	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.					97	102
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

5. Цивільний захист

ТЕМА: Аналіз видів й наслідків відмов при функціонуванні ГТЕС

5.1. Обґрунтування необхідності проведення аналізу видів й наслідків відмов при функціонуванні ГТЕС

Газотурбінна електростанція с небезпечним виробничим об'єктом, на якому можуть виникнути небезпечні події (вибух, пожежа, порив газопроводу, що підводить і т.д.).

При експлуатації турбіни особливу увагу необхідно звернути на:

- виникнення сильної вібрації, що свідчить про ушкодження проточної частини, прогину ротора, вильоту лопаток:

- гідравлічний удар, ознакою якого с різке зниження температури пари, поява з вістових труб вологої пари, шум і удари в циліндрі турбіни;

поява диму з підшипника турбіни й генератора (підвищення температури підшипників до 75°С небезпечно);

- зниження рівня масла в баці нижче граничного;

- осьове зрушення турбіни вище граничного;

- зниження вакууму до аварійного значення й надмірне нагрівання вихлопної частини турбіни;

- відхилення параметрів свіжої пари від установлених норм

Мірами забезпечення безпеки с заходи попередження аварій. Для якісного аналізу небезпеки застосовується Міждержавний стандарт надійності в техніці «Аналіз видів, наслідків і критичності відмов». При цьому розглядається кожний апарат ГТУ (кожух двигуна, газопровід, утилізаційний котел, трубопровід, турбіна, електрогенератор) на предмет того, як він став несправним (вид і причина відмови) і який буде вплив відмови на технічну систему.

5.2. Проведення аналізу видів й наслідків відмов при функціонуванні ГТЕС

5.2.1. Характеристика ГТЕС та визначення можливих відмов

Для проведення АВНВ встановлюємо наступний рівень розукрупнення системи за наступними частинами: кожух двигуна, газопровід, утилізаційний котел, трубопровід, турбіна електрогенератор.

Для змащення й охолодження підшипників опор турбін як робоча рідина застосовують турбінне масло. Система маслопроводів проходить у системі сильно нагрітих поверхонь.

Маслопровід не повинен вібрувати, інакше порушуються його з'єднання й масло почне випливати.

Під час експлуатації котлів найчастіше руйнуються поверхні й відбуваються течі внаслідок випускання та перекачування води, пошкодження кип'ятильні, димогарні та екранні труби, спінюється вода в котлі, закипає вода в некиплячому економайзері, вибухають гази в топках і газоходах.

При нагромадженні горючих газів у топках і газоходах утвориться вибухоподібна суміш і при досягненні температури, запалення 500-600°С відбувається вибух, що приведе до руйнування або ушкодження конструкції котла, газоходів, конструкцій будівлі.

5.2.2. Визначення наслідків відмов елементів системи ГТД

За методом експертної оцінки визначаємо наслідки, до яких призводять відмови визначених елементів системи ГТД (табл.5.1)

Таблиця 5.1.

Код елемента (функції)	Найменування елемента (функції)	Вид (опис) відмови	Можливі причини відмови	наслідки відмови			Способи й засоби виявлення й локалізації відмови	Рекомендації щодо попередження (зниження) важкості наслідків відмови	Категорія важкості наслідків відмови
				на розглянутому рівні	на вище стоячому рівні	на рівні виробу			
	Кожух двигуна	Розрив	Дефектний матеріал; Ушкодження при експлуатації: Надмірний тиск	Руйнування двигуна			Автомат безпеки		III
	Електрогенератор	Замикання	Ненормальний режим роботи	Враження електричним струмом персоналу			Захисне відключення; Диференціальний захист генератора й двигуна	Удосконалення диференціального захисту; дотримувати правил електробезпечності	II
	Утилізаційний котел	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;		Вибухові попереджувальні клапани: датчики	Контроль наявності полум'я та стану повітряного середовища	IV
	Трубопровід	Розрив	Пере-вищення тиску	Опіки; Великі руйнування			Система аварійної сигналізації	Контроль за тиском	III
	Турбіна	1)Сильна вібрація; 2)Дим з підшипників і генератора;	1)Зниження температури пари; 2)Ушкодження проточної частини; прогин ротора, виліт лопаток; 3)Підвищення температури; 4)Надмірне нагрівання вихлопної частини турбіни	Руйнування турбіни			Автомат безпеки; Система автоматичного пожежогасіння;	Контроль за температурою, відключити турбіну	II

5.3. Висновки

Досліджуючи ГТД визначаємо, що найбільш небезпечними відмовами є порив газопроводу та утилізаційного котла, так як крім матеріальних збитків можливі людські жертви.

Для запобігання відмов необхідно вжити такі заходи:

- корпус турбіни, трубопроводи, арматури й інші гарячі поверхні ретельно ізолюють, а поблизу маслопроводів Ізоляцію покривають металевим кожухом для того, щоб на неї не потрапило масло;
- небезпечні ділянки маслопроводів високого тиску містять у спеціальні щільні металеві коробки із сальниками. Витоку масла дренують у канал;
- поза коробом маслопровід відокремлюється екраном від гарячої поверхні. Фланцеві з'єднання закривають кожухами;
- маслопровід укладають на віброізолятори й міцно закріплюють. Якщо в цьому випадку він почне вібрувати, турбіну необхідно зупинити автоматом безпеки й усунути причини вібрації.

Випускання та перекачування води є наслідком порушення обслуговуючим персоналом інструкцій. Можуть призвести до вибуху котла, створюється загроза травматизму людей зі значним матеріальним збитком.

У разі випускання води виникають умови для перегрівання металу нагрівних поверхонь та тріщеноутвореня, а потім витікання гарячої води та опік людей. Порушення міцності конструкції внаслідок термічної деформації може стати причиною вибуху з тяжкими наслідками.

Основною причиною утворення вибухоподібної суміші є витік газу через пальниковий пристрій через нещільність запірних арматур і інших порушень інструкції для експлуатації.

Вибух і хлопок відбуваються у момент первісного розпалювання коли в заповнений газоповітряною сумішшю топки вводять палаючий запальник або електрична іскра від запального пристрою; спалювання газу зі значним

хімічним недопалом. Продукти неповного горіння газового палива в суміші з повітрям накопичуються в застійних зонах і при відповідній температурі та концентрації газів у суміші можуть вибухнути.

З метою запобігання можливості аварійних ситуацій (вибух, пожежа) при експлуатації ПЕС враховані вимоги протипожежної безпеки, вибухобезпеки, дотримані діючі норми й правила, інструкції й стандарти, дотримані необхідні розриви між окремими блоками й існуючими спорудженнями, обрані засоби пожежогасіння.

При проектуванні будівлі електростанцій враховані вимоги ДБН В.2.2-28-2010 «Протипожежні норми», а також вимоги глав ДБН на проектування.

Забезпечено можливість безпечної евакуації людей із приміщень у випадку пожежі через евакуаційні виходи.

В укритті в окремому ізольованому приміщенні розташована станція вуглекислотного пожежогасіння з вентиляцією та електроопаленням.

На випадок виникнення вогнища загоряння в будь-якому блоці електростанції передбачена автоматична пожежна сигналізація з тепловими та димовими датчиками із світловим і звуковим оповіщенням. Всі газові двигуни незалежно від варіанта місця їхні установки обладнані системою автоматичного пожежогасіння.

Наприклад: при виникненні пожежі в контейнері ГТД включається відповідна сигналізація про пожежу на ПУ й виконується аварійна автоматична зупинка ГТД із будь-якого режиму роботи. Одночасно включається сигналізація й через 30 сек. у контейнер подається вогнегасний засіб. Передбачено, як ручна, так і дистанційна подача вогнегасного засобу. Крім того, у випадку виникнення пожежі, відбувається відключення вентиляторів охолодження контейнерів.

Забезпечення зовнішнього пожежогасіння передбачається від існуючих пожежних гідрантів протипожежного водопроводу котельні.

Утилізаційний котел обладнаний автоматикою безпеки, що забезпечує зупинку котла при аварійному відключенні та має світлозвукову сигналізацію. Контроль наявності полум'я й стан повітряного середовища топкової камери й газоходів відбувається за допомогою датчиків. Таким чином, виникнення аварійних ситуацій на розглянутому об'єкті практично виключається.

Висновки

За завданням кафедри турбін розроблено контактну газотурбінну установку (КГТА) потужністю N_e=110 МВт для приводу генератора електростанції.

Виконано оптимізацію ефективних показників, термо і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового ступеня підвищення тиску в циклі ($\pi_{к\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому ступені стиснення $\pi_{к\Sigma}$=18 отримано наступні параметри: ефективний ККД установки η_e=0,5004, питома потужність $N_{e\ уд}$=683,47 кВт/(кг/с), питома витрата палива C_{Ne}=0,1478 кг/(кВт год), температура газів на виході з установки $T_{ух}$=304,2 К.

В ході габаритних розрахунків отримано габаритні характеристики основних елементів ГТД, габарити утилізаційного котла та парогазового конденсатора.

При габаритно-компоновочному розрахунку ГТД розраховувалися його елементи (турбокомпресорний блок, камера згоряння та силова турбіна). Компресор має 15 ступенів. Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева, має 22 жарових труби. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить горілочний пристрій. Передбачено додаткові пристрої для подачі екологічної та енергетичної пари в камеру згоряння. Турбіна має чотири ступеня.

Утилізаційний парогенератор одного тиску, оребреного типу, із продуктивністю по перегрітій парі $D_{УПГ}$=33,3070 кг/с, температура перегрітої пари $T_{пп}$=700К.

Отримано габаритні і термодинамічні показники контактного конденсатора, що встановлюється за УПГ та служить для уловлювання води із газопарової суміші та повернення її в конденсатно-живильну систему для багатократного використання в циклі.

Конструктивні розрахунки в проекті містять розрахунок на міцність робочої лопатки першої ступені, розрахунок на міцність диску, розрахунок на довговічність підшипника. Виконано розрахунок закрутки робочої лопатки першої ступені.

Розроблена принципова паливна система двигуна.

В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі, розроблено заходи щодо їх зниження. Розраховано систему освітлення в приміщенні машинного залу.

В розділі охорони навколишнього середовища розглянуто вплив роботи газотурбінної установки на навколишнє середовище та розроблено заходи щодо зменшення шкідливих викидів в атмосферу до рівнів, встановлених стандартами ISO.

В розділі цивільного захисту виконано дослідження видів й наслідків відмов при функціонуванні ГТЕС.

Список використаних джерел

1. **Романовський, Г.Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник [Текст] / Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с., 12 с. іл..
2. **Ващиленко, М.В.** Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування: Навчальний посібник [Текст] / М.В. Ващиленко. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
3. **Романовський, Г.Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, Ващиленко М.В., Сербін С.І.– Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
4. **Романовський, Г.Ф.** Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
5. **Романовський, Г.Ф.** Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін.– Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 84 с.
6. **Михайлюк, В.О.** Цивільний захист. Надзвичайні ситуації: Навчальний посібник [Текст] / В.О. Михайлюк – Миколаїв: УДМТУ, 2003.