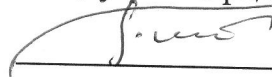


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

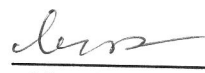

"12" "12" 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження газотурбінного двигуна простого термодинамічного циклу потужністю 60 МВт для електростанції*

Виконав:

студент групи 6231м


(підпис) Лічман Д.О.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент


(підпис) Козловський А.В.

Миколаїв – 2023 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

" 5 " 09 2023 р.

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

Студенту _____ Лічман Дмитро Олександрович _____

1. Тема роботи:

**" Дослідження газотурбінного двигуна простого термодинамічного циклу
потужністю 60 МВт для електростанції "**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « ____ » _____ 2023 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2023 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=60$ МВт, $T_3=1500$ К

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 охорони праці.

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання 05.09.2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2023	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2023	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2023	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2023	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2023	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2023	
7	Розрахунки турбіни	19.10.2023	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2023	
9	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	10.11.2023	

Студент

Керівник роботи


 (підпис)

Лічман Д.О.


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження газотурбінного двигуна простого термодинамічного циклу потужністю 60 МВт для електростанції. Послідовно освітлені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції турбіни двигуна; розрахунок робочої лопатки та диска 1-го ступеня на міцність; розробка системи охолодження; розробка технологічного процесу; аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному залі та розробка системи штучного освітлення.

Ключові слова: газотурбінна установка; електростанція; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work includes studies of a gas turbine engine of a simple thermodynamic cycle with a capacity of 60 MW for a power plant. The following issues are consistently covered: selection of a thermal scheme and its detailed thermal calculation; determination of the dimensions of the unit elements and thermo-gasodynamic calculations of turbines; development of the engine turbine design; calculation of the working blade and disk of the 1st stage for strength; development of a cooling system; development of a technological process; analysis of dangerous and harmful factors in the engine room and development of an artificial lighting system.

Keywords: gas turbine installation; power plant; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					КР.142.6231м.10.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Пояснювальна записка.....	2
Анотація	8
Список прийнятих скорочень.....	9
Вступ.....	10
1 Обґрунтування теплової схеми, термо- і газодинамічні розрахунки	12
1.1 Патентно-інформаційний пошук	13
1.1.1 Розвиток ГТА.....	13
1.1.2 ГТД 110 в енергетиці.....	17
1.2 Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів ГТА ...	20
1.3 Оптимізація параметрів циклу ГТА	23
1.4 Детальний тепловий розрахунок ГТА простої схеми на режимі повної потужності	26
1.5 Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перетину.....	29
1.5.1 Оцінка габаритного розміру осьового компресора	29
1.5.1.1 Розрахунок габаритів вхідного перетину осьового компресора....	29
1.5.1.2 Розрахунок габаритів вихідного перетину осьового компресора..	30
1.5.1.3 Оцінка числа ступенів і осьового габариту компресора.....	31
1.5.2 Оцінка габаритів камери згоряння ГТД.....	33
1.5.3 Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД	34
1.5.3.1 Оцінка параметрів першого ступеня і габаритів вхідного перетину осьової турбіни	34
1.5.3.2. Розрахунок габаритів вихідного перетину осьової турбіни	36
1.5.3.3 Визначення осьових габаритів турбіни	37
1.6 Термодинамічні розрахунки турбіни	40
2 Конструювання та конструктивні розрахунки	47
2.1 Конструкція ГТД.....	48
2.2 Розрахунок закрутки лопатки 4-го ступеня.....	53
2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки 4-го ступеня турбіни	57

Підпис і дата		1.5.1 Оцінка габаритного розміру осьового компресора 29		
		1.5.1.1 Розрахунок габаритів вхідного перетину осьового компресора.... 29		
Інв. № дубл.		1.5.1.2 Розрахунок габаритів вихідного перетину осьового компресора.. 30		
		1.5.1.3 Оцінка числа ступенів і осьового габариту компресора..... 31		
Взам. інв. №		1.5.2 Оцінка габаритів камери згоряння ГТД..... 33		
		1.5.3 Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД..... 34		
Підпис і дата		1.5.3.1 Оцінка параметрів першого ступеня і габаритів вхідного перетину осьової турбіни 34		
		1.5.3.2. Розрахунок габаритів вихідного перетину осьової турбіни 36		
Інв. № подл.		1.5.3.3 Визначення осьових габаритів турбіни 37		
		1.6 Термодинамічні розрахунки турбіни 40		
		2 Конструювання та конструктивні розрахунки 47		
		2.1 Конструкція ГТД..... 48		
		2.2 Розрахунок закрутки лопатки 4-го ступеня..... 53		
		2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки 4-го ступеня турбіни 57		
		КР.142.6231м.10.3.ПЗ		
		Арк.		
		5		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2.4	Визначення запасу міцності диска 4-го ступеня турбіни	59
2.5	Система охолодження ГТД	64
3	Охорона праці	73
	Вступ.....	74
3.1	Аналіз небезпечних та шкідливих факторів в приміщенні електростанції	74
3.2	Система пожежегасіння.....	77
3.3	Розрахунок системи вуглекислотного пожежегасіння.....	78
3.4	Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних та шкідливих факторів	81
4	Охорона навколишнього середовища	83
4.1	Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінно-го агрегату електростанції.....	84
4.2	Розробка заходів щодо зменшення викидів газотурбінних установок електростанцій	86
5	Цивільний захист.....	
5.1	Мета та основні завдання цивільного захисту	90
5.2	Обґрунтування необхідності дослідження стійкості об'єктів господарської діяльності	94
5.3	Аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) при функціонуванні електростанції	96
5.3.1	Характеристика комбінованої паро газової установки	98
5.3.2	Визначення наслідків відмов елементів системи ГТУ	99
	Висновки	106
	Список використаних джерел	107

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.																			
<table> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3"> КР.142.6231м.10.3.ПЗ </td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>										КР.142.6231м.10.3.ПЗ	Арк.						6	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.10.3.ПЗ	Арк.																	
						6																	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																			

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 охолодження самих нагрітих деталей (лопатки, диски, корпусні деталі). Але охолодження 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.

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

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.10.Вс.ПЗ.	
Арк.	
10	

Метою наукового дослідження є дослідження параметрів газотурбінний агрегат потужністю 60 МВт.

Об'єкт дослідження – газотурбінний агрегат потужністю 60 МВт.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегату потужністю 60 МВт та його окремих елементів.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Взам. інв. №	Інв. № дубл.				Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Підпис і дата	Інв. № дубл.				Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Інв. № подл.	Інв. № дубл.				Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.Вс.ПЗ.					Арк.
										11

[illegible]

1.1 Патентно – інформаційний пошук

1.1.1 Розвиток ГТА

7 травня 1954 року була прийнята постанова Ради Міністрів СРСР про створення на споруджуваному Південному турбінному заводі бази по проектуванню і виробництву газотурбінних установок для Військово-морського флоту.

Головним конструктором заводу і начальником знову організованого спеціального конструкторського бюро по газотурбінних установках (СКБ ГУ) був затверджений Сергій Дмитрович Колосов, що керував створенням газотурбінної установки М1 на авіаційному заводі №16 у м. Казані. Він був ініціатором використання авіаційного турбогвинтового двигуна на кораблях Військово-морського флоту.

Двигун М1, використаний на торпедному катері в якості прискорювального, мав потужність 4000 к.с., витрата палива 410 г/л.с.год. і ресурс 100 годин.

У середині серпня 36 фахівців авіаційної промисловості, одержимі ідеєю застосування газових турбін на кораблях, прибули з Казані в Миколаїв для роботи в новому конструкторському бюро.

Морські прискорювальні установки

Експлуатація перших газотурбінних установок на флоті показала необхідність розробки спеціальних корабельних двигунів, стійко і економічно працюючих від холостого ходу до максимального навантаження, пристосованих до тривалої роботи на дизельному паливі в морській атмосфері. Одночасно з виробництвом М1 проектується все-режимний двигун Д 053 для установки М 2 потужністю 15000 к.с. і витратою палива 260 г/л.с.год.

Двигун мав двокаскадний турбокомпресор, трубчасто-кільцеву камеру згоряння, вільну силову турбіну, удосконалену паливну апаратуру, поліпшену теплоізоляцію. Застосування нових матеріалів збільшило ресурс двигуна до 1000 годин.

У 1957 році прискорювальна газотурбінна установка М 2 була поставлена на протичовневий корабель проекту 159.

Для нових протичовневих кораблів з поліпшеними акустичними характеристиками були розроблені газотурбокомпресори ГТК Д2 (1960 р.) і ГТК Д3 (1964 р.)

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
									Арк.
КР.142.6231м.10.01.ПЗ.									13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

потужністю 18000 к.с., що подають повітря від окремо розміщених компресорів у гідромоторний пристрій.

Двигуни другого покоління

У 1965-1966 р. почалася розробка двигунів і установок II покоління з підвищеною економічністю (200-240 г/л.с.г), маневреністю, поліпшеними акустичними характеристиками, ресурсом не менш 10000 годин.

Були створені високо економічні корабельні установки М5, М7, до складу яких входили незалежні маршові і форсажні двигуни різної потужності. Редукторні передачі забезпечували кількісне регулювання потужності установки: роботу одного двигуна на два гребних гвинти і спільну роботу маршових і форсажних двигунів, що дало високу економічність установки на будь-яких ходових режимах.

В установках М5 і М7, що не мають аналогів у світовій практиці, уперше були впроваджені реверсивні силові турбіни, швидкодіючі шинно-пневматичні муфти, двухшвидкісні редуктори і ряд інших технічних рішень.

Двигуни третього і четвертого покоління

Наприкінці 60-х років з ініціативи і за участю НВП "Машпроект" першим ЦНДІ МО разом з Військово-морською академією та ЦНДІ імені академіка О.М. Крилова був виконаний комплекс науково - дослідних робіт з визначення шляхів подальшого вдосконалювання морських ЛІТІ У. Бужа показана можливість створення ряду уніфікованих двигунів для водотонажних кораблів і кораблів з динамічними принципами підтримки - ГТД третього покоління.

Ставилися задачі: зменшення питомої витрати палива ГТД на 20-25%, зниження маси ГТД у два-три рази та істотне зменшення осьового габариту ГТД.

У 1971 р. була прийнята урядова постанова, якою передбачалося розробити три уніфіковані двигуни: М75 потужністю 3700...4400 кВт, М70 потужністю 7350...8800 кВт та М80 потужністю 18400...22000 кВт.

Для забезпечення вимог технічного завдання на розробку двигунів третього покоління необхідно було здійснити наступні заходи: збільшити температуру газу перед турбінами на 200...250 град у порівнянні з двигунами другого покоління та довести її до рівня 1300 К і вище; збільшити величину загальної міри підвищення

Підпис і дата										
Інв. № дубл.										
Взам. інв. №										
Підпис і дата										
Інв. № подл.										
Зм.					Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
										14

тиску повітря в компресорі ГТД до 17...20; істотно переглянути конструктивну схему двигуна.

Виконання цих задач вимагало розв'язання цілого ряду складних інженерно-технічних проблем: створення жароміцних корозійностійких у морських умовах сплавів і лопаткових покриттів, високоефективних систем охолодження деталей двигунів (у першу чергу - робочих лопаток). НВП "Машпроект" і ЦНДІКМ "Прометей" разом з інститутами АН України на початку 70-х років був створений корозійностійкий жароміцний сплав ЭП-539ЛМ, який став основою для одержання сплавів з підвищеними характеристиками міцності. У результаті цих робіт були отримані ливарні сплави ЧС-70 і ЧС-88, які широко застосовуються і в даний час. Були створені унікальні установки і відпрацьована технологія нанесення захисних покриттів турбінних лопаток, зокрема електронно-променеве напилювання чотирикомпонентного корозійностійкого (Co-Cr-Al-Y) і теплозахисного керамічного покриттів, а також упроваджені електронно-променеве зварювання і паяння застосовуваних у ГТД сплавів. Одночасно виконувався великий комплекс робіт з удосконалювання систем охолодження лопаток. Була відпрацьована і впроваджена вихрова система охолодження робочих лопаток, що забезпечує перепад температур між газом і металом більш ніж на 300 град.

У 1972 р. у дослідну експлуатацію був переданий перший десантний катер на повітряній подушці проекту 1206 "Кальмар" з головною ЕУ М70. Енергетична установка катера складалася з двох агрегатів типу МТ70К. До складу кожного агрегату входили ГТД типу ДК71 потужністю 7350 кВт і редукторна передача, яка передає цю потужність на вентилятор надування повітряної подушки та тягового повітряного гвинта змінюваного кроку (ГЗК). Усього на феодосійському виробничому об'єднанні "Море" було побудовано 22 катери цього проекту.

Про терміновість виконання замовлення на постачання цих ГТД говорить той факт, що на головний корабель був поставлений експериментальний двигун, який мав заводський № 02. У той же час повне відпрацьовування і доведення двигуна ГТА М70 продовжувалися ще на 30 двигунах.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										15
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.

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

У 1984 р. був розроблений, а в 1988 р. почалося серійне виробництво судново-го ГТД третього покоління М90, у якому були впроваджені всі прогресивні конструкторські рішення, що враховують накопичений досвід експлуатації двигунів М70, зокрема двоопорний ротор турбокомпресора високого тиску, пружно-масляні демпфери підшипникових опор, ефективна система охолодження деталей гарячої частини ГТД, нові матеріали і покриття. ГТД 15000, який випускається в даний час, є сучасною модифікацією двигуна М90.

					КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Арк.
16

лопаткових апаратів. Силова турбіна вільна чотириступінчаста. Гнучкі опори з масляними демпферами зменшують динамічні навантаження на підшипники і рівень корпусної вібрації. Зовсім новим рішенням є впровадження газодинамічних контактних ущільнень маслоповітряних порожнин підшипникових вузлів з вуглеграфітовими кільцями. У даний час цей двигун під маркою ГТД 25000 поставляється для модернізації приводів на компресорних станціях магістральних газопроводів, що дає економію паливного газу на 25...30 %, а також для приводу електрогенераторів (Березовська ТЕС у Білорусі) з використанням вихлопних газів для надування котлів на станції. У стадії проробки - двигун 4-го покоління ДН-70 потужністю 10000 кВт з температурою перед ТВТ 1550 К, мірою підвищення тиску $\pi_k = 22$ та ККД 36 %.

1.1.2 ГТД - 110 в енергетиці

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.

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 NOX у газах, що відходять - менш 50 мг/нм³.

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 стандарту API-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



Рисунок 1.1 - Газотурбінний двигун ГТД 110

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	рооблення 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 NOX у газах, що відходять - менш 50 мг/нм3.								
					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 стандарту AP1-616 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								
												Арк.	
												17	
					Зм. Арк. № докум. Підпис Дата							КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	

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 пусконаладжувальних робіт з порівняння з традиційними енергетичними паротурбінними блоками. Загальний час монтажу і пусконаладжувальних 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. Испиту 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 ГРЭС (Росія) і проходить подальші іспити в складі стенда ГТЭ-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 ГРЭС, Калінінградську ТЭЦ-2, Північно-Західну ТЭЦ ("Лененерго"), Элистинську ГРЭС і деякі інші об'єкти РАО ЄЕС. Орієнтований попит на ГТД 110 за експертними оцінками на найближчі десять років складає близько 100 шт.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Інв. № дубл.	Підпис і дата					
	Взам. інв. №						Інв. № дубл.					
	Підпис і дата						Взам. інв. №					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.							Арк. 18

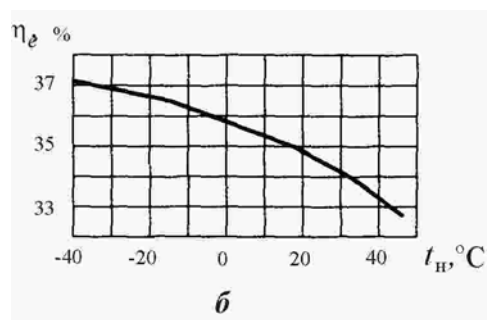
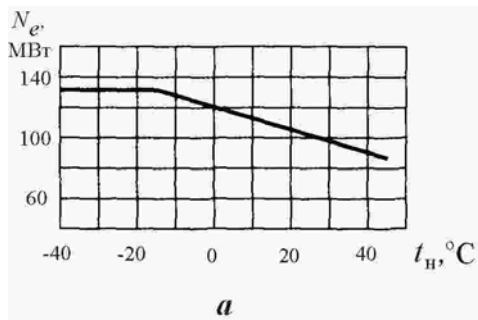


Рисунок 1.2 – Залежність потужності (а) і КПД (б) ГТД 110 від температури повітря на вході

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

Таблиця 1.1

Параметр	Базовий режим	Піковий режим
Номінальна потужність, МВт	114,5	125
ККД, %	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 NOX, (при 15% PRO ₂), не більш, мг/нм ³	50	—
Довжина x ширина x висота, м	5,7 x 3,7 x 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%.

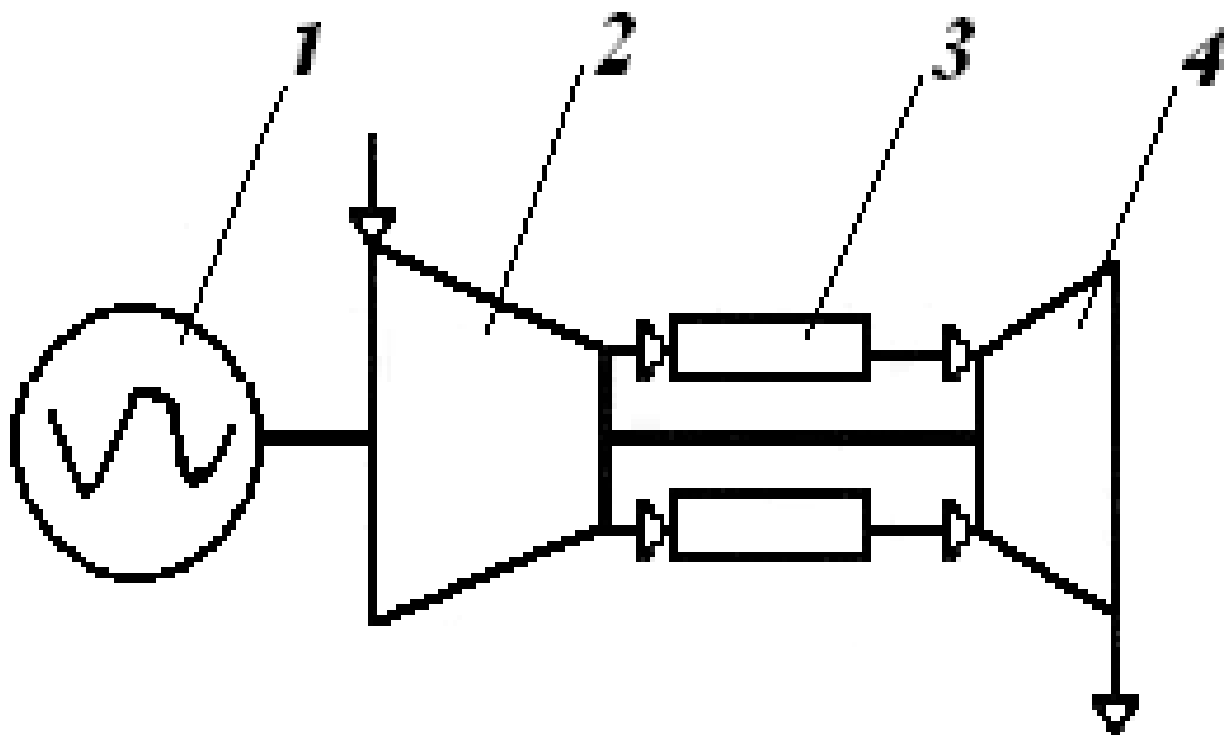


Рисунок 1.3 – ГТА простої схеми:

1 – електрогенератор; 2 - компресор; 3 – камера згоряння; 4 - турбіна приводу генератора

ГТД у складі подібного ГТА працює звичайно за термодинамічним циклом з підведенням тепла при постійному тиску (цикл Брайтона). Такий теоретичний цикл складається з двох ізоентроп і двох ізобар, як це показано на рис. 1.4.

Цикл побудований у координатах температура - ентропія. На рис. 1.2 проведені ізобари: $P_{зов}$ - атмосферний (зовнішній) тиск; P_1 - тиск повітря перед компресором; P_2 - тиск повітря на виході з компресора; P_3 - тиск газу перед турбіною; P_4 - тиск газу на виході з турбіни. Компресор ГТД забирає повітря з атмосфери з параметрами $P_{зов}$ і $T_{зов}$ та здійснює процес підвищення тиску від P_1 , T_1 , до P_2 , T_2 у теоретичному ізоентропійному процесі і до P_2 , T_2 у дійсному політропічному процесі.

Таким чином, $(1_{зов}-1)$ - процес підведення повітря на вході в компресор ГТД, що супроводжується втратами повного тиску у вхідному пристрої ГТА. Реальний процес підвищення тиску $(1-2)$ проходить з утратами енергії в ступенях компресора, а тому ентропія системи зростає (рис. 1.4). Після компресора повітря надходить у КЗ, куди також подається і паливо. Підведення тепла до повітря в процесі горіння палива відбувається при практично постійному тиску (лінія 2-3). Параметри кінця проце-

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ГТД у складі подіюного ГТА працює звичайно за термодинамічним циклом з підведенням тепла при постійному тиску (цикл Брайтона). Такий теоретичний цикл складається з двох ізоентроп і двох ізобар, як це показано на рис. 1.4. Цикл побудований у координатах температура - ентропія. На рис. 1.2 проведені ізобари: P_{306} - атмосферний (зовнішній) тиск; P_1 - тиск повітря перед компресором; P_2 - тиск повітря на виході з компресора; P_3 - тиск газу перед турбіною; P_4 - тиск газу на виході з турбіни. Компресор ГТД забирає повітря з атмосфери з параметрами P_{306} і T_{306} та здійснює процес підвищення тиску від P_1, T_1 до P_2, T_2 у теоретичному ізоентропійному процесі і до P_2, T_2 у дійсному політропічному процесі. Таким чином, $(1_{306}-1)$ - процес підведення повітря на вході в компресор ГТД, що супроводжується втратами повного тиску у вхідному пристрої ГТА. Реальний процес підвищення тиску $(1-2)$ проходить з утратами енергії в ступенях компресора, а тому ентропія системи зростає (рис. 1.4). Після компресора повітря надходить у КЗ, куди також подається і паливо. Підведення тепла до повітря в процесі горіння палива відбувається при практично постійному тиску (лінія 2-3). Параметри кінця проце-
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.			Арк.
								21

су теплопідведення в КЗ (P_3 і T_3) характеризують стан робочого тіла перед турбіною ГТД. Унаслідок утрат повного тиску в КЗ тиск перед турбіною P_3 на 3...5% менший, ніж на вході в КЗ. Далі відбувається послідовний процес розширення робочого тіла в турбіні приводу компресора до кінцевого тиску P_4 . Теоретичний процес розширення газу (3-4) є ізоентропійним процесом, а дійсний (3-4) - політропічним. Параметри кінця процесу розширення газу (P_4 і T_4) характеризують стан робочого тіла за ГТД. Лінія (4-1_{зог}) - умовний процес замикання термодинамічного циклу ГТА в атмосфері.

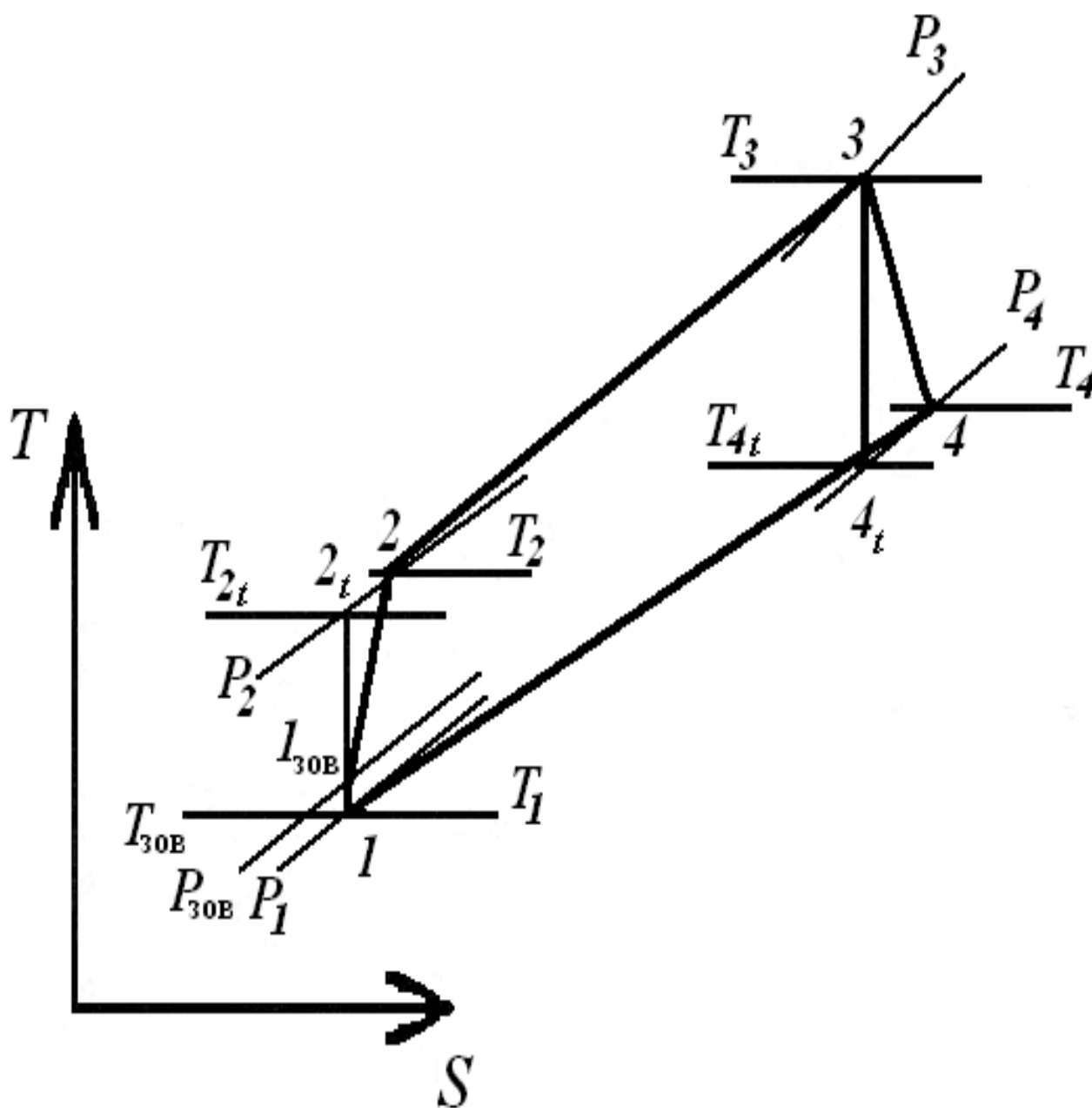


Рисунок 1.4 – Термодинамічний цикл ГТА простої схеми

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						22

Найважливішими показниками, що характеризують ефективність схеми і термодинамічного циклу ГТА, є його ККД та питома потужність. Ефективний ККД являє собою відношення корисної енергії, до повних витрат енергії палива в КЗ. Під питомою потужністю (питомою роботою) ГТА слід розуміти відношення його ефективної потужності до секундної витрати повітря через компресор ГТД. Таким чином, $N_{e_{\text{нм}}} = \frac{N_e}{G_k}$. Розмірність цієї величини - кВт/(кг/с) або кДж/кг. Відзначимо, що сучасні ГТА простої схеми при максимальній температурі в циклі T_3 - 1100... 1500 К мають ККД 30...37 % і величину питомої потужності 140.. 300 кВт/(кг/с).

1.3 Оптимізація параметрів циклу ГТА

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

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Значення вихідних параметрів приведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

$T_3, \text{ К}$	$T_n, \text{ К}$	$T_d, \text{ К}$	g_e	η_{ak}	η_{at}	η_{m_i}	η_{kc}
1500	288	1080	0,0220	0,900	0,900	0,9900	0,9950

Задаємося інтервалом зміни параметра π_Σ від 16 до 34 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних

C:\STUDENT\GRUP5\isgta1cc.dat

і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми

C:\STUDENT\SPARTA\gta1cc.exe

За результатами розрахунку (табл. 1.2), що знаходиться у файлі

C:\STUDENT\GRUP5\rzgta1cc.dat

будуємо графік – рис.1.5 (Залежність ефективного КПД циклу та питомої потужності ГТА простої схеми від загальної ступеня підвищення тиску в циклі).

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.					

Перелік неописаних ідентифікаторів приведено в табл.1.3

Таблиця 1.3 – Список ідентифікаторів

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
QKN	Міра підвищення тиску	-
UE	Питомий ККД	-
HU	Питома потужність	КВТ/(кг/с)
T4	Температура газу за турбіною	К
GOX	Витрата охолоджуючого повітря	-
AL	Коефіцієнт надлишку повітря	-

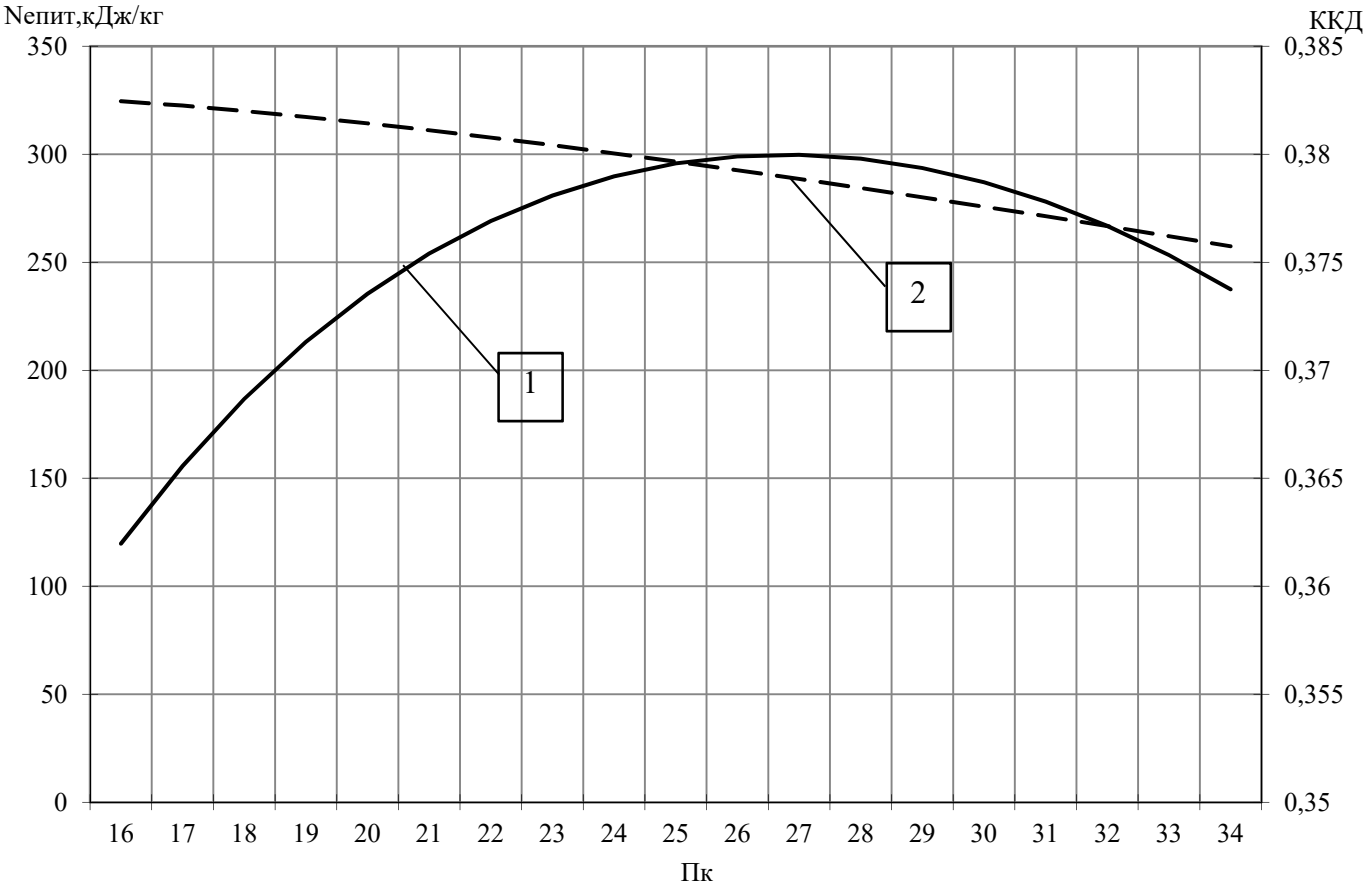


Рисунок 1.5 – Графіки залежностей $\eta_e = f(\pi_{\kappa})$ і $N_{enum} = f(\pi_{\kappa})$ відповідно ККД(1) та питомої потужності(2) від міри підвищення тиску в циклі

Аналізуючи графік приходимо до висновку, що оптимальне значення загально-го ступеня підвищення тиску повітря в циклі ГТА $\pi_{\kappa} = 20$.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Результати розрахунку:

- η_e (UTE) – ефективний КПД циклу ГТА;
- $N_{y\partial}$ (HU) – питома потужність у циклі ГТА, $\frac{\text{кВт}}{\text{кг/с}}$;
- T_2 (T2) – температура повітря перед КС, 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,

Таблиця 1.4 - Оптимізація параметрів циклу

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1СС
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ
Студент гр.6231м Лічман Д.О.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1									
		02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1500.0									
		03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0									
		04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0									
		05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000									
		05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000									
		06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9900									
		07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9950									
		08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	16.00									
		09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	34.00									
		10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00									
		12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800									
		13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950									
		14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500									
		15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950									
		16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850									
		17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220									
		18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000									
		19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000									
		20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000									
		21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000									
		22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00									
		23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000									
		24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00									
		25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000									
Підпис і дата	Взам. інв. №	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА										
		QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
		16.0	0.36197	324.5	0.000	0.000	682.1	846.8	0.000	4.0	0.0849	2.91
		17.0	0.36557	322.5	0.000	0.000	694.4	835.2	0.000	4.0	0.0869	2.94
		18.0	0.36867	320.0	0.000	0.000	706.1	824.4	0.000	4.0	0.0891	2.98
Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.										Арк.
												25
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Продовж. табл. 1.4

19.0	0.37131	317.3	0.000	0.000	717.3	814.2	0.000	4.0	0.0912	3.02
20.0	0.37354	314.3	0.000	0.000	728.1	804.7	0.000	4.0	0.0934	3.06
21.0	0.37540	311.1	0.000	0.000	738.4	795.7	0.000	4.0	0.0957	3.10
22.0	0.37691	307.7	0.000	0.000	748.4	787.2	0.000	4.0	0.0980	3.14
23.0	0.37809	304.2	0.000	0.000	758.1	779.2	0.000	4.0	0.1003	3.18
24.0	0.37898	300.4	0.000	0.000	767.4	771.5	0.000	4.0	0.1027	3.22
25.0	0.37958	296.6	0.000	0.000	776.5	764.2	0.000	4.0	0.1052	3.26
26.0	0.37990	292.6	0.000	0.000	785.2	757.3	0.000	4.0	0.1077	3.29
27.0	0.37997	288.6	0.000	0.000	793.7	750.7	0.000	4.0	0.1103	3.33
28.0	0.37979	284.4	0.000	0.000	802.0	744.3	0.000	4.0	0.1129	3.37
29.0	0.37936	280.1	0.000	0.000	810.0	738.2	0.000	4.0	0.1156	3.41
30.0	0.37870	275.7	0.000	0.000	817.9	732.4	0.000	4.0	0.1184	3.44
31.0	0.37781	271.3	0.000	0.000	825.5	726.8	0.000	4.0	0.1213	3.48
32.0	0.37668	266.7	0.000	0.000	832.9	721.4	0.000	4.0	0.1242	3.52
33.0	0.37533	262.1	0.000	0.000	840.2	716.2	0.000	4.0	0.1272	3.55
34.0	0.37375	257.4	0.000	0.000	847.3	711.1	0.000	4.0	0.1304	3.59

1.4 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності

Програма "GTA2SBE" призначена для виконання детального теплового розрахунку одно каскадного блокуваного енергетичного ГТА на режимі повної потужності.

Запуск програми на виконання здійснюється файлом gta2sbe.exe, що розміщується у директорії SAPRTA.

Вихідні дані для розрахунку варіанту теплової схеми ГТА готуються студентом шляхом редагування файлу isgt2sbe.dat, який знаходиться у директорії GRUP5.

Розшифровка ідентифікаторів параметрів наведена у табл. 1.5

Таблиця 1.5 - Розшифровка ідентифікаторів параметрів

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
AK(I)	Коефіцієнт витрати компресора ГТД	
BD	"Недогрів" газу у КЗПП до T_3	К
BET(J)	Коефіцієнт витрати турбіни ГТД	
BO	Недоохолодження повітря в компресорі	
C	Формальна ознака схеми ГТА	
CK	Кратність циркуляції води в паровому конденсаторі	
DB	Ознака розміщення ППО у компресорі ГТД	
DTI	Мінімальний температурний напір за ВП УПГ	град
EPSGE	Відносна витрата охолоджуючого повітря	
HBO	КВПТ у проміжному повітроохолоджувачі	
HBX	КВПТ вхідного пристрою ГТА	
HDKS	КВПТ КЗПП	

Інв. № подл.	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Підпис і дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.5

HT	КВПТ проточної частини опорного вінця турбіни	
IK	Кількість компресорів у схемі ГТД	
IRT	Ознака типу використовуваного палива	
JD	Номер турбіни, розміщеної за КЗПП	
JT	Число турбін у схемі ГТД	
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	
KO	Параметр розподілу роботи компресора	
MI(J)	Елемент масиву кінематичних зв'язків	
NN	Ефективна потужність ГТА	кВт
P	Тиск пари в сепараторі УПГ	МПа
PN	Атмосферний тиск повітря	МПа
PZ	Тиск пари в ПК ТУК	МПа
QKN	Ступінь підвищення тиску у циклі ГТА	
R	Ступінь регенерації у циклі ГТА	
GPN	Відносний розмір відбору насиченої пари із УПГ	
RGPP	Відносний розмір відбору перегрітої пари перед ПТ	
T3N	Температура газу на вході у ТВТ ГТД	К
TD	Припустима температура металу лопаток	К
TN	Температура атмосферного повітря на вході у ГТА	К
TPB	Температура живильної води УПГ	К
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	
HNP	КВПТ по газовій стороні регенератора	
HK	КВПТ перехідника компресора	
HKS	КВПТ основної камери згоряння	
HKY	КВПТ газового тракту УПГ	
HPB	КВПТ по повітряній стороні регенератора	
URED	Механічний ККД редуктора ГТА	
UT(J)	Внутрішній адіабатичний ККД турбіни ГТД	
UTP	Внутрішній ККД парової турбін	
XEE(J)	Параметр розподілу ступенів підвищення тиску між компресорами ГТД	
Y	Формальна ознака схеми ГТА	
TRP	Температура перегрітої пари на виході з УПГ	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння КЗ	
UM(J)	Механічний ККД турбіни	
UMTP	Механічний ККД парової турбіни	
UNI	ККД насосів ТУК	
UPC	ККД елементарної ступені компресора	

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

					КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.6 - Розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності
РАСЧЕТ СХЕМЫ ОДНОКАСКАДНОГО БЛОКИРОВАННОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ГТА
Студент гр.6231м Лічман Д.О.

01.ПРИЗНАК БАЗОВОГО ГТД,IGTD	1
02.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА,IRT (1-ДИЗЕЛЬНОЕ; 2-ПРИРОДНЫЙ ГАЗ)	2
03.ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ,ZT	4
04.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД, T3N,К	1500.0
05.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,TN,К	288.0
06.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,TD,К	1080.0
07.ДАВЛЕНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,PN,МПА	0.1013
08.ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,FIO	0.6000
09.КПД ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА,UAK	0.9000
10.К.П.Д. РЕДУКТОРА,UR	1.0000
11.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,UKS	0.9950
12.ВНУТРЕННИЙ АДИАБАТИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИНЫ, UTI	0.9000
13.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИНЫ, UM1	1.00
14.ОБЩАЯ СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИКЛЕ,QKN	20.0000
15.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА,НВХ	0.9800
16.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,НКС	0.9500
17.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ,НТ	0.9950
18.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА ,ННО	0.9850
19.ТЕМП. ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА 1-Й СТУПЕНИ ТУРБИНЫ,ТОХВ	705.0
20.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ,NE,КВТ	60000.0

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СХЕМЫ
ГТА ПРОСТОГО ЦИКЛА (СХЕМА 1)
БАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ - GTD 110

КОМПРЕССОР

QK	GK	UK	T1	T2	DTK	P1	P2	CPB	KB
	КГ/С		К	К	ГРАД	МПА	МПА	КДЖ/(КГ*К)	
20.000	195.85	0.8538	288.0		723.4 435.4	0.0993	1.9855	1.042	1.382

КАМЕРА СГОРАНИЯ

T1KS	T2KS	P1KS	P2KS	OGT	AL	OGPNB	GBKS	GTH
K	K	МПА	МПА				КГ/С	КГ/Ч
723.36	1500.00	1.9855	1.8862	0.01938	3.00	0.0068	167.479	11685.4

ТУРБИНА ГТД

QT	GT	GHO	UT	T3	T4	DTT	ODP
	KГ/C	KГ/C	K	K			
18.341	170.725	199.104	0.9000	1500.00	794.43	678.32	0.0078
P3	P4	CPPH	KPH	BET	OGOX1	OGOX2	OGOX3
MPIA	MPIA	KДЖ/(KГ*К)					
1.8862	0.1028	1.2099	1.3157	0.8717	0.0767	0.0403	0.0029

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТА

УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ГТА,КВТ/(КГ/С)	300.23
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. ГТА	0.3699
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ГТА,КГ/(КВТ*Ч)	0.1948
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА ГТА,К	794.43
СУММАРНЫЙ ОТНОСИТ. ОТБОР ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.1449

Підпис і дата	КОМПРЕССОР										300.23
	QK	GK	UK	T1	T2	DTK	P1	P2	CPB	KB	
Інв. № дубл.	КАМЕРА СГОРАНИЯ										0.3699
	T1KS	T2KS	P1KS	P2KS	OGT	AL	OGPNB	GBKS	GTH		
Взам. инв. №	ТУРБИНА ГТД										0.1948
	QT	GT	GHO	UT	T3	T4	DTT	ODP			
Підпис і дата	ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТА										0.1449
	УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ГТА,КВТ/(КГ/С)										
Інв. № подл.	ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. ГТА										794.43
	УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ГТА,КГ/(КВТ*Ч)										
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА ГТА,К											0.1449
СУММАРНЫЙ ОТНОСИТ. ОТБОР ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА											
КР.142.6231м.10.01.ПЗ.											Арк.
											28

1.5.1 Оцінка габаритного розміру осьового компресора

$$P_{11} = 0,09930 \text{ МПа}; P_{21} = 1,9855 \text{ МПа}; T_{11} = 288 \text{ К}; T_{21} = 723,4 \text{ К}; G_{\kappa 1} = 195,85 \text{ кг/с};$$

$$\kappa_{\kappa 21} = 1,382, c_{\text{пр}} = 1,042 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; R_{\text{в}} = 0,287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Беремо колову швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса першої ступені компресора

Приймаємо осьову складову абсолютної швидкості для вхідного перетину компресора

Приймаємо втулкове відношення

1.5.1.1 Розрахунок габаритів вхідного перетину компресора

$$c_{a1} = u_{u1} \cdot \bar{c}_{a1} = 140 \text{ м/с}.$$
$$\lambda_{c_{a1}} = \frac{c_{a1}}{18,32 \cdot \sqrt{T_1}} = 0,4521$$
$$q(\lambda_{c_{a1}}) = \lambda_{c_{a1}} \cdot \left[\frac{k_{e1} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{e1} - 1}{k_{e1} + 1} \cdot \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{e1} - 1}} = 0,6547$$
$$F_1 = \frac{G_k \cdot \sqrt{T_1}}{0,0403 \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{c,1})} = 1,2706 \text{ M}^2.$$

					КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина кільцевої площі вихідного перетину

$$F_2 = \frac{G_\kappa \cdot \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{\kappa_{\epsilon_2}}{R_\epsilon} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{\epsilon_2} + 1}\right)^{\frac{\kappa_{\epsilon_2} + 1}{\kappa_{\epsilon_2} - 1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{c_{a_2}})}} = 0,1671 \text{ m}^2$$

Діаметрально-габаритні розміри вихідного перетину компресора

$$D_h = const.$$

$$D_{h2} = D_{h1} = 1,388 \text{ M}$$

$$D_{c2} = \frac{D_h + D_e}{2} = 1,349 \text{ M};$$

$$D_{e2} = \sqrt{\left(D_{h2}^2 - \frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot D_{h2}}\right)} = 1,309 \text{ M}.$$

Висота лопатки останньої ступені компресора

$$l_{\kappa 2} = \frac{D_{\text{н}2} - D_{\text{в}2}}{2} = 0,04 \text{ м.}$$

1.5.1.3 Оцінка числа ступенів і осьового габариту компресора

Побудова ескізу його меридіонального перетину

Число ступенів компресора

$$z_K = \text{цїле} \frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{\text{CTK}}} = 15,$$

де $\pi_{\text{CTK}} = 1,22$.

Осьовий габарит компресора

$$F_{cp_k} = \frac{F_1 + F_2}{2} = 0,7189 \text{ M}^2.$$

Діаметрально-габаритні розміри середнього ступеня компресора

$$D_{\text{н}} = \text{const.}$$

$$D_{\text{нс}} = 1,388 \text{ М;}$$

$$D_{\text{вс}} = \sqrt{\left(D_{\text{нс}}^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{срк}}}{\pi \cdot D_{\text{нс}}} \right)} = 1,005 \text{ М;}$$

$$D_{\text{сс}} = \frac{D_{\text{нс}} + D_{\text{вс}}}{2} = 1,197 \text{ М;}$$

Підпис і дата		Побудова ескізу його меридіонального перетину
Інв. № дубл.		Число ступенів компресора
Взам. інв. №		$z_{\kappa} = \text{цїле} \frac{\lg \pi_{\kappa}}{\lg \pi_{\text{ст } \kappa}} = 15,$
Підпис і дата		де $\pi_{\text{ст } \kappa} = 1,22$. Осьовий габарит компресора $F_{\text{сп } \kappa} = \frac{F_1 + F_2}{2} = 0,7189 \text{ м}^2.$ Діаметрально-габаритні розміри середнього ступеня компресора $D_{\text{н}} = \text{const.}$ $D_{\text{нс}} = 1,388 \text{ м};$ $D_{\text{вс}} = \sqrt{\left(D_{\text{нс}}^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{спк}}}{\pi \cdot D_{\text{нс}}} \right)} = 1,005 \text{ м};$ $D_{\text{сс}} = \frac{D_{\text{нс}} + D_{\text{вс}}}{2} = 1,197 \text{ м};$
Інв. № подл.		
Зм.	Арк.	№ докум.
Підпис	Дата	
КР.142.6231м.10.01.ПЗ.		Арк.
		31

$$l_{\kappa c} = \frac{D_{\kappa c} - D_{вс}}{2} = 0,192 \text{ м.}$$

Розрахункова модель ступеня

Відносна висота лопатки компресорної ступені

$$g_{\kappa c} = \frac{D_{cc}}{l_{\kappa c}} = 6,23$$

Відносна ширина рішита компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

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

Таблиця 1.7

Параметр	Інтервал	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	Розрахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_p$	0,3...0,72	0,38388	0,006937	0,000538	-0,3·10 ⁻⁵	0,4473
$\left(\frac{b}{l}\right)_h$	0,28...0,7	0,3109	0,011753	0,000183	0,11·10 ⁻⁴	0,3939
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p$	0,1...0,35	0,12526	0,001579	0,000334	0,13·10 ⁻⁴	0,1512
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_h$	0,09...0,32	0,08886	0,004524	0,000218	0,13·10 ⁻⁴	0,1286

Осьовий габарит ступені компресора

$$L_{ст \kappa} = l_{\kappa c} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p + \left(\frac{b}{l}\right)_h + \left(\frac{\delta}{l}\right)_h \right] = 0,2152 \text{ м,}$$

Довжина компресора

$$L_{\kappa} = L_{ст \kappa c} \cdot z_{\kappa} = 3,228 \text{ м.}$$

Довжина лемніскати вхідного пристрою

$$L_{\epsilon y} = (0,16...0,22) \cdot D_{h1} = 0,222 \text{ м.}$$

Осьовий габарит переднього корпусу компресора

$$L_{\kappa \kappa 1} = (0,42...0,48) \cdot D_{h1} = 0,583 \text{ м.}$$

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

					КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.2 Оцінка габаритів камери згоряння ГТД

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку КЗ:

$$P_{1\text{КЗ}} = 1,9855 \text{ МПа}; T_{1\text{КЗ}} = 723,4 \text{ К}; G_{\text{ТЧ}} = 11685.4 \text{ кг/год}; G_{\text{ВКС}} = 167.48 \text{ кг/с}; \\ \eta_{\text{КЗ}} = 0,995; H_u = 42915 \text{ кДж/кг}; L_o = 14,49 \text{ кг/кг}$$

Об'ємна теплонапруженість для жарових труб

$$Q_v = 1000 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}}.$$

Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ

$$V_{\text{КЗ}} = \frac{H_u \cdot G_{\text{ТЧ}} \cdot \eta_{\text{КЗ}}}{Q_v \cdot P_{1\text{КЗ}}} = 0,2514 \text{ м}^3.$$

Кількість жарових труб

$$n_{\text{ЖТ}} = 20.$$

Об'єм однієї жарової труби

$$g_{\text{ЖТ}} = \frac{V_{\text{КЗ}}}{n_{\text{ЖТ}}} = 0,0126 \text{ м}^3.$$

Діаметр однієї жарової труби

$$d_{\text{ЖТ}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot g_{\text{ЖТ}}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}} = 0,191 \text{ м},$$

де $a = 0,7$; $\bar{l} = 3,3$

Довжина жарової труби

$$l_{\text{ЖТ}} = d_{\text{ЖТ}} \cdot \bar{l} = 0,63 \text{ м}.$$

Зазор між жаровими трубами

$$e = 0,47 \cdot d_{\text{ЖТ}} = 0,09 \text{ м}.$$

Середній діаметр розміщення жарових труб

$$D_{\text{КЗ}} = \frac{d_{\text{ЖТ}} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{\text{ЖТ}}}} = 1.796 \text{ м}.$$

Приймаємо протитокову камеру згоряння.

Площа перетину, яка зайнята жаровими трубами

$$F_{\text{КСЖТ}} = \frac{\pi d_{\text{ЖТ}}^2}{4} \cdot n_{\text{ЖТ}} = 0,573 \text{ м}^2.$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.				Арк.
									33

де $\xi_{вих} = 0,05$; $c_{пр} = 1,2099$ кДж/кг; $\Delta T_r = 678,32$ К.

Відносна висота лопатки

$$g_t = \frac{D_{ct}}{l_{pt}} = 24 \text{ Приймаємо у першому наближенні.}$$

Оптимальна величина реактивності

$$\rho_1 = \rho_k + \frac{2g_t - 1}{g_t^2} = 0,2166 < 0,5,$$

де $\rho_k = 0,135$.

Швидкість газу на виході із соплової решітки першої ступені

$$c_1 = \varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{ad}^*}{Z_T} \cdot (1 - \rho_1)} = 594 \text{ м/с,}$$

де $\varphi_{c1} = 0,97$.

Коефіцієнт швидкості для вхідного перетину

$$\lambda_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{r3}}{\kappa_{r3} + 1} \cdot T_{31} \cdot R_r}} = 0,8478$$

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c1}) = \lambda_{c1} \cdot \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{r3} - 1}{\kappa_{r3} + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}} = 0,9729$$

Величина кільцевої площі вхідного перетину

$$F_{3c} = \frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r3}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r3} + 1} \right)^{\frac{\kappa_{r3} + 1}{\kappa_{r3} - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_{11}}} = 0,377 \text{ м}^2,$$

де $\alpha_{11} = 14^\circ$.

Висота соплової лопатки першої ступені

$$l_{c1} = \frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}} = 0,067 \text{ м.}$$

Висота робочої лопатки першої ступені

$$l_{p1} = 1,05 \cdot l_{c1} = 0,07 \text{ м.}$$

Відносна висота лопатки

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.					Арк.
										35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$g_{t1} = \frac{D_{c3}}{l_{p1}} = 26.$$

Оптимальне значення u/c_1

$$V_{onm} = \frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)} = 0,6193.$$

Окружна швидкість на середньому діаметрі

$$u_3 = \frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T}{60} = 282 \text{ м/с.}$$

Дійсне значення

$$v_d = \frac{u_3}{c_1} = 0,6094.$$

Перевіряємо

$$\delta\nu = \frac{\nu_{\delta}}{\nu_{\text{опт}}} = 0,98.$$

$$0,9 < \delta v < 1,1$$

Зовнішній діаметр

$$D_{H3} = D_{c3} + l_{c1} = 1,863 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр

$$D_{\epsilon 3} = D_{c3} - l_{c1} = 1,729 \text{ м.}$$

Границя тривалої міцності

$\sigma_{3\tau}^{T_{m3}} = 250 \text{ МПа}$ Визначаємо по таблиці при температурі метала $T_{m3} = T_d$ і ресурсі $\tau = 10000 \text{ годин.}$

Запас міцності робочої лопатки першої ступені

$$K_{\text{ип3}} = \frac{\sigma_{3\tau}^{T_{\text{M3}}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{M3}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{T}}^2 \cdot F_{3\text{c}}} = 7,47 > (1,5 \dots 2,0)$$

1.5.3.2 Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни

Осьова швидкість на виході з турбіни

$$c_{a4} = 1,1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11} = 158 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт швидкості для вихідного перетину

	Підпис і дата		$D_{н3} = D_{с3} + l_{c1} = 1,863 \text{ м.}$								
			Внутрішній діаметр								
			$D_{\epsilon3} = D_{с3} - l_{c1} = 1,729 \text{ м.}$								
			Границя тривалої міцності								
	Інв. № дубл.		$\sigma_{3\tau}^{T_{м3}} = 250 \text{ МПа}$ Визначаємо по таблиці при температурі метала $T_{м3} = T_d$ і ресурсі $\tau = 10000 \text{ годин.}$								
	Інв. №		Запас міцності робочої лопатки першої ступені								
	Взам. інв. №		$K_{пр3} = \frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850} \right) \cdot n_{\tau}^2 \cdot F_{3с}} = 7,47 > (1,5...2,0)$								
			1.5.3.2 Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни								
	Підпис і дата		Осьова швидкість на виході з турбіни								
			$c_{a4} = 1,1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11} = 158 \text{ м/с.}$								
			Коефіцієнт швидкості для вихідного перетину								
Інв. № подл.										КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
											36
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$\lambda_{c_{a4}} = \frac{c_{a4}}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{r4}}{\kappa_{r4} + 1} \cdot T_4 \cdot R_r}} = 0,3099$$

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a4}}) = \lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{\kappa_{r4} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{r4} - 1}{\kappa_{r4} + 1} \cdot \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{r4} - 1}} = 0,4728$$

Величина кільцевої площі вхідного перетину

$$F_4 = \frac{G_t \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r4}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r4} + 1} \right)^{\frac{\kappa_{r4} + 1}{\kappa_{r4} - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}} = 2,507 \text{ м}^2$$

Запас міцності робочої лопатки ступені

$$K_{np4} = \frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4} = 1,8$$

де $\sigma_{4\tau}^{T_{m4}} = 400 \text{ МПа}$.

Геометричні характеристики вихідного перетину турбіни

$$D_c = const;$$

$$D_{c4} = D_{c3} = 1,796;$$

$$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 1,351 \text{ м};$$

$$D_{н4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 2,241 \text{ м}.$$

Висота робочої лопатки останнього ступеня

$$l_{p4} = \frac{D_{н4} - D_{в4}}{2} = 0,445 \text{ м}.$$

Відносна висота лопатки

$$g_{i4} = \frac{D_{c4}}{l_{p4}} = 4,04 > 3,5.$$

1.5.3.3 Осьовий габарит проточної частини турбін

Середня кільцева площа

$$F_{ст} = \frac{F_{3c} + F_4}{2} = 1,442 \text{ м}^2.$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.				Арк.
									37

Розмір середньої ступені

$$D_{cc} = 1,796 \text{ м};$$

$$D_{bc} = D_{cc} - \frac{F_{ct}}{\pi \cdot D_{cc}} = 1,540 \text{ м};$$

$$D_{hc} = D_{cc} + \frac{F_{ct}}{\pi \cdot D_{cc}} = 2,052 \text{ м};$$

$$l_{pc} = \frac{D_{hc} - D_{bc}}{2} = 0,256 \text{ м}.$$

Відносна висота лопатки

$$g_{ct} = \frac{D_{cc}}{l_{pc}} = 4,04 > 3,5.$$

Відносна ширина рішети компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

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

Таблиця 1.8

Параметр	Інтервал	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	Розрахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_p$	0,16...1,0	0,06934	0,02633	0,00186	-0,00003	0,2041
$\left(\frac{b}{l}\right)_h$	0,15...0,67	0,08722	0,02096	0,00077	-0,00001	0,1838
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p$	0,065...0,3	0,04700	0,00329	0,00074	-0,00001	0,0717
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_h$	0,055...0,21	0,02708	0,00841	-0,00006	0,00001	0,0607

Осьовий габарит ступеня

$$L_{ct.T} = l_{pc} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_c + \left(\frac{\delta}{l}\right)_c + \left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p \right] = 0,133 \text{ м}.$$

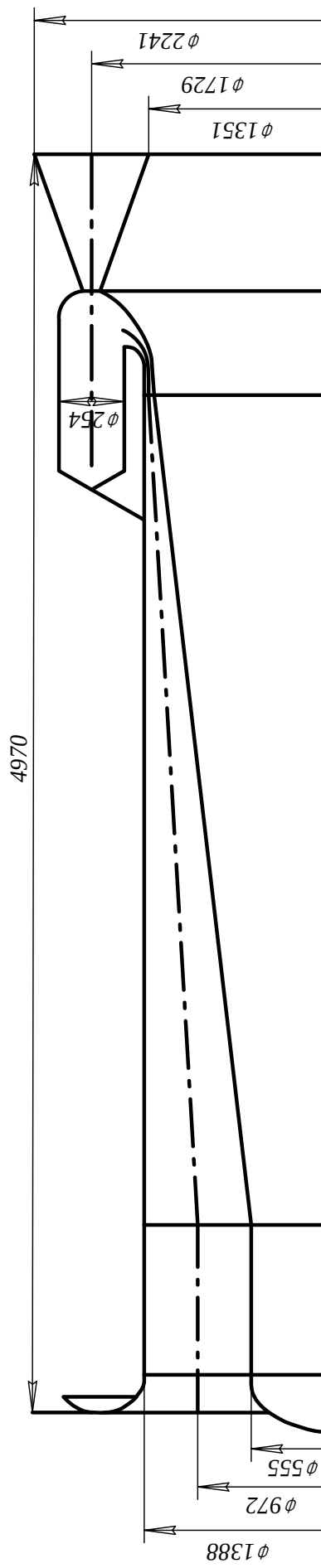
Довжина турбіни

$$L_T = L_{ct.T} \cdot z_T = 0,532 \text{ м}.$$

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

					КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

КР.14.2.6231м.10.01.ПЗ.



Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231м.10.01.ПЗ.

Лист
39

Копировал

Формат А4

1.6 Термодинамічні розрахунки турбіни

Відомо, що параметри робочого середовища в газових турбінах змінюються не тільки вздовж проточної частини, але й в різних точках будь-якого поперечного перерізу через складну форму лопаткових апаратів, наявність тертя та пограничного шару. В загальному випадку потік в осьовій газовій турбіні є тривимірним і нестационарним.

Метою проектування турбін є отримання обмеженого числа інтегральних газодинамічних, конструктивних та експлуатаційних параметрів, які забезпечують задану в розрахунках циклу ГТА ефективність проточних частин турбін, виражену величиною їх внутрішнього ККД.

Це дозволяє при проектуванні турбін проводити значно спрощені розрахунки з використанням значень параметрів робочого тіла, усереднених за вибраним перерізом каналу. При усередненні реальний нерівномірний потік замінюється відповідним канонічним потоком, який характеризується найменшим числом параметрів, при котрих ще зберігаються властивості реального потоку, істотні для оцінки процесів. Важливо, щоб в отриманій в результаті проектування турбіні реалізувався потік, близький до канонічного, тобто геометричні та кінематичні характеристики спроектованої турбіни забезпечували виконання тих допущень, які були прийняті при усередненні реального потоку.

Проектні розрахунки турбін передбачають визначення геометричних параметрів проточних частин, які забезпечують максимальне значення їх ККД при відомих з розрахунку циклу початкових і кінцевих параметрах робочого тіла. Ці розрахунки, як правило, виконують на базі одновимірної моделі течії робочого тіла. При проектуванні проточних частин нових типів на стадії проектних розрахунків можливе використання і сучасних моделей просторового потоку.

Перевірні розрахунки мають метою перевірку умов течії робочого тіла в проточній частині, отриманій в проектному розрахунку, та їх коригування з урахуванням зміни параметрів у просторі. Ці розрахунки виконують на базі дво і тривимірних математичних моделей.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						40

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

Термогазодинамічний розрахунок осьової газової турбіни енергетичного ГТД проведено за допомогою програми "GTA5OT". Розшифровка ідентифікаторів вхідних і вихідних даних приведена в табл. 1.9

Таблиця 1.9 - Розшифровка ідентифікаторів вхідних і вихідних даних

Іденти-фікатор	Найменування параметра	Розмірність
XC	Кількість охолоджуваних соплових вінців	
XR	Кількість охолоджуваних робочих вінців	
Z	Кількість ступенів турбіни	
AOI	Кут входу потоку на соплові лопатки 1-ї ступені	Град.
AI	Кут виходу потоку із сопел 1-ї ступені	Град.
CP	Середня питома теплоємність газу в турбіні	кДж/(кг·К)
D11	Середній діаметр на виході із соплового апарата 1-ї ступені	М
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини біля кореня лопаток	Град
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини на периферії лопаток	Град
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с
NT	Необхідне значення частоти обертання вала	об/хв.
PO3	Повний тиск газу на вході в турбіну	МПа
P23	Повний тиск газу на виході з турбіни	МПа
R	Газова постійна робочого тіла	кДж/(кгК)
TO3	Температура загальмованого потоку на вході	К
T23	Температура загальмованого потоку на виході	К
TBB	Температура охолодного повітря на вході в охолоджувані лопатки	К
UM	Механічний ККД турбіни	
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступенях	
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	Град.
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження робочих лопаток	
PCI(Z)	Швидкісний коефіцієнт соплових решіток	
PFI(Z)	Швидкісний коефіцієнт робочих решіток	
ROK(Z)	Ступінь реактивності ступеня в кореня	
TC(Z)	Відносний крок лопаток у соплових решітках	
TDC(Z)	Припустима температура металу соплових лопаток	К
TDP(Z)	Припустима температура металу робочих лопаток	К
A1	Кут виходу потоку із соплових решіток	Град.
A2	Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі	Град.
AUI	Кут установки соплових лопаток у решітках	Град.
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі	Град.
B2	Кут виходу потоку газу з робочих лопаток у відносному русі	Град.
BCI	Осьова ширина соплових решіток	м
BPI	Осьова ширина робочих решіток	м

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						42

Продовж. табл. 1.9

Іденти-фікатор	Найменування параметра	Розмірність
BUI	Кут установки робочих лопаток у решітках	Град.
C1	Дійсна швидкість виходу потоку із сопів	м/с
C2	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочих решіток	м/с
DC0	Середній діаметр на вході в ступень	м
DC1	Середній діаметр на виході із сопел	м
DC2	Середній діаметр на виході з робочих решіток	м
EI	Внутрішній ККД ступені	
EU	Окружний ККД ступені	
GOXC	Витрата повітря на охолодження соплових решіток	кг/с
GOXP	Витрата повітря на охолодження робочих решіток	кг/с
HAD	Теплоперепад, що відпрацьовується в ступені	кДж/кг
HVD	Дійсна характеристика U1/C1 ступені	
HVOP	Оптимальне значення характеристики U1/C1 для ступені	
LAMC1	Газодинамічна функція	
LCI	Висота соплових решіток	м
LPI	Висота робочих решіток	м
N1	Внутрішня потужність ступені	кВт
P0	Тиск загальмованого потоку перед ступенем	МПа
PI	Статичний тиск у потоці на виході із сопел	МПа
P2	Статичний тиск у потоці за ступенем	МПа
P23	Тиск загальмованого потоку за ступенем	МПа
SCI	Осьовий зазор за сопловими решітками	м
SPI	Осьовий зазор за робочими решітками	м
T0	Температура гальмування потоку перед ступенем	К
T1	Статична температура потоку на виході із сопел	К
T2	Статична температура потоку за ступенем	К
T23	Температура гальмування потоку за ступенем	К
TCl	Крок соплових решіток	м
TPi	Крок робочих решіток	м
U1	Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами	м/с
U2	Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками	м/с
W1	Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки	м/с
W2	Швидкість потоку на виході з робочих ґрат у відносному русі	м/с
ZC	Число лопаток соплових решіток	
ZP	Число лопаток робочих решіток	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						43

Таблица 1.10 – Термогазодинамичний розрахунок осевої турбіни

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

студент: гр.6231м Лічман

Расчет: Турбина ГТД Ne=60000 кВт

Z	XC	XR	GH	NT	D11
			кг/с	об/мин	м
4	1	1	170.725	3000.0	1.7960
P03	T03	P23	T23	TВ0	UM
МПа	К	МПа	К	К	
1.8862	1500.0	0.1028	794.4	705.0	0.900
CP	R	A0I	A1I	GAK	GAP
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град
1.2099	0.288	90.00	16.00	0.00	17.00

	ИСХОДНЫЕ			ДАнные	ПО	СТУПЕНЯМ
	1ст	2ст	3ст	4ст	5ст	6ст.
A(Z)	1.00	1.02	1.02	0.96	0.00	0.00
FI(Z)	0.980	0.980	0.980	0.980	0.000	0.000
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000	0.000
TC(Z)	0.750	0.750	0.750	0.750	0.000	0.000
ROK(Z)	0.113	0.050	0.050	0.050	0.000	0.000
DR(Z)	0.004	0.004	0.004	0.004	0.000	0.000
TDC(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
TDP(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
GEC(Z)	0.022	0.022	0.022	0.022	0.000	0.000
GER(Z)	0.022	0.022	0.022	0.022	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ,КДЖ/КТ	906.91
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД,КДЖ/КТ	957.74
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ,КВТ	124424.00
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8455
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ,ОБ/МИН	3000.0

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

	1ст	2ст	3ст	4ст	5ст	6ст
T0,К	1500.0	1284.4	1112.7	950.2	0.0	0.0
P0,МПа	1.8862	1.0708	0.5462	0.2446	0.0000	0.0000
T1,К	1304.5	1117.9	954.2	787.1	0.0	0.0
P1,МПа	1.1678	0.5822	0.2782	0.1070	0.0000	0.0000
T2,К	1275.8	1096.3	925.5	746.7	0.0	0.0
P2,МПа	1.0410	0.5130	0.2189	0.0807	0.0000	0.0000
T23,К	1284.4	1112.7	950.2	795.5	0.0	0.0
P23,МПа	1.0708	0.5462	0.2446	0.1028	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ,РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD,кДж/кг	239.44	244.22	244.22	266.74	0.00	0.00
LAMC1	0.8756	0.9797	1.0269	1.1272	0.0000	0.0000
HVD	0.5879	0.5744	0.6034	0.6175	0.0000	0.0000
HVOP	0.5879	0.5428	0.5577	0.5499	0.0000	0.0000
GOXC,кг/с	9.73	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP,кг/с	10.14	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.1825	0.1409	0.1823	0.2296	0.0000	0.0000

					КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.10

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1,ГРАД	16.00	21.15	24.21	32.10	0.00	0.00
C1,М/С	596.4	634.8	619.3	628.3	0.0	0.0
B1,ГРАД	37.69	45.21	53.04	66.62	0.00	0.00
W1,М/С	268.9	322.8	317.9	363.7	0.0	0.0
U1,М/С	360.5	364.7	373.7	388.0	0.0	0.0
B2,ГРАД	21.39	29.52	34.97	44.13	0.00	0.00
W2,М/С	395.1	403.5	422.9	489.6	0.0	0.0
A2,ГРАД	88.28	95.12	97.93	97.44	0.00	0.00
C2,М/С	144.2	199.6	244.8	343.8	0.0	0.0
U2,М/С	363.6	368.9	380.4	395.9	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,M	1.7960	1.7960	1.7960	1.7960	0.0000	0.0000
DC1,M	1.7960	1.8168	1.8618	1.9328	0.0000	0.0000
BC1,M	0.0416	0.0564	0.0887	0.1033	0.0000	0.0000
LCI,M	0.0594	0.0806	0.1267	0.1993	0.0000	0.0000
SCI,M	0.0178	0.0242	0.0380	0.0445	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	36.04	39.13	38.55	38.63	0.00	0.00
TCI,M	0.0527	0.0671	0.1063	0.1239	0.0000	0.0000
BPI,M	0.0374	0.0508	0.0803	0.0975	0.0000	0.0000
LPI,M	0.0752	0.1021	0.1605	0.2400	0.0000	0.0000
DC2,M	1.8114	1.8377	1.8949	1.9726	0.0000	0.0000
SPI,M	0.0142	0.0193	0.0304	0.0356	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	66.61	66.28	64.84	62.23	0.00	0.00
TPI,M	0.0295	0.0365	0.0595	0.0765	0.0000	0.0000
ZC	107	85	55	49	0	0
ZP	193	158	100	81	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8235	0.8571	0.8117	0.7080	0.0000	0.0000
EI	0.8164	0.8505	0.8051	0.7018	0.0000	0.0000
NI,KBT	33531.3	31914.9	30212.1	28764.0	0.0	0.0

Инв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Инв. № дубл. Підпис і дата	ZC 107 85 55 49 0 0					
	ZP 193 158 100 81 0 0					
	ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ					
	EU 0.8235 0.8571 0.8117 0.7080 0.0000 0.0000 EI 0.8164 0.8505 0.8051 0.7018 0.0000 0.0000 NI,KBT 33531.3 31914.9 30212.1 28764.0 0.0 0.0					
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					КР.142.6231м.10.01.ПЗ.	
					Арк. 45	

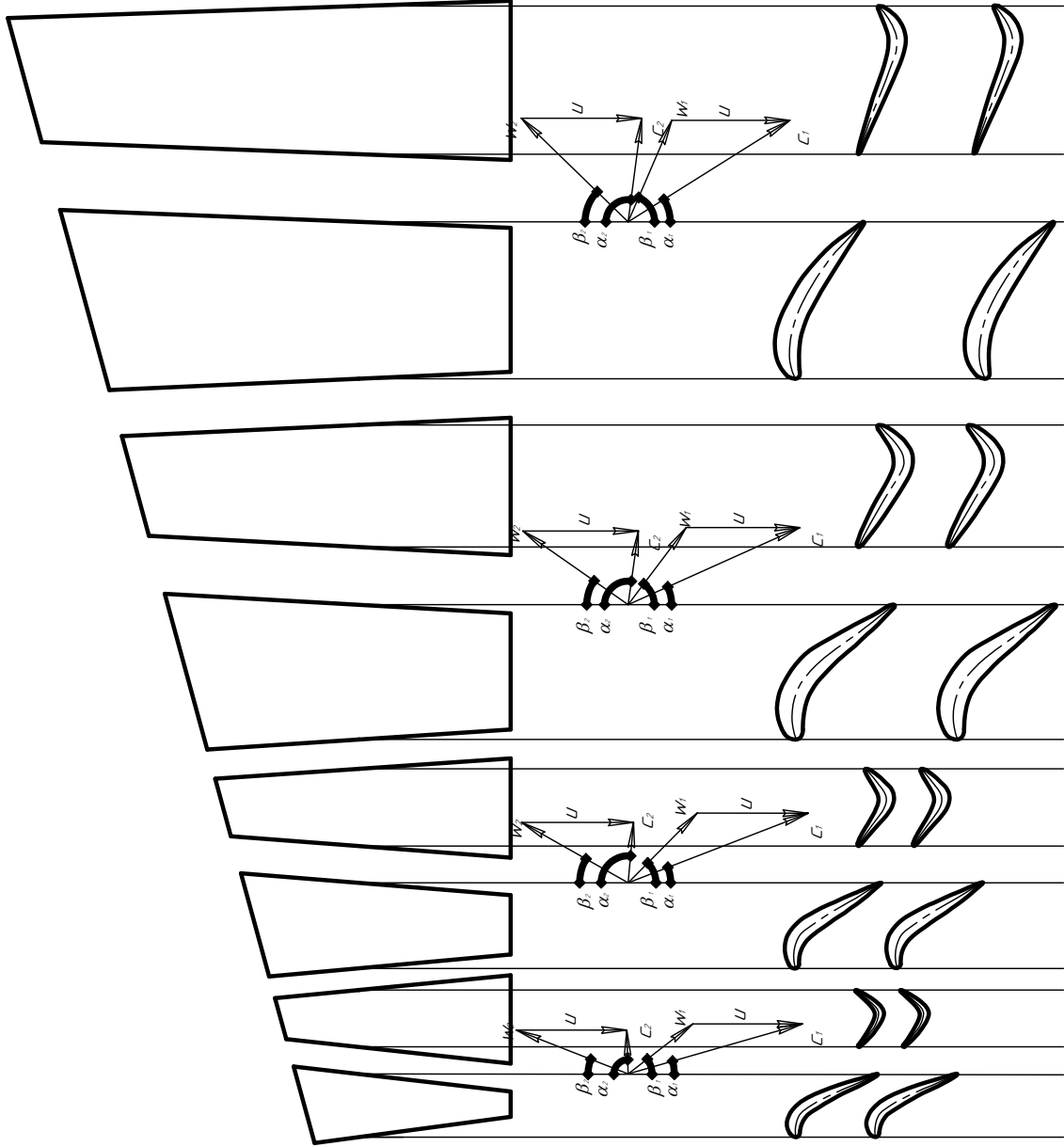


Рисунок 1.17 - Ескіз проточної частини ТГ

М-б. № подл.	Підп. у дата	Вам. М-б. №	М-б. № дудл.	Підп. у дата
--------------	--------------	-------------	--------------	--------------

[illegible]

2 Конструювання та конструктивні розрахунки

2.1 Конструкція двигуна

Газотурбінний двигун ГТД 110 виконаний однокаскадним із двухопорним ротором, з добором потужності з боку компресора.

Опис компресора

Компресор (рис.2.1) – осьовий, має 15 ступенів. У ньому передбачене керування кутом установки лопаток поворотного вхідного направляючого апарата за допомогою електропривода.

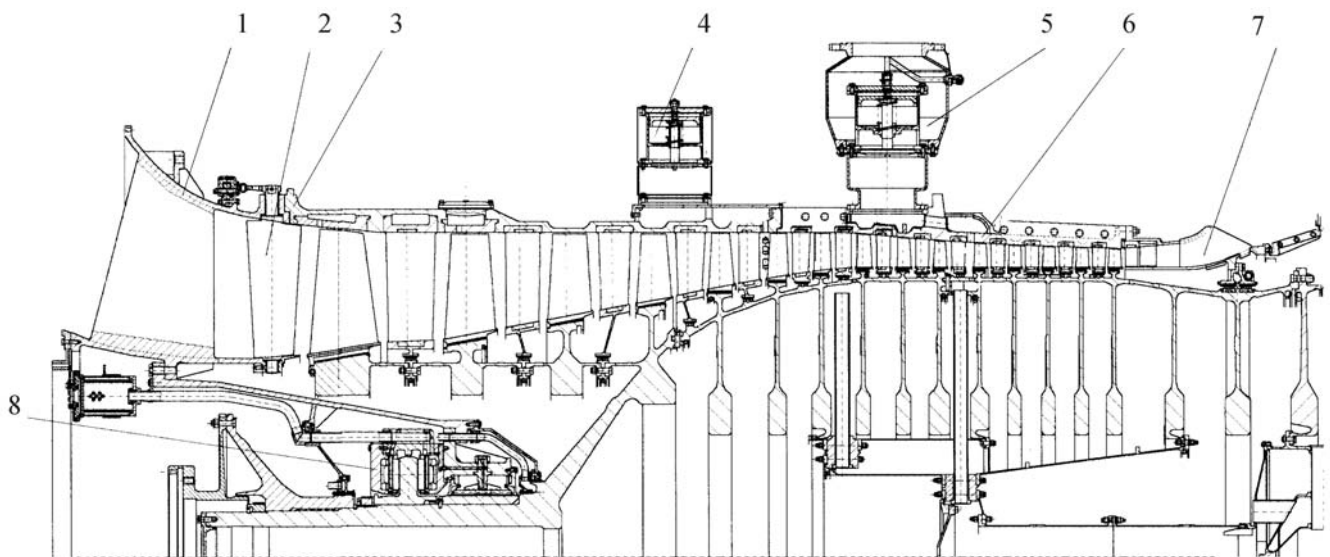


Рисунок 2.1 - Компресор двигуна ГТД 110:

1 – передній корпус; 2 – вхідний направляючий 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

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.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.10.02.ПЗ.

Арк.
48

Передня опора складається з двох підшипників ковзання – опорного і упорного. Опорний підшипник ковзання складається з корпусу і п'яти самоустановлювальних сегментів. Сегменти на поверхні, що стикається з передньою цапфою ротора, мають антифрикційний шар. З азотованою поверхнею корпусу 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 перекис завзятого гребеня. Змащення й охолодження деталей підшипника здійснюється струминною подачею олії з форсунок, установлених між колодками, і з отворів, що повідомляють масляні канали корпусу підшипника з його внутрішньою порожниною.

Корпус 1-5-го ступенів компресора 3 призначений для розміщення п'яти направляючих апаратів. Над робочими лопатками 1-го і 2-го ступенів організовані антизривні пристрої, виконані в корпусі компресора у виді кільцевих камер, у які повітря попадає через щілинні кільця.

Направляючі апарати виконані у виді зовнішнього і внутрішнього півкільця, 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 штифтовкой.

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-й ступенів 6 містить у собі направляючі апарати 6-14-го ступенів. По своїй конструкції і матеріалові корпус і направляючі апарати аналогічні корпусові компресора і напрямним апаратам 1-5-го ступенів.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк. 49
Інв. № дубл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк. 49
Взам. інв. №	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк. 49
Корпус 1-5-го ступенів компресора 3	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк. 49

Корпус 1-5-го ступенів компресора 3 призначений для розміщення п'яти направляючих апаратів. Над робочими лопатками 1-го і 2-го ступенів організовані антизривні пристрої, виконані в корпусі компресора у виді кільцевих камер, у які повітря попадає через щілинні кільця.

Направляючі апарати виконані у виді зовнішнього і внутрішнього півкільця, 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 штифтовкой.

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-й ступенів 6 містить у собі направляючі апарати 6-14-го ступенів. По своїй конструкції і матеріалові корпус і направляючі апарати аналогічні корпусові компресора і напрямним апаратам 1-5-го ступенів.

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 антиобledenілий клапан також виробляється добір повітря на антиобledenілу систему.

Ротор компресора – дисково-барабанної конструкції, складається з трьох на-чіпних дисків (1-3-і ступені), диска-цапфи 4-го ступеня, двох барабанів (5-10-й 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 організо-вані 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 двухпоясний розвантажувальний лабіринт. На цьому ж диску мається фланець для з'єднання ротора компресора з ротором турбіни за допомогою призонних болтів.

Опис камери згоряння

Камера згоряння (рис. 2.2) – протитокова, трубчасто-кільцевого типу, має двадцять жарових труб, що забезпечують роботу на двох видах палива – газоподіб-ному і рідкому.

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк. 50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.					

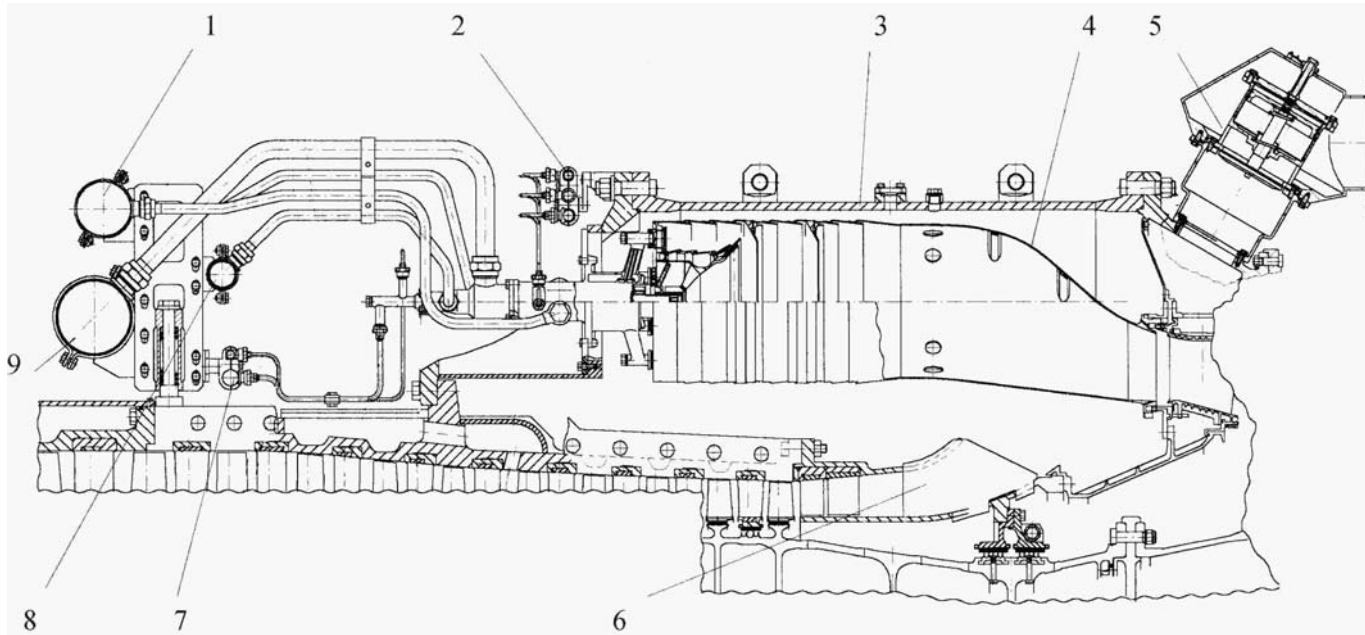


Рисунок 2.2 - Камера згоряння двигуна ГТД 110:

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 – колектора рідкого палива основної форсунки; 8 – газовий колектор дифузійної зони; 9 – газовий колектор гомогенної зони

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

Змішувач жарової труби виконаний у виді конфузорного (по газу) патрубка з конвективною і конвективно-загороджувальною системою охолодження. Роботу конвективною системою 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 корпусу двома фіксаторами.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
хрювач. Внутрішній ярус складається з лопаткового осерадіального завихрювача, що має 12 лопаток, з передкамерою. Зовнішній ярус складається з лопаткового осерадіального завихрювача, що також має 12 лопаток. Двох'ярусний завихрювач має 12 трубок підведення газоподібного палива. Змішувач жарової труби виконаний у виді конфузорного (по газу) патрубка з конвективною і конвективно-загороджувальною системою охолодження. Роботу конвективною 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 корпусу двома фіксаторами.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.10.02.ПЗ.				Арк. 51

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 маютья місця для установки запальників. Кожух складається з двох частин і має горизонтальне рознімання, що складається з фланцевого з'єднання і стяжної планки.

Опис турбіни

Турбіна двигуна (рис. 2.3) – 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.

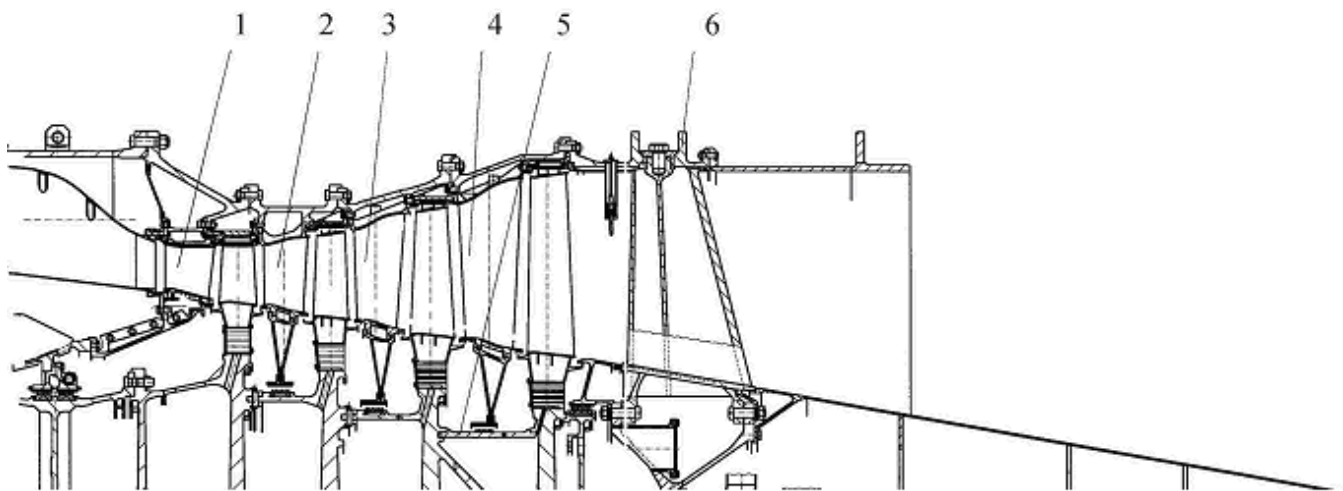


Рисунок 2.3 – Турбіна двигуна ГТД 110:

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 робітники 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, кондиційованим повітрям, відібраним за компресором.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					КР.142.6231м.10.02.ПЗ.				
					Арк. 52				

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 $C_{la} = \text{const}$, що відповідає рівномірному полю осьових швидкостей у зазорі між сопловими і робочими лопатками.

Характерною рисою даного виду закручення є те, що відношення U/C_l в будь-якому перерізі лопаток залишається оптимальним, коли воно обране найвигоднішим в одному перерізі, оскільки збільшення U/C_l зі зростанням радіусу відповідає підвищенню міри реактивності. Насправді при $C_{2ucp} = 0$ 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 α_1 геом і вхідний кут робочих лопаток β_1 геом., причому α_1 може зростати в 1,3...2 рази, а β_1 - у 4...6 разів. Кут β_2 геом. зменшується до периферії на кілька градусів. Розрахунок виконаний за методом, який описано в табл. 2.1 для трьох контрольних перерізів за вхідними даними:

$$D_{cp} = 1,796 \text{ м}; l_p = 0,07 \text{ м}; u_{2cp} = 395,9 \text{ м/с}; \alpha_{1cp} = 32,1^\circ; c_{1cp} = 628,3 \text{ м/с}; (u/c_1)_{cp} = 0,618, \\ \alpha_{2cp} = 97,44^\circ; c_{2cp} = 343,8 \text{ м/с}; \beta_{2cp} = 44,13^\circ; w_{2cp} = 489,6 \text{ м/с}; \varphi = 0,98; \psi = 0,97.$$

Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення робочої лопатки 4-го ступеня турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
1	2	3	4	5
1.Радіус перерізу r , м	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,863	0,898	0,933
2.Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,961	1	1,039
3.Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	380,5	395,9	411,3

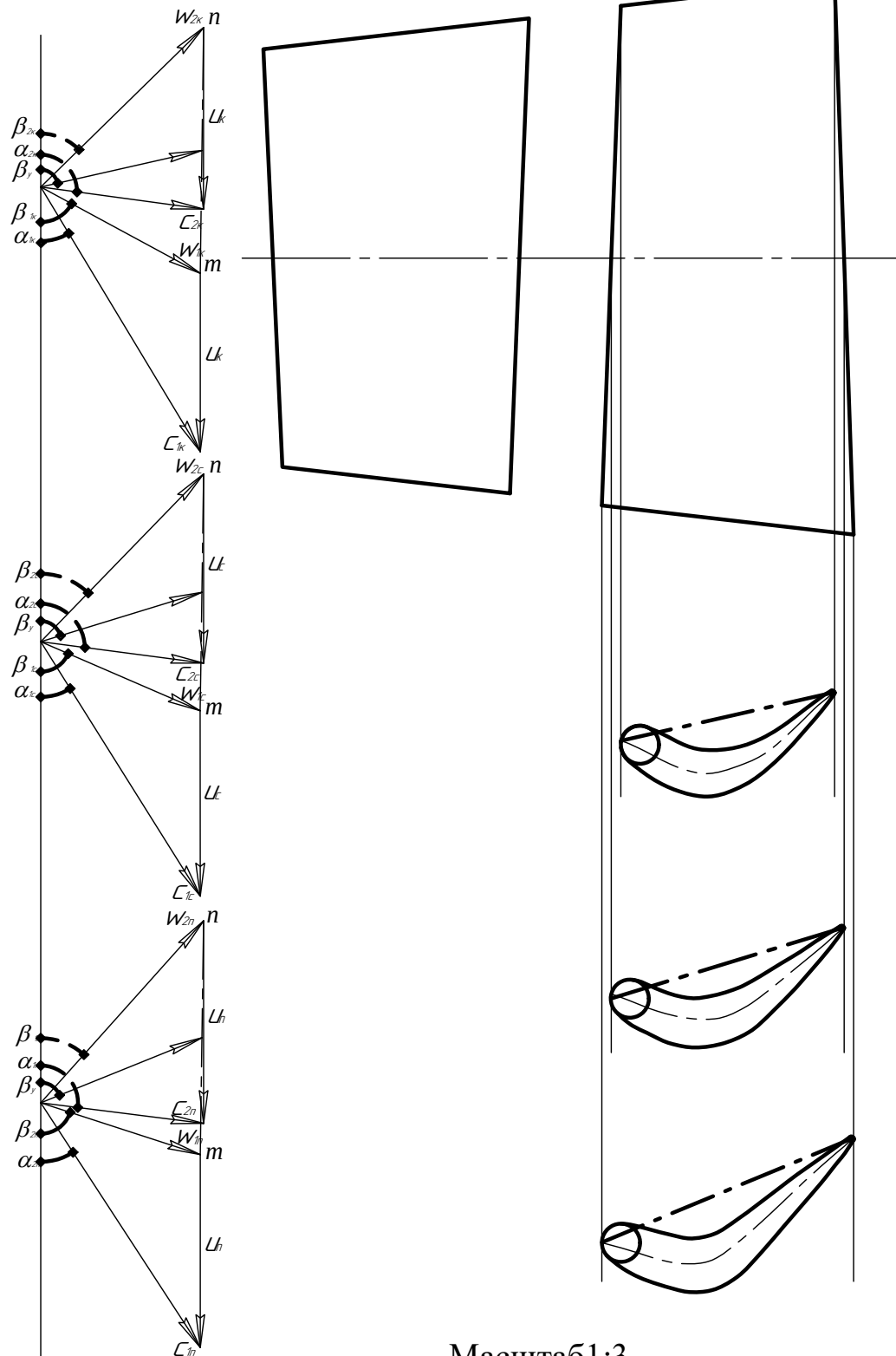
Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.					Арк. 54	
	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.					
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис		Дата

Продовж. табл. 2.1

1	2	3	4	5
4. Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, м/с$	$\frac{c_{1cp}}{r} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	646,7	628,3	611,5
5. Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, град$	$arctg(\bar{r} \cdot tg \alpha_{1\bar{n}\bar{\theta}})$	31,1	32,1	33,1
6. Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{\bar{n}_1}\right)_{\bar{n}\bar{\theta}} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\bar{n}\bar{\theta}}}}$	0,577	0,618	0,660
7. Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, град$	$arctg \frac{\bar{r} tg \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	61,6	66,62	72,0
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, м/с$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	379,6	363,7	351,1
9. Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, град$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	45,6	44,13	42,8
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, м/с$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	477,1	489,6	501,7
11. Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, град$	при $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $arctg(\bar{r} tg \alpha_{2cp})$	97,7	97,44	97,2
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем $c_2, м/с$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	343,8	343,8	343,8
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,183	0,23	0,258

За результатами розрахунку будуюмо трикутники швидкостей та профілю лопа-
тки (рис.2.4).

					КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Масштаб 1:3

Масштаб швидкостей 1мм:14м/с

Рисунок 2.4 - Ескіз закрутки робочої лопатки 4-го ступеня турбіни

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.10.02.ПЗ

Лист
56

2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки 4-го ступеня турбіни

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

При проектуванні профільної частини (пера) лопатки визначаються навантаження розтягнення, визвані відцентровими силами, навантаження вигину від газодинамічних навантажень й установлюється нахил вісі лопатки таким чином, щоб навантаження вигину, яке з'являється при відцентрованій розтягненні в полі відцентрових сил, врівноважували б газодинамічний вигін. Методика цих розрахунків, які завершуються визначенням запасу міцності, приведена нижче.

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

Таблиця 2.2 - Вихідні данні

Найменування параметру	Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу	G_r	170,725	кг/с
Швидкість виходу потоку із СА	c_1	646,7	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступеня	c_2	343,8	м/с
Кут виходу потоку із СА	α_1	31,1	град
Кут виходу потоку зі ступені	α_2	97,7	град
Температура потоку перед ступенем	T_0	1500	К
Температура потоку за ступенем	T_2	795,5	К
Тиск потоку за ступенем	P_2	0,1028	МПа
Кут встановлення профілю	β_y	69	град
Висота підйому середньої лінії профілю	h	0,11	м
Хорда профілю	b	0,0765	м
Найбільша товщина профілю	σ	0,125	м
Число лопаток	Z_p	81	-

1. Кут розходження осей:

$$\alpha = 90 - \beta_y = 21$$

2. Моменти опору кореневого перерізу:

$$W_{\eta A} = W_{\eta C} = -0,053 \frac{b \cdot \delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -127,74 \cdot 10^{-6}$$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк. 57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.					

$$W_{\eta^6} = 0,084 \cdot b \cdot \delta \cdot \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta}\right)^2}{1 + 0,46 \left(\frac{h}{\delta}\right)} = 1014,58 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\xi A} = -0,088 \cdot b^2 \cdot \delta = -64,37 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\xi C} = 0,066 \cdot b^2 \cdot \delta = 48,28 \cdot 10^{-6}$$

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

3. Визначення газодинамічного навантаження:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = 1264,23$$

$$P_A = \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{cp}}{z} \cdot l \cdot (P_1 - P_2) = 7832,53$$

$$P_{\xi} = P_A \cdot \sin \alpha + P_U \cdot \cos \alpha = 3987,19$$

$$P_{\eta} = P_A \cdot \cos \alpha - P_U \cdot \sin \alpha = 6859,24$$

4. Напряга від газодинамічних сил:

$$\sigma_{no}^r = \frac{P_{\eta} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\xi i}} + \frac{P_{\xi} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\eta i}}$$

Таблиця 2.3

Точки	A	B	C
$\frac{P_{\xi} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\eta i}}$	-130,06	16,37	-130,06
$\frac{P_{\eta} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\xi i}}$	-444,0	0	591,97
σ_{no}^r	-574,06	16,37	461,91

Максимальна напруга від газодинамічних сил у точці А.

5. Напряга від розтягнення відцентровими силами:

$$\sigma_{PO} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot (R_n - r_0) \cdot \frac{(m + \mu)}{m + 1} = 94,69 \text{ МПа}$$

6. Сумарні напруги:

$$\sigma_{\Sigma}^{MAX} = \sigma_{PO} + 0,2 \cdot \left| \sigma_{no}^r \right|^{MAX} = 209,5 \text{ МПа}$$

7. Границя тривалої міцності:

$$\sigma_{тр} = 480 \text{ МПа}$$

$$\tau = 25000 \text{ ч}$$

8. Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_{TP}}{\sigma_{\Sigma}^{MAX}} = 2,291$$

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

					КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Визначення запасу міцності диска 4-го ступеня турбіни

У цьому пункті робиться оцінка міцності диска по руйнуючим оборотам Задачею розрахунку є визначення коефіцієнта запасу міцності диска по руйнуючим оборотам. Для цього поздовжній переріз диска розбивається на ділянки в найбільш небезпечних переходах площі перерізу. Міцністний розрахунок ведеться без обліку отворів охолодження в полотнині диска.

На рис. 2.5 показаний профіль диска 4-го ступеня , що розраховується, і показані розрахункові перерізи.

Розрахунок запасу міцності диска змінної температури по руйнуючих оборотах зведений в табл. 2.4. Необхідні для розрахунку значення товщини диска h і радіусів r знімаються безпосередньо з рис.2.5.

Матеріал диска приймаємо ХН73 МБТЮ (ЭИ 698).

Початкові дані для розрахунку диска на міцність:

- густина матеріалу диска $\rho_d = 8300 \text{ кг/м}^3$;
- густина матеріалу лопаток $\rho_l = 7900 \text{ кг/м}^3$;
- частота обертання диска $n = 3000 \text{ об/хв}$;
- допустима температура лопатки в кореневому перетині $T_d = 1080 \text{ К (807 °С)}$;
- відцентрова сила, діюча в кореневому перетині лопаток $C_o = 164501,9\text{Н}$;
- число лопаток, закріплених на диску $z = 81$;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,267 \text{ м}$;
- зовнішній розрахунковий радіус диска, який проходить по впадинам пазів кріплення лопаток $r_a = 0,644 \text{ м}$;
- товщина поясу кріплення $h_{кр} = 0,086 \text{ м}$.

Визначаємо необхідні для розрахунку параметри:

1. Густина пояса кріплення,

$$\rho_{кр} = 0,5(\rho_l + \rho_d) = 8100 \text{ кг/м}^3$$

2. Осьовий момент інерції пояса кріплення:

$$I_{кр} = \left(\frac{r_0^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.					Арк.
										59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

3. Кутова швидкість обертання диска на робочому режимі

$$w = \frac{\pi \cdot n}{30} = 403.5 \text{ об/хв.}$$

4. Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2 \cdot \pi \cdot \rho_{кр} \cdot \varpi^2 \cdot I_{кр} = 9938320 \text{ Н.}$$

5. Сумарна відцентрова сила, яка діє на обід ротора від маси лопаток і елементів кріплення

$$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{кр} = 23262974 \text{ Н.}$$

6. Силовий комплекс

$$G_a \cdot h_a \cdot r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2 \cdot \pi} = 23262974 \text{ Н.}$$

7. Температура на зовнішньому радіусі диска

$$t_a = t_{\text{л}} - \Delta t = 807 - 100 = 707^{\circ} \text{C}$$

8. Температура на внутрішньому радіусі диска

$$t_i = (200 \dots 300)^{\circ} \text{C. Прийнято } t_i = 250^{\circ} \text{C.}$$

9. Температура в різних перерізах диска змінюється по закону

$$t = t_i + (t_a - t_i) \cdot \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2;$$

10. Границя міцності матеріалу диска (для ЭИ 698) змінюється по закону

$$\sigma_{\theta} = (1211,3 - 0,2986 \cdot t) \cdot 10^6, \text{ Па.}$$

11. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі

$$K_{\theta} = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_{\theta} \cdot h \cdot dr + \sigma_{\theta}^* \cdot h^* \cdot r^*}{\sigma_a \cdot r_a \cdot h_a + \rho \cdot w^2 \int_{r^*}^{r_a} r^2 \cdot h \cdot dr}}$$

За критерієм міцності, для задовільно працюючих дисків, запаси по руйнуючим оборотам складають

$$\kappa_{\theta} = \frac{n_p}{n} = 1,4 \dots 1,6.$$

Далі розрахунок ведеться в табличній формі – табл. 2.4.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк. 60
9. Температура в різних перерізах диска змінюється по закону $t = t_i + (t_a - t_i) \cdot \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2;$ 10. Границя міцності матеріалу диска (для ЭИ 698) змінюється по закону $\sigma_{\epsilon} = (1211,3 - 0,2986 \cdot t) \cdot 10^6, \text{Па.}$ 11. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі $K_{\epsilon} = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_{\epsilon} \cdot h \cdot dr + \sigma_{\epsilon}^* \cdot h^* \cdot r^*}{\sigma_a \cdot r_a \cdot h_a + \rho \cdot w^2 \int_{r^*}^{r_a} r^2 \cdot h \cdot dr}}$ За критерієм міцності, для задовільно працюючих дисків, запаси по руйнуючим оборотам складають $\kappa_{\epsilon} = \frac{n_p}{n} = 1,4 \dots 1,6.$ Далі розрахунок ведеться в табличній формі – табл. 2.4.											

КР.14.2.6231м.10.02.ПЗ

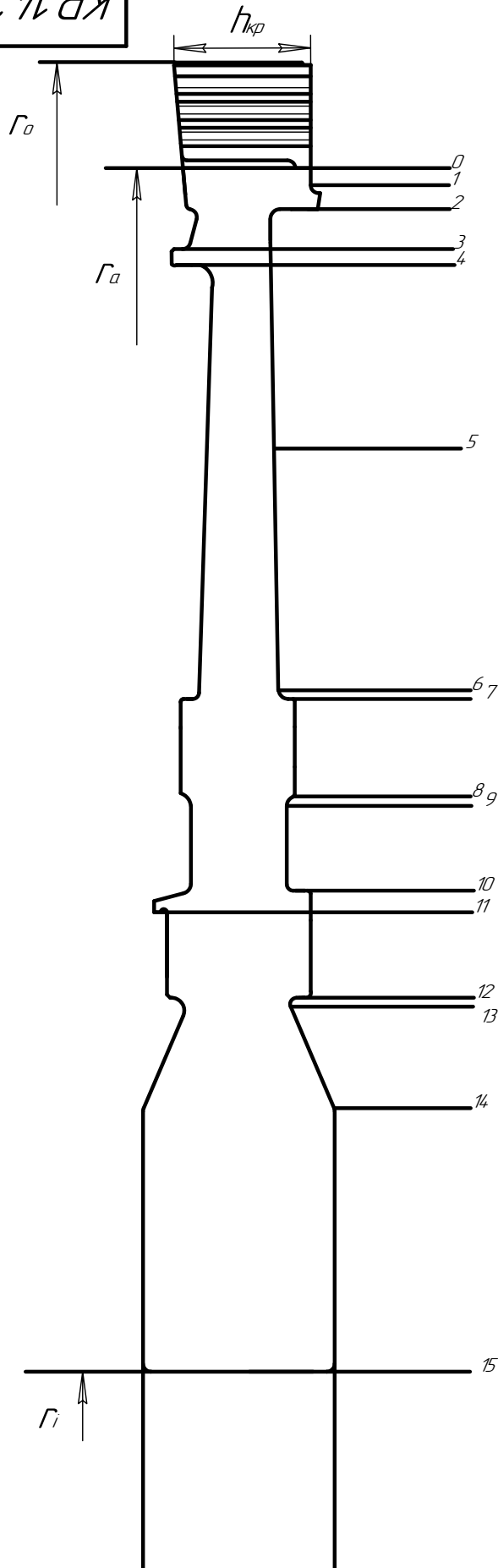


Рисунок 2.5 Профіль диску 4-го ступеня

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дѣл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КР.14.2.6231м.10.02.ПЗ	Лист
						61

Таблиця 2.4 - Розрахунок запасу міцності диску

Позначення	Розрахунковий переріз								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1.r, м	0,644	0,638	0,6931	0,618	0,613	0,556	0,48	0,478	0,448
2.h, м	0,08	0,079	0,08	0,055	0,044	0,042	0,05	0,064	0,069
3.t, °C	707	692,219 3	837,084 9	644,705 1	633,248 4	514,567 6	390,436 8	387,696 6	349,833 8
4. σ_{ϵ} , Па	1,00E+ 09	1,00E+ 09	9,62E+ 08	1,02E+ 09	1,02E+ 09	1,06E+ 09	1,09E+ 09	1,10E+ 09	1,11E+ 09
5. $\sigma_{\epsilon} h$, Па м	800311 84	793794 62	769237 15	560445 08	449861 29	444297 05	547457 79	701269 62	763857 35
6. $2(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н/м	800311 84	1,59E+ 08	1,56E+ 08	1,33E+ 08	1,01E+ 08	894158 34	991754 84	1,25E+ 08	1,47E+ 08
7. $(\Delta r/r)$, м	0,322	0,003	- 0,02755	0,03755	0,0025	0,0285	0,038	0,001	0,015
8. $(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н	257700 41	478231, 9	- 430615 3	499295 7	252576, 6	254835 1	376866 8	124872, 7	219769 0
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\epsilon} h dr$, Н	257700 41	262482 73	219421 21	269350 77	271876 54	297360 05	335046 74	336295 46	358272 37
10. r^2 , м ²	0,41473 6	0,40704 4	0,48038 8	0,38192 4	0,37576 9	0,30913 6	0,2304	0,22848 4	0,20070 4
11. $r^2 h$, м ³	0,03317 9	0,03215 6	0,03843 1	0,02100 6	0,01653 4	0,01298 4	0,01152	0,01462 3	0,01384 9
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	0,03317 9	0,06533 5	0,07058 7	0,05943 7	0,03754	0,02951 8	0,02450 4	0,02614 3	0,02847 2
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,01068 4	0,00019 6	- 0,00194	0,00223 2	9,38E- 05	0,00084 1	0,00093 1	2,61E- 05	0,00042 7
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	0,01068 4	0,01088	0,00893 5	0,01116 7	0,01126 1	0,01210 2	0,01303 3	0,01305 9	0,01348 6
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	137414 25	139935 31	114922 44	143628 91	144836 01	155656 31	167632 81	167969 06	173462 15
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	137414 25	139935 32	114922 45	143628 92	144836 02	155656 32	167632 81	167969 07	173462 16
17. $\sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	515400 82	506440 97	533158 27	346355 06	275764 97	247029 16	262779 74	335206 88	342208 09
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	773101 24	768923 70	752579 47	615705 83	547641 51	544389 21	597826 47	671502 34	700480 46
19. κ_{ϵ}^2	5,62606 3	5,49485 1	6,54858 5	4,28678 2	3,78111 4	3,49737 9	3,56628 6	3,99777 4	4,03823 2
20. κ_H	2,37193 2	2,34411	2,55902	2,07045 5	1,94450 9	1,87012 8	1,88846 1	1,99944 3	2,00953 5

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.10.02.ПЗ.

Арк.

62

Продовж. табл. 2.4

Позначення	Розрахунковий переріз						
	9	10	11	12	13	14	15
1. r , м	0,445	0,42	0,414	0,384	0,382	0,35	0,267
2. h , м	0,06	0,072	0,098	0,083	0,067	0,119	0
3. t , $^{\circ}\text{C}$	346,3816	319,9754	314,2656	289,3612	287,9169	268,4792	250,2733
4. σ_{ϵ} , Па	1,11E+09	1,12E+09	1,12E+09	1,13E+09	1,13E+09	1,13E+09	1,14E+09
5. $\sigma_{\epsilon} h$, Па м	66484228	80348784	1,10E+08	93383030	75410378	1,35E+08	0
6. $2(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н/м	1,43E+08	1,47E+08	1,90E+08	2,03E+08	1,69E+08	2,10E+08	1,35E+08
7. $(\Delta r / r)$, м	0,0015	0,0125	0,003	0,015	0,001	0,016	0,0415
8. $(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н	214304,9	1835413	569638,5	3043706	168793,4	3360622	5587084
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\epsilon} h dr$, Н	36041542	37876954	38446593	41490299	41659092	45019715	50606798
10. r^2 , м^2	0,198025	0,1764	0,171396	0,147456	0,145924	0,1225	0,071289
11. $r^2 h$, м^3	0,011882	0,012701	0,016797	0,012239	0,009777	0,014578	0
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	0,02573	0,024582	0,029498	0,029036	0,022016	0,024354	0,014578
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	3,86E-05	0,000307	8,85E-05	0,000436	2,20E-05	0,00039	0,000605
14. $\int r^2 h dr$, м^4	0,013525	0,013832	0,013921	0,014356	0,014378	0,014768	0,015373
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	17395857	17791084	17904905	18465097	18493414	18994615	19772732
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	17395857	17791084	17904905	18465097	18493415	18994615	19772733
17. $\sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	29585481	33746489	45345713	35859084	28806764	47119982	0
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	65627023	71623444	83792306	77349383	70465857	92139697	50606798
19. κ_{ϵ}^2	3,772566	4,025805	4,679852	4,188951	3,810322	4,850832	2,559424
20. κ_H	1,94231	2,006441	2,163297	2,046693	1,952005	2,202461	1,59982

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Арк.

КР.142.6231м.10.02.ПЗ.

63

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

4.2.5 Система охолодження ГТД

У двигуні передбачається повітряне охолодження соплових лопаток перших трьох ступенів, робочих лопаток перших двох ступенів, корпусів, дисків турбін, п'яти останніх дисків компресора і трьох силових дисків барабана між компресором і турбіною. Крім цього, у розвантажувальну порожнину турбіни і на підпір масляної порожнини опорного вінця компресора подається повітря через п'яту ступінь компресора.

Повітря на охолодження турбіни і компресора відбирається з порожнини камери згоряння (через компресор). Через п'яту, сьому, восьму, десятую ступінь компресора.

Для зниження температури повітря, що відбирається з порожнини камери згоряння, на охолодження диска і робочих лопаток першого ступеня, соплових лопаток другого ступеня в двигуні застосований повітроохолоджувач із системою зовнішніх труб. Крім цього, система зовнішніх труб передбачає підведення більш холодного повітря через восьму ступінь компресора на охолодження соплового апарата третього ступеня, підведення повітря через п'яту ступінь в розвантажувальну порожнину і на підпір масляної порожнини опорного вінця компресора.

Повітря на охолодження соплових лопаток і корпусних деталей першого соплового апарата відбирається з порожнини камери згоряння, і через 108 пазів у внутрішньому корпусі надходить у порожнину А під сопловими лопатками. Відкля повітря через внутрішні порожнини дефлекторів надходить на охолодження соплових лопаток і в порожнину Б над верхніми полками соплових лопаток. У порожнину Б також надходить невелика кількість повітря з порожнини камери згоряння через нещільність (4) у проміжному сегментному корпусі.

Сопловий апарат першого ступеня складається із сорока одиночних литих охолоджуваних лопаток. Лопатки двохопорні, фіксовані в окружному напрямку. Конструктивно соплова лопатка виконана однопорожнинною з одним дефлектором і розділово-розпірною пластиною і конвективно-плівковою системою охолодження. Менша частина охолоджуваного повітря, подаваного на охолодження соплової лопатки, з порожнини дефлектора через отвори в розділовій пластині надходить у

Інв. № подл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк. 64
	Взам. інв. №										
	Інв. № дубл.										
	Підпис і дата										
рата третього ступеня, підведення повітря через п'яту ступінь в розвантажувальну порожнину і на підпір масляної порожнини опорного вінця компресора. Повітря на охолодження соплових лопаток і корпусних деталей першого соплового апарата відбирається з порожнини камери згоряння, і через 108 пазів у внутрішньому корпусі надходить у порожнину А під сопловими лопатками. Відкіля повітря через внутрішні порожнини дефлекторів надходить на охолодження соплових лопаток і в порожнину Б над верхніми полками соплових лопаток. У порожнину Б також надходить невелика кількість повітря з порожнини камери згоряння через нещільність (4) у проміжному сегментному корпусі. Сопловий апарат першого ступеня складається із сорока одиночних литих охолоджуваних лопаток. Лопатки двохопорні, фіксовані в окружному напрямку. Конструктивно соплова лопатка виконана однопорожнинною з одним дефлектором і розділово-розпірною пластиною і конвективно-плівковою системою охолодження. Менша частина охолоджуваного повітря, подаваного на охолодження соплової лопатки, з порожнини дефлектора через отвори в розділовій пластині надходить у											

порожнину, що роздає, у вхідного краю лопатки. З цієї порожнини охолоджуване повітря після конвективного охолодження вхідної крайки через шість рядів отворів на вхідній крайці лопатки перетікає на зовнішню поверхню, утворюючи загороджувальне охолодження лопатки.

Велика частина повітря через отвори в дефлекторі з боку спинки і корита подається з порожнини дефлектора в охолодний тракт основної частини лопатки. Остудивши лопатку, повітря скидається в проточну частину турбіни через щілинні канали у вихідній крайці. Інше повітря через внутрішню порожнину дефлектора (3) перетікає в порожнину Б над сопловими лопатками.

Повітря з порожнин А и Б через отвори (5,6,7,8) діаметром 1.2 мм, розташованих у два ряди на верхніх і нижніх полках соплових лопаток, перетікає в проточну частину, утворюючи плівкове охолодження полиць соплових лопаток. Надлишки повітря в порожнинах А и Б по нещільностям у полках і стиках полиць з корпусом перетікають у проточну частину, охороняючи ці порожнини від надходження в них гарячого газу з проточної частини.

Крім цього, для плівкового охолодження передніх частин полиць соплових лопаток у жарових трубах виконані один верхній (9) і один нижній (10) ряди отворів діаметром 2.4 мм. У кожному ряді по 760 отворів. Повітря, перетікаючи з порожнини камери згоряння через ці отвори в проточну частину, утворить загороджувальне охолодження полиць соплових лопаток.

Повітря на охолодження робочих лопаток і диска першого ступеня корпусів і соплових лопаток другої ступеня відбирається з порожнини камер згоряння через 72 отвори (11) у діафрагмі діаметром 60мм і надходить у порожнину В. З порожнини В по чотирьох трубах 95х3 мм (12), а потім двом трубам 130х4 мм (13) надходить у повітроохолоджувач (14).

Після повітроохолоджувача повітря по чотирьох зовнішніх трубах (15) 63х1.8 мм і чотирьом місцевим кишенькам (16) і 28 отворам (17) діаметром 22 мм подається в порожнину, що роздає, Г. З порожнини Г невелика частина повітря через 120 пазів (18) надходить у кільцевий зазор Д., утворений проміжним корпусом і покривним кільцем. Проміжний корпус для інтенсивного охолодження має три

Підпис і дата		Крім цього, для плівкового охолодження передніх частин полиць соплових лопаток у жарових трубах виконані один верхній (9) і один нижній (10) ряди отворів діаметром 2.4 мм. У кожному ряді по 760 отворів. Повітря, перетікаючи з порожнини камери згоряння через ці отвори в проточну частину, утворить загороджувальне охолодження полиць соплових лопаток.					
Інв. № дубл.		Повітря на охолодження робочих лопаток і диска першого ступеня корпусів і соплових лопаток другої ступеня відбирається з порожнини камер згоряння через 72 отвори (11) у діафрагмі діаметром 60мм і надходить у порожнину В. З порожнини В по чотирьох трубах 95х3 мм (12), а потім двом трубам 130х4 мм (13) надходить у повітроохолоджувач (14).					
Взам. інв. №		Після повітроохолоджувача повітря по чотирьох зовнішніх трубах (15) 63х1.8 мм і чотирьом місцевим кишеньям (16) і 28 отворам (17) діаметром 22 мм подається в порожнину, що роздає, Г. З порожнини Г невелика частина повітря через 120 пазів (18) надходить у кільцевий зазор Д., утворений проміжним корпусом і покривним кільцем. Проміжний корпус для інтенсивного охолодження має три					
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.10.02.ПЗ.	Арк.
							65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

ділянки оребріння (19). Після охолодження проміжного корпусу повітря по 480 отворам (20) діаметром 4.5 мм, 180 отворам (21) діаметром 1.2 мм, 108 отворам (22) діаметром 1.5 мм і 216 отворам (23) діаметром 1.5 мм надходить на охолодження вставок над робочими лопатками першого ступеня елементів корпусу з боку першого і другого соплових апаратів.

Надлишки повітря в порожнинах над першим робочим колесом перетікають через нещільності в зачепах і секторних перерізах у проточну частину, додатково прохолоджуючи корпусні деталі й охороняючи ці порожнини від надходження гарячого газу з проточної частини.

Повітря після повітроохолоджувача з порожнини Г через 60 отворів (24) діаметром 10.5 мм надходить у порожнину Е над другим сопловим апаратом. Відкіль велика частина повітря надходить на охолодження соплових лопаток другого ступеня через відкритий верхній торець дефлектора. Остудивши лопатку, повітря через щілинні канали у вихідній крайці скидаються в проточну частину. Менша частина повітря через 48 отворів (25) діаметром 6.5 мм і 216 отворів (26) діаметром 6 мм надходить у порожнині Ж, З, розташовані над робочими лопатками. З порожнини Е над сопловими лопатками повітря по 384 отворам (27) діаметром 1.5 мм перетікає в проточну частину, утворюючи загороджувальне охолодження верхніх полиць соплових лопаток. Невелика кількість повітря з цієї порожнини Е також через отвори (28) надходить на охолодження бандажних полиць робочих лопаток другого ступеня.

Надлишки повітря в порожнинах Е, Ж, З перетікають по нещільностям кріплень соплових лопаток і вставок над робочими лопатками з корпусом у проточну частину, охороняючи ці порожнини від надходження в них гарячого газу з проточної частини.

Повітря на охолодження соплових лопаток третього ступеня і корпусів третьої і четвертого ступенів відбираються через восьму ступінь компресора і через чотири пази (29) 189x17 мм, чотири зовнішні труби (30) 53x1.8 мм, дросельні шайби (31) діаметром 36.5 мм подається в порожнину, що роздає, ІІ над третім сопловим апаратом. Основна частина повітря з порожнини ІІ через відкритий верхній

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.						Арк.
											66

торець дефлектора надходить на охолодження соплових лопаток третього ступеня. Литі соплові лопатки третього ступеня пакетної конструкції мають трубчастий дефлектор у вхідній крайки і «вихрове» оребріння на іншій частині лопатки. Остудивши соплові лопатки, повітря через отвори у вихідній крайці з боку корита перетікає в проточну частину.

Інша частина повітря через спеціально виконані отвори, пази і нещільності (32, 33, 34, 35, 36) з порожнини II послідовно перетікає в порожнині над робочими і сопловими лопатками третього і четвертого ступенів. Остудивши елементи корпусу, повітря перетікає в проточну частину через нещільності в стиках пакетів, кріплення соплових лопаток, уставок над робочими лопатками, проміжних кілець до силового корпусу, охороняючи ці порожнини від надходження гарячого газу. Крім цього з порожнини, що роздає, II повітря через 324 отвори (37) діаметром 1.4 мм подається на охолодження бандажних полиць робочих лопаток третього ступеня.

На охолодження диска і робочих лопаток першого ступеня повітря відбирається з повітроохолоджувача (14) і по двох зовнішніх трубах (38) 95x3 мм, дросельним шайбам (39) діаметром 52.1 мм, двом внутрішнім трубах (40) 95x3 мм в опорному вінці, одній центральній трубці (41) з внутрішнім діаметром 180 мм, шести радіальним патрубкам (42) діаметром 76 мм надходить у порожнину перед диском першого ступеня. Відкіль повітря по 82 радіальних отворах (43) в ободу диска надходить у порожнину К під хвостовиком робочих лопаток. Основна частина повітря з порожнини К по каналах у хвостовиках і подовжених ніжках лопаток надходить на охолодження робочих лопаток. Остудивши робочі лопатки, повітря через канали у вихідних крайках впливає в проточну частину. Невелика кількість повітря через 164 отвори діаметром 3мм і 5 мм у денцях робочих лопаток перетікають у радіальний зазор.

Інша частина повітря через передні нещільності між западинами диска і хвостовиками лопаток і спеціально виконані 82 отвору (44) діаметром 5 мм у передніх торцях хвостовиків лопаток надходить у зазор між передньою ущільнювальною стрічкою і хвостовиками лопаток і виступами диска. З цього зазору повітря перетікає через нещільності передніх і задньої ущільнювальних стрічок, по монтажних

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.			Арк.
								67

зазорах замкового з'єднання, зазорами між виступами диска і проміжних полків робочих лопаток і спеціально виконаним 164 отворам (45) діаметром 1.3 мм перетікає в периферійні порожнини перед і за диском першого ступеня. Крім цього в периферійну порожнину перед диском першого ступеня надходить повітря через п'ятнадцяту ступінь робочих лопаток компресора через кільцевий зазор (46) і подвійний лабіринт (47). Відкіля велика частина повітря через вікна в передніх (48) і задніх (49) стінках подовжених ніжок перетікає в периферійну порожнину за диском першого ступеня. Менша частина повітря через периферійний перехід скидається в проточну частину. З периферійної порожнини за диском першого ступеня повітря через 144 отвори (50) діаметром 12 мм у діафрагмі і 336 отворів (51) діаметром 1.7 мм у нижніх полках соплових лопаток другого ступеня перетікає в проточну частину, утворюючи плівкове охолодження полиць. Інше повітря через нещільності в діафрагмі і лабіринтове ущільнення (52) перетікає в периферійну порожнину перед диском другого ступеня.

На охолодження диска і робочих лопаток другого ступеня повітря відбирається через десяту ступінь компресора і через 120 отворів (53) діаметром 12.5 мм, 16 радіальних трубок (54) діаметром 40 мм, центральну трубу (55) діаметром 200 мм, кільцеві зазори (56, 57, 58) між екранами і диском другого ступеня надходить у порожнину перед диском другого ступеня. Відкіля повітря по 78 отворам (59) діаметром 16 мм в ободу диска надходить у порожнину Л під ніжками робочих лопаток другого ступеня.

На відміну від першого ступеня замкове з'єднання ущільнюється секторною стрічкою тільки з вхідної сторони. А вихідна сторона ущільнюється за рахунок невеликих зазорів між хвостовиками лопаток і западинами диска, виступами диска і проміжних полків лопаток. Крім цього, хвостовики лопаток із вхідної сторони диска не мають ущільнювальних буртів.

З порожнини Л під ніжками робочих лопаток основна частина повітря через канали в хвостовиках і подовжених ніжках лопаток надходить на охолодження робочих лопаток другого ступеня. Остудивши лопатки, повітря через щілини у вихідних крайках лопаток скидається в проточну частину. Невелика кількість повітря

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.					

після охолодження робочих лопаток через 234 отвори діаметром 2 мм і 3 мм перетікає на охолодження бандажних полиць робочих лопаток. Інше повітря з порожнини Л надходить у зазор, що роздає, утвореною ущільнювальною секторною стрічкою, ніжками лопаток і виступами диска. У цей зазор так само додатково надходить повітря через 78 отворів діаметром 5 мм у передніх торцях ніжок лопаток. З зазору, що роздає, повітря по нещільностям у замкових з'єднаннях, ущільнювальній стрічці і проміжних полицях лопаток перетікає в порожнині перед і за диском другого ступеня. З порожнини перед диском другого ступеня це повітря, змішуючи з повітрям, що надійшло після охолодження диска першого ступеня, через вікна (60) 15x5 мм надходить на охолодження подовжених ніжок лопаток. А потім через нещільності перетікає в порожнину за диском другого ступеня й у проточну частину. З периферійної порожнини за диском другого ступеня повітря через отвори (61) у передній стінці, нещільності в задній стінці діафрагми і лабіринтове ущільнення (62) надходить у периферійну порожнину перед диском третього ступеня.

На охолодження дисків і діафрагм третього і четвертого ступенів повітря відбирається через сьому ступінь компресора через 100 отворів (63) діаметром 16 мм. Потім по двадцятьох радіальних трубках (64) діаметром 40 мм, кільцевому зазорі (65) повітря надходить на охолодження п'яти останніх ступенів компресора. Остудивши диски компресора, повітря через 24 отвори (66) діаметром 45 мм надходить у порожнину під силові диски барабана компресора. Відкіль через чотири пістони (67) діаметром 71 мм і кільцеві зазори (68, 69) надходить у порожнину М перед диском третього ступеня. З цієї порожнини М велика частина повітря через 18 отворів (70) діаметром 10 мм у цапфі і 74 отвору (71) діаметром 14 мм в ободу диска третього ступеня подається на охолодження периферійної частини диска і діафрагми третього ступеня. Менша частина повітря з порожнини М перетікає по 12 фрезеруванням (72) 42x5.2 мм у центральну порожнину Н на охолодження диска і діафрагми четвертого ступеня.

Аналогічно другого ступеня повітря з порожнин під ніжками лопаток надходить у зазор між ущільнювальною стрічкою і диском. Остудивши замкове з'єднання, повітря по нещільностям перетікає в периферійні порожнини перед і за диском

Інв. № подл.	Підпис і дата				Арк. 69
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
Підпис і дата					Арк. 69
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.

третього ступеня. З порожнини перед диском третього ступеня повітря, змішуючи з повітрям, що перетікає в цю порожнину через лабіринтове ущільнення (62) і отвір (70) через 74 вікна (73) 16x3 мм надходить на охолодження подовжених ніжок робочих лопаток третього ступеня. З периферійної порожнини за диском третього ступеня частина повітря через 96 отворів (74) діаметром 12 мм у передній стінці діафрагми четвертого ступеня, лабіринтове ущільнення (75) і нещільності перетікає в периферійну порожнину О перед диском четвертого ступеня. Надлишки повітря з порожнини за диском третього ступеня через перекриття (76) і нещільності в нижніх полках соплових лопаток скидаються в проточну частину.

У порожнину Н, крім повітря через сьому ступінь компресора, підтікає через лабіринтове ущільнення (77), отвір (78), кільцевий зазор (79) невелика кількість більш холодного повітря. Змішуючи з повітрям через сьому ступінь і знижуючи його температуру, повітря через 36 отворів (80) діаметром 30 мм у цапфі перетікає в середню порожнину П. Відкіля частина повітря через 12 отворів (81) діаметром 8.5 мм надходить у порожнину О перед диском четвертого ступеня. Остудивши замкове з'єднання, повітря через нещільності перетікає в периферійні порожнини перед (О) і за (Р) диском четвертого ступеня. З порожнини О повітря, змішуючись з повітрям, що поступає через лабіринтове ущільнення (75) і отвору (81) подається на охолодження подовжених ніжок робочих лопаток четвертого ступеня через 72 вікна (82) 16x5 мм.

На розвантаження осьових зусиль, охолодження диска четвертого ступеня і підпір масляної порожнини опорного вінця турбіни повітря відбирається через п'яту ступінь компресора. Через 56 пазів (83) 40x20, розташованих над спрямляючим апаратом п'ятого ступеня, і через 56 пазів (84) 77x26, розташованих за п'ятим ступенем повітря надходить у колектор (85). Потім по зовнішній трубі (86) і внутрішній трубі (87) розміром 76x2.5 повітря підводиться в розвантажувальну порожнину за диском четвертого ступеня. Для регулювання тиску в розвантажувальній порожнині, отже й осьовому зусиллі між зовнішньою внутрішньою трубою встановлена дросельна шайба (88) діаметром 26,2 мм. З порожнини С повітря після охолодження роторних і статорних деталей через лабіринтове ущільнення (89) надходить на

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.												
<table border="1"> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table> КР.142.6231м.10.02.ПЗ. <table border="1"> <tr> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td>70</td> </tr> </table>					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						Арк.	70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата												
Арк.																
70																

підпір масляної порожнини і підбурення. Надлишки повітря з порожнини С, прохолоджуючи деталі, через верхнє лабіринтове ущільнення (90) перетікає в периферійну порожнину Р за диском четвертого ступеня. Змішуючи з повітрям, що перетікає в цю порожнину після охолодження диска четвертого ступеня, скидається в проточну частину за турбіною через задній перехід (91).

Підпір масляної порожнини опорного вінця турбіни з боку газовихлопу забезпечується повітрям, що відбирається через компресор, після повітроохолоджувача, що через зовнішні і внутрішні труби подається в порожнину Ю за опорним вінцем турбіни і йде на охолодження диска, замкових з'єднань і робочих лопаток першого ступеня. Підпір масляної порожнини з боку турбіни забезпечується повітрям через п'яту ступінь компресора, що надходить у розвантажувальну порожнину С за диском четвертого ступеня.

Повітря з порожнини Ю через лабіринтове ущільнення (92) надходить у міжлабіринтну порожнину Т. У цю порожнину також надходить невелика кількість повітря через ущільнювальне кільце (93) і десять розвантажувальних отворів (94) діаметром 10 мм. Велика частина повітря з цієї порожнини перетікає через 14 отворів (95) діаметром 8 мм і кільцевий зазор між екранами (96) на охолодження диска і замкового з'єднання четвертого ступеня. Це дозволяє знизити тиск у порожнині Т на $5.5 - 6 \text{ кг/см}^2$ і є основним стравлюванням. Інше повітря з порожнини Т через лабіринтове ущільнення перетікає в міжлабіринтну порожнину У, що через отвори (97) діаметром 8 мм, кільцевий зазор між кожухами (98) і отвору в цапфі ротора (99) вільно повідомляється з порожниною Ш.

З порожнини У повітря по лабіринтовому ущільненню перетікає в порожнину Ф, що через 10 пазів (100), кільцевий зазор між кожухами (101) і вісім отворів у цапфі (102) гідравлічно вільно зв'язана з міжлабіринтною порожниною Х. Прокідні площі отворів (97), пазів (100), кільцевих зазорів (98, 101) і отворів (99, 102) у цапфі ротора підібрані так, що при будь-яких перетічках повітря по сполучному тракті дозволяє тримати попарно близькі тиски в сполучених порожнинах У и Ш і порожнинах Ф и Х.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.					71

Для забезпечення необхідних надлишкових тисків $\Delta P=0.1-0.15 \text{ кг/см}^2$ перед лабіринтовими ущільненнями масляної порожнини Ф(103,104) з порожнини Х, а отже з порожнини Ф, тому що вони сполучуються, передбачене зтавлення повітря в атмосферу через десять отворів (105), трубу підбурення (106) і дросельну шайбу (107). З порожнини Ш, а отже і зі сполученої порожнини У, також передбачене зтавлення повітря в атмосферу через 20 отворів (108) діаметром 10 мм. Кільцевий зазор (109), вісім отворів (110) діаметром 13 мм, трубу зтавлення (111) і дросельну шайбу (112).

Дросельні шайби підбираються з таким розрахунком, щоб перепад тиску на лабіринтових ущільненнях (103,104) складав $\Delta P=0.1-0.15 \text{ кг/см}^2$. Дросельні шайби встановлюються на виході труб зтавлення з корпуса опорного вінця турбіни.

Підпір масляної порожнини опорного вінця компресора забезпечується повітрям, що відбирається через п'яту ступінь компресора. Повітря через п'яту ступінь відбирається через два фланці (113) внутрішнім діаметром 29 мм, установлених на колекторі клапанів зтавлення. Потім повітря через дві дросельні шайби (114) діаметром 15 мм, дві зовнішні (115) і дві внутрішні (116) труби 32x1.8 підводиться до трійників (117).

Частина цього повітря через двох труб (118) 22x1.2 мм і 45 отворів (119) у лабіринтовій кришці діаметром 5 мм проводиться в передню міжлабіринтну порожнину. Відкіля повітря через лабіринтне ущільнення (120) передається в атмосферу, а через лабіринтове ущільнення (121) у масляну порожнину.

Інша частина повітря по двох трубах (122) 22x1.2 надходить у задню міжлабіринтну порожнину. Відкіля через лабіринтні ущільнення (123 і 124) повітря перетікає в проточну частину компресора, перед першим ступенем, і в масляну порожнину.

Дросельні шайби підбираються таких розмірів, щоб забезпечити в міжлабіринтних порожнинах надлишковий тиск $\Delta P=0.1-0.15 \text{ кг/см}^2$.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.02.ПЗ.					Арк.
										72

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата										
										КР.142.6231м.10.03.ПЗ				
Зм.		Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці			Літ.		Арк.	Аркушів		
Студент.		Лічман Д.О.			73				82					
Керівник		Козловський А.В.												
Консульт.														
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.												
									НУК					

3. Охорона праці

Вступ

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, зберігання здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Основна задача охорони праці – звести до мінімуму можливість ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Охорона праці включає в себе виробничу санітарію, техніку безпеки, пожежну та вибухову безпеку, законодавство про охорону праці.

Виробнича санітарія – це система організаційних та технічних заходів, які запобігають або зменшують вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів.

Техніка безпеки – це система організаційних та технічних заходів, які запобігають впливу на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Пожежна та вибухова безпека – це система організаційних і технічних засобів, які направлені на профілактику та ліквідацію пожеж та вибухів, обмеження їх наслідків.

Законодавство про охорону праці – це частина трудового законодавства.

Значення охорони праці давно вийшло за рамки соціальної сфери. Вона починає значно впливати на економічні показники підприємства, що в умовах ринку значно важливо. Погані умови труда – це причина зниження працездатності і підвищення втомлюваності людини, зріст браку, що значно знижує економічні показники підприємства.

3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в приміщенні електростанції

Небезпечний виробничий фактор – це фактор, вплив якого на працюючого, в певних умовах, призводить до травми або до іншого різкого погіршення здоров'я.

Шкідливий виробничий фактор – це фактор, вплив, якого на працюючого, в певних умовах, призводить до захворювань або до зниження працездатності.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.03.ПЗ	Арк. 74

В приміщенні електростанції мають місце наступні небезпечні і шкідливі виробничі фактори (ГОСТ 12.0.003-74):

- підвищена температура поверхні обладнання;
- підвищений рівень шуму;
- підвищений рівень вібрації;
- небезпека враження електричним струмом;
- підвищена вибухова небезпека;
- вміст в повітрі робочої зони газу.

В газотурбінному двигуні, як і в будь-якому тепловому двигуні, не все тепло, що підводиться, перетворюється в корисну роботу, частина відводиться з циклу у вигляді втрат, (5 - 6)% котрих складають втрати від випромінювання корпусу і трубопроводів газотурбінної установки.

В приміщеннях електростанції оптимальними мікрокліматичними умовами є:

- температура повітря в холодну пору року (20...30)⁰С, в теплий період (22...25)⁰С;
- оптимальна вологість повітря (60 – 40)%;
- швидкість руху повітря (0,2...0,5) м/с.

Також важливим недоліком газотурбінної установки є виробничий шум. При роботі установки виникає шум з частотою понад 2000 Гц та рівня звукового тиску понад 140 дБ. Основними джерелами шуму в газотурбінному агрегаті є: вхідний тракт осьового компресора, вихідний тракт турбіни, корпус газотурбінної установки і камери згорання, нагнітач з патрубками, теплообмінні апарати газотурбінного агрегату, насоси, вентилятори, трубопроводи, рама-маслобак. В табл. 3.1 приведені допустимі рівні шуму на робочому місці (ГОСТ 12.1.003-83).

Таблиця 3.1 - Допустимі рівні шуму на робочому місці

Тип приміщення	Частота октавних полос, Гц								Рівень шуму
	63	125	250	500	1000	2000	4000	5000	
Робоча зона	Рівень звукового тиску, дБ								85
	99	92	86	83	80	78	76	74	

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
					КР.142.6231м.10.03.ПЗ					75
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

В процесі роботи газотурбінної установки виникає вібрація, головною причиною якої є неврівноважений силовий вплив. При роботі газотурбінного двигуна всі його деталі і вузли здійснюють резонансні і вимушені коливання механічного та аеродинамічного характеру. Вібрація виникає при роботі ротора, передач приводних механізмів та підшипників. Ця вібрація передається крізь корпус газотурбінного двигуна на раму. Вібрація, яка виникає, негативно впливає на навколишнє середовище і людину.

Згідно ГОСТ 12.1.012 – 90 параметрами для нормування при оцінюванні вібрації є середньоквадратичні значення швидкості та їх логарифмічні рівні в октавних полосах середньо геометричних частот. Норми обмеження загальної вібрації приведені в табл. 3.2

Таблиця 3.2 - Норми обмеження загальної вібрації

Тип приміщення	Середньоквадратичне значення віброшвидкості, м/с					
	1,3	0,45	0,22	0,2	0,2	0,2
	Октавні полоси середньологарифмічних частот, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
	Логарифмічні рівні швидкості, дБ					
	108	99	93	92	92	92

В зв'язку з використанням різноманітного електричного обладнання при роботі газотурбінного двигуна виникає небезпека ураження обслуговуючого персоналу електричним струмом. Тому необхідно передбачити, щоб обладнання було заземлене, а також видати працюючим засоби індивідуального захисту від ураження електричним струмом (діелектричні рукавиці, резинові килимки).

Під час роботи газотурбінного агрегату спостерігаються високі тиски палива, масла та повітря, в зв'язку з чим існує небезпека руйнування апаратів, що знаходяться під тиском.

Специфікою роботи електростанції є те, що робочим тілом служить природний газ. Цей газ не має ні кольору ні запаху, тому важко встановити його наявність в приміщенні електростанції. Для виявлення газу, а також теплоносіїв, в газопровідні комунікації вводять сильнопахнучі речовини – адоранти. Гранично допустима концентрація газів в приміщенні електростанції не повинна перевищувати 0,05 мг/м³ (ГОСТ 12.1.005- 88).

Ив. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 76
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
	КР.142.6231м.10.03.ПЗ					

3.2 Система пожежегасіння

Причини виникнення пожеж в приміщенні електростанції:

- несправність газоходів вихлопних колекторів;
- порушення правил збереження палива та масла;
- витоки палива та масла;
- несправність електропроводки і електрообладнання (коротке замикання,

пере навантаження та великі перехідні опори);

- недотримання графіка планового ремонту, знос і корозія обладнання;
- несправність запірної арматури і відсутність заглушок на апаратах та

трубопроводах, що ремонтуються або законсервовані.

Для попередження пожеж в машинному відділенні електростанції передбачені наступні заходи:

- організаційні - передбачають правильну експлуатацію обладнання, протипожежний інструктаж працюючих;

- технічні – це дотримання протипожежних правил та норм при устрою електропроводів та обладнання, опалення, вентиляції, освітлення, правильне розміщення обладнання; забезпечення надійного захисту електропроводки ізоляцією; легко запальні матеріали вкриваються вогнетривкою фарбою;

- режимного характеру – це заборона паління і відкритого вогню в машинному відділенні, в місцях, які для цього непризначені, здійснення зварювальних робіт в пожежонебезпечних приміщеннях;

- експлуатаційні – це своєчасні профілактичні огляди та ремонти обладнання.

Приміщення машинного відділення електростанції повинно бути оснащено протипожежною сигналізацією, системою пожежегасіння, а також вуглекислотними та пінними вогнегасниками і пожежним щитом. Для гасіння пожежі використовується вуглекислотна система пожежегасіння (рис.3.1).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.03.ПЗ	Арк.
						77

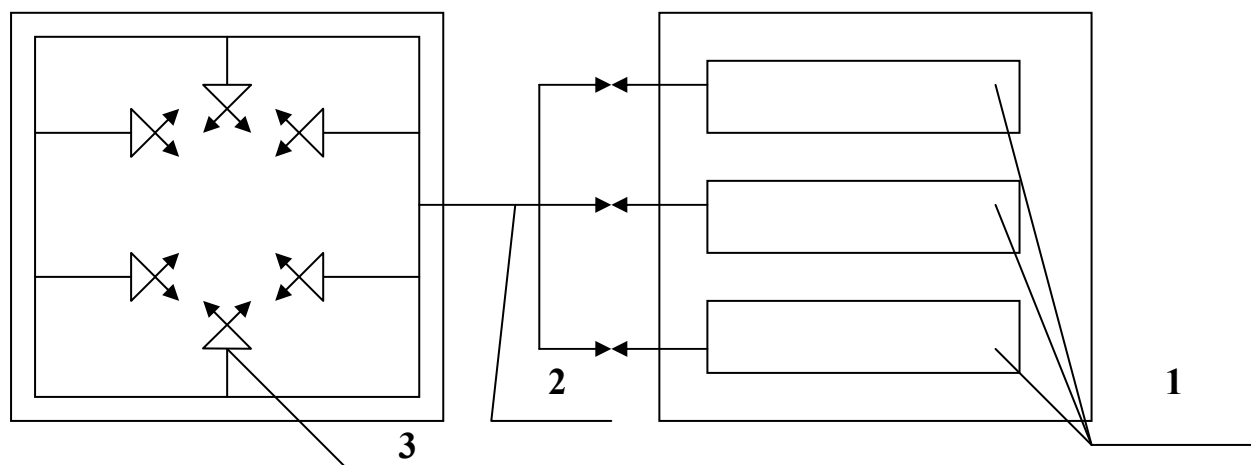


Рисунок 3.1 - Система вуглекислотного пожежогасіння
1-балони; 2-трубопровід; 3-сопла

Вуглекислий газ потрапляє по трубопроводах в бокс, зменшуючи вміст кисню в повітряному середовищі і таким чином перешкоджає реакції горіння.

Ця схема призначена для гасіння пожеж в закритих приміщеннях. Перед впуском вуглекислого газу подається попереджувальний сигнал.

Трубопроводи системи зроблені з сталевих труб з антикорозійним покриттям. Газ знаходиться в рідкому стані з тиском 12,5 МПа. Балони з'єднано в батарею і розміщено в окремо відведеному приміщенні – станції вуглекислотного пожежогасіння.

3.3 Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

Приміщення електростанції відноситься до категорії Б (вибухонебезпечні, в котрих використовуються гази, нижня границя запалення котрих вище 10% за умо-
ви, що газ може утворювати вибухонебезпечну суміш в об'ємі, який перевищує 5%
об'єму приміщення) і має III ступінь вогнестійкості.

Мета цього розрахунку – визначення необхідної кількості вуглекислого газу, внутрішніх діаметрів і товщини стінок трубопроводів, перевірка і визначення часу випуску вуглекислого газу по прийнятим трубопроводам. Розрахунок ведеться за методикою.

1. Визначається маса вуглекислого газу CO_2 :

$$G_p = 1,79V \cdot \varphi \text{ [кГ]}$$

де V – об'єм захищеного приміщення;

φ - коефіцієнт, що визначає ступінь заповнення приміщення (для ції $\varphi = 0,35$).

2. Кількість балонів:

$$n = G_P / G_{\delta} ;$$

де $G_6=25$ кг – маса вуглекислого газу в одному балоні.

3. Внутрішній діаметр магістралі трубопроводів захищаючих приміщень:

$$d_2 = d_0 \sqrt{n_2} \quad [\text{M}];$$

де n_2 - розрахункова кількість одночасно випускаючих балонів;

$$d_0=0,01 \text{ м.}$$

4. Діаметр розширювального трубопроводу в захищаючих приміщеннях:

$$d^2_h > d_2^2 + d_3^2 \text{ [M]};$$

де $d_3=0,908$ м – еквівалентний діаметр;

5. Кількість сопел:

$$n_3 \leq 0,85 \cdot d_6^2 / d_s ;$$

де d_B – внутрішній діаметр розподільного трубопроводу;

$d_s=0,012$ м – умовний діаметр отвору сопла.

6. Час випуску вуглекислого газу по прийнятим трубопроводам:

$$T = 0,85 \cdot t \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{d_0^2}{d_s^2} \text{ [c];}$$

де $t=40$ с – час спорожнювання одного балону.

7. Перевірочний розрахунок товщини стінок:

Товщина стінки повинна бути не менш:

$$S=S_0+b+c;$$

де $S_0 = d \cdot P / (2G \cdot \varphi + P)$ - розрахункова товщина стінки;

$G=10,5$ МПа – допустиме напруження;

$$b = \frac{1}{25} \cdot \frac{d}{R} S_0 - \text{коефіцієнт, враховуючий зміну товщини труб при}$$

згинанні; $c=0,3$ мм (прийнято) – припуск на корозію.

Розрахунки зведено до таблиці 3.3

Підпис і дата					
Інв. № дубл.					де d_B – внутрішній діаметр розподільного трубопроводу; $d_s=0,012$ м – умовний діаметр отвору сопла. 6. Час випуску вуглекислого газу по прийнятим трубопроводам: $T = 0,85 \cdot t \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{d_0^2}{d_s^2} \text{ [с];}$ де $t=40$ с – час спорожнювання одного балону. 7. Перевірочний розрахунок товщини стінок: Товщина стінки повинна бути не менш: $S=S_0+b+c;$ де $S_0 = d \cdot P / (2G \cdot \varphi + P)$ - розрахункова товщина стінки; $G=10,5$ МПа – допустиме напруження; $b = \frac{1}{25} \cdot \frac{d}{R} S_0$ - коефіцієнт, враховуючий зміну товщини труб при згинанні; $c=0,3$ мм (прийнято) – припуск на корозію. Розрахунки зведено до таблиці 3.3
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.03.ПЗ
					Арк.
					79

Таблиця 3.3 - Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

Назва приміщення	Об'єм приміщення $V, \text{м}^3$	Коефіцієнт φ	Кількість вуглекислого газу		Кількість балонів $n, \text{шт.}$	Діаметр магістралі $d_2, \text{м}$	Діаметр трубопроводів $d_v, \text{м}$	Кількість сопел $n_3, \text{шт.}$	Час випуску $T, \text{с}$
Блок ГТА	300	0,35	Розрахункове	Прийняте	8	0,85	0,028	5	78,34
			187,9	200					

Продовження розрахунку наведено в таблиці 3.4

Таблиця 3.4 - Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

№	Назва величини	Позначення	Умовний прохід	
			90	30
1.	Зовнішній діаметр, мм	d	100	34
2.	Розрахунковий тиск, МПа	P	12,5	5
3.	Розрахункова товщина стінки, мм	S_0	6,04	1,5
4.	Коефіцієнт, враховуючий утоньшення стінки	b	0,967	0,240
5.	Припуск на корозію, мм	c	0,3	0,3
6.	Найменш допустима товщина по ГОСТу, мм	S_p	7,0	2,0
7.	Приймаєма товщина стінки, мм	S_n	8,5	8,5
8.	Зовнішній діаметр, мм	d_n	98,5	35

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

					КР.142.6231м.10.03.ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних та шкідливих факторів

Так як в приміщенні електростанції підвищена температура робочої зони, то для оздоровлення повітряного середовища використовують вентиляцію, котра видаляє нагріте повітря з приміщення і подає в нього свіже; застосовують дистанційне керування при роботі обладнання. Велике значення для оздоровлення повітряного середовища має надійна герметизація обладнання, зокрема, газопроводів, насосів, компресорів.

Для зниження рівня шуму газотурбінного агрегату застосовують наступні заходи:

- замінюють, коли це можливо, підшипники кочення на підшипники ковзання, це знижує шум на (10 – 14) дБ;
- при виборі металу для виготовлення деталей необхідно враховувати, що внутрішнє тертя в різних металах не однакове, хромування турбінних лопаток зменшує їх звучність;
- застосування примусового змащування тертьових поверхонь в зчленуваннях;
- застосування балансування обертових елементів;
- використовувати прокладочні матеріали та пружні вставки в з'єднаннях;
- зменшення шуму на шляху його розповсюдження за рахунок використання звукоізолюючих огорожень і кожухів, екранів і кабін;
- акустична обробка приміщень;
- зміна напрямку випромінювання шуму, наприклад, отвір повітрязаборної шахти треба бути розташувати так, щоб максимум випромінювального шуму було направлено в протилежну сторону від робочих місць.

Для зменшення шуму, що виникає при роботі газотурбінного двигуна, використовують звукопоглинання і звукоізолюючі матеріали в різних шумоподавляючих пристроях, а також шляхом вдосконалення обладнання (покращення аеродинамічних характеристик міцної частини двигуна).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.03.ПЗ	Арк.
						81

Розглянемо більш детально заходи щодо зниження шуму в кожному із перерахованих джерел. Найбільш сильне джерело шуму – це повітрязабірний пристрій. Для зниження рівня шуму використовують акустичну обробку вхідного та вихідного патрубків (покриття зсередини звукопоглинаючим матеріалом), що дозволяє знизити рівень шуму до 10 дБ; встановлюють в трактах забору повітря і зкидання димових газів глушники.

Для зниження шуму корпуса турбоагрегату використовують суцільний герметичний звукоізолюючий кожух та облицювання приміщення електростанції звукоізолюючим матеріалом.

Для зменшення шуму нагнітача природного газу використовують покриття звукопоглинаючим матеріалом патрубків, корпуса, кришки.

Для виключення передачі шуму на раму – маслбак використовують амортизаційні прокладки.

Для боротьби з вібрацією використовують наступні заходи:

вібродемпфування та віброізоляція. Так за допомогою вібродемпфування, енергія механічних коливань перетворюється в теплову енергію. Вібродемпфування використовується для зниження вібрацій, які визвані коливаннями металевих поверхонь. Встановлення віброізоляторів дозволяє послабити передачу коливань від джерела коливань до суміжних елементів.

Для зниження вібрації в приміщенні електростанції, турбокомпресорний блок встановлюють на фундамент, який не пов'язаний з фундаментом будівлі (ГОСТ 12.1.012. – 90).

Для виключення можливості руйнування апаратів, котрі знаходяться під тиском, на них встановлюють аварійні клапани, котрі при спрацьовуванні знижують тиск, запобігаючи тим самим їх руйнування.

Так як газотурбінний агрегат встановлено в індивідуальному боксі, то в приміщенні відсутнє природне освітлення. Для забезпечення роботи станції необхідно розробити систему штучного освітлення (норма освітленості в приміщенні компресорної станції згідно нормативним документам – 150 лю).

Ивв. № подл.	Підпис і дата					Ивв. № дубл.	Підпис і дата					Ивв. № дубл.	Ивв. № подл.		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.03.ПЗ										Арк.
															82

[illegible]

4 Охорона навколишнього середовища

Людство постійно пов'язано з навколишнім середовищем. З його “кладової” люди черпали для свого існування біологічні і мінеральні ресурси. Це відбувалося на протязі багатьох століть і не завжди люди замислювались над цим, людство поставило себе перед межею, перспектив за котрою нема. Навколишнє середовище забруднене до такої ступені, що в найближчий час може постати питання про наше виживання, бо на цей час Україна займає перше місце в Європі за кількістю “технічного бруду” на одиницю населення, в нашій країні найнижчий показник тривалості життя (в середньому 65 років). Зоною екологічного лиха вважається біля 15% території нашої держави.

Навколишнє середовище – це фізичне середовище проживання людини, рослинного і тваринного світу та мікроорганізмів. Воно включає в себе природу і продукти антропогенної діяльності, котрі мають великий вплив на біосферу Землі.

По мірі прискорення темпів науковоо-технічного прогресу вплив людей на природу стає все більшим. Зараз охорона навколишнього середовища являє собою планову систему державних, міжнародних і суспільних заходів, які направлені на раціональне використання, захист та відновлення природних ресурсів навколишнього середовища від забруднення і руйнування, на створення оптимальних умов існування людського суспільства.

Охорона навколишнього середовища включає в себе широке коло проблем: забруднення води і повітря шкідливими промисловими викидами, продуктами життєдіяльності людини, отруйними хімічними і радіоактивними речовинами тощо.

4.1 Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату електростанції

До забруднень навколишнього середовища прийнято включати всі фактори, які негативно впливають на людину і всю живу природу, на об'єкти неживої природи, на природні ресурси.

З сторони газотурбінної установки найбільш значними факторами, що впливають на навколишнє середовище є викиди тепла і шкідливих речовин в атмосферу, в яких присутні: продукти повного згорання оксидів азоту (IV) NO₂ і оксидів сірки

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.04.ПЗ	Арк.
						84

(IV) SO_2 ; продукти неповного згорання C , CO , C_xH_y ; оксиди азоту NO_x , двооксид азоту NO_2 ; золіві частки. Наслідки забруднення біосфери тепловими викидами призведе до виникнення на Землі “парникового ефекту”. З кожним роком кількість теплових і шкідливих викидів зростає, тому діючими санітарно-гігієнічними нормами встановлено середньодобові граничнодопустимі концентрації компонентів в атмосферному повітрі населених пунктів: $\text{CO}=1\text{мг/м}^3$; вуглеводні $\text{C}_{20}\text{H}_{12}=2,5\text{ мг/м}^3$; $\text{NO}_x=0,085\text{ мг/м}^3$. Граничнодопустимі концентрації в повітрі робочої зони приведені в ГОСТ 12.1.005-88 і регламентовано санітарними нормами.

В газотурбінній установці значна частина тепла (50-60)% викидається в атмосферу з теплом відпрацьованих газів, тобто у вигляді вторинних енергоресурсів.

Існує декілька напрямків використання вторинних енергоресурсів газотурбінної установки:

1. Для теплозабезпечення у вигляді гарячої води або повітря та використання для обігріву і вентиляції, як приміщення самої електростанції, так і житлових приміщень і службових приміщень, селища обслуговуючого персоналу, теплично-овочевих комбінатів тощо.

2. Отримання додаткової кількості електроенергії за рахунок утилізації вторинних енергоресурсів в парогазовому циклі дає можливість для задоволення власних потреб станції в електриці, наприклад, для приводу водяних насосів, систем тепло забезпечення і вентиляції, освітлення, а при необхідності, тимчасового обігріву робочих місць персоналу, а також електрозабезпечення зовнішніх потреб.

3. Холод, який отримується внаслідок використання енергії вторинних енергоресурсів можна застосовувати для охолодження газу, що транспортується або для зниження температури повітря в циклі газотурбінної установки.

4. Для отримання пари і додаткової потужності використовується тепло-утилізаційний контур, який знижує теплові і шкідливі викиди в атмосферу і одночасно являє собою глушник та іскрогасник.

Ще одним фактором забруднення атмосфери являються вихлопні гази газотурбінної установки. Їх токсичність залежить, головним чином, від сорту палива, що використовується.

Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.						КР.142.6231м.10.04.ПЗ Арк. 85
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

В вихлопних газах знаходиться біля 200 компонентів, котрі можна поділити на шість груп:

- продукти повного згорання палива, котрі сприяють виникненню кислотних дощів і “парникового ефекту”; SO_2 – впливає на верхні дихальні шляхи, викликаючи здавлення і руйнуючі дії, а також призводить до утворення сірчаної кислоти;
- окис вуглецю (II) CO , з’єднуючись з гемоглобіном крові, зменшує її здатність переносити кисень, а також негативно впливає на центральну нервову систему людини та тварин;
- оксиди азоту (II) і (IV) NO , NO_2 сприяють утворенню азотної і азотистої кислот, котрі роз’їдають слизисті оболонки, руйнують м’язову тканину, викликають незворотні перетворення серцево-судинної системи;
- продукти неповного згорання – вуглеводні C_xH_y впливають на систему кровообігу і на умовно-рефлекторну діяльність людини, електричну активність мозку та світову чутливість очей, призводять до онкозахворювань;
- альдегіди та формальдегіди мають алергенний вплив;
- сажа.

4.2 Розробка заходів щодо зменшення шкідливих викидів газотурбінних установок електростанцій

На цей час в стаціонарних установках використовують, в якості палива, природний газ і спостерігаються високі температури газу перед турбіною високого тиску.

1. Заходи по зниженню емісій CO і C_xH_y зводяться до підтримання в реакційному об’єму достатньо високого температурного рівня. З точки зору зменшення емісій продуктів не згорання палива перевага надається камерам згорання з дифузійним методом сумішоутворення, котрі підтримують стабільний температурний рівень в зоні реакції. Цей метод вимагає інтенсифікації перемішування палива з повітрям. Для покращення процесу сумішоутворення використовують багатоступінчасті та багатосоплові форсунки, котрі працюють на перепаді тиску повітря у фронтівому пристрої камери згорання, застосовують пневматичний розпил палива.

Инв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.10.04.ПЗ Арк. 86
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

2. Заходи щодо зменшення шкідливих речовин в викидах газотурбінної установки зводяться до раціоналізації аеродинаміки камери згорання і паливо подачі; зменшення об'ємів перезбагачених паливом високотемпературних зон; гомогенізації горючої суміші в камері згорання за рахунок заміни механічних форсунок повітряно-механічними і використання випарювальних камер згорання; сорту палива і застосування спеціальних домішок марганцю, котрі зменшують димлення на (50 – 90)% , барія, 0,3% міді призводить до зменшення вмісту NO_x на (15 – 20)% .До методів хімічної очистки відпрацьованих газів відноситься використання нейтралізаторів, котрі захоплюють сажу, частини палива, масла і токсичних речовин.

3. До основних способів зменшення емісії оксидів азоту NO_x відносять:

- підвищення якості розпилювання палива і інтенсифікація процесів сумішоутворення. Це досягається за рахунок використання багатогорілочного фронтального пристрою в камері згорання, що зменшує час перебування газу в зоні високих температур і інтенсифікує масообмінні процеси в камері згорання;
- збільшення коефіцієнту надлишку первинного повітря;
- інтенсифікація відводу теплоти. Для виконання цієї мети необхідно розмістити в камері згорання теплообмінні поверхні парогенераторів або теплові труби;
- використання інертних домішок . Цей засіб передбачає зовнішню циркуляцію продуктів згорання , де вони охолоджуються і подаються до камери згорання;
- подача до зони горіння води або водяної пари. Так як теплоємність водяної пари в двічі більша за теплоємність повітря, тому подача водяної пари дає значне зниження температури, що призведе до зменшення викидів NO_x ;
- використання водно-паливних емульсій. Подача емульсії, в якій зберігається води (10-15)%, зменшує концентрацію NO_x на (20-30)%;
- модифікація палив і використання спеціальних присадок. Спостерігається робота газотурбінного двигуна на спиртах, метанолі CH₃OH, вуглецю, етанолі C₂H₅OH. Ефективними є розчинені аргонметалеві з'єднання, котрі входять в якості присадок на основі кобальту, міді, марганцю.

Ивв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						КР.142.6231м.10.04.ПЗ Арк. 87
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

При розробці нових газотурбінних двигунів проблемі емісій шкідливих речовин приділяється особлива увага, а у старих типів двигунів вміст шкідливих речовин в продуктах згорання дуже високий і не відповідає постійно зростаючим обмеженням по їх вмісту, що не дає можливості виходу на зовнішній ринок з цією продукцією. Тому для зниження викидів шкідливих речовин необхідно проводити модернізацію таких двигунів.

Існує декілька способів досягнення цієї мети, більшість з них не потребує значних змін конструкції камери згорання, системи палива та системи управління агрегатом.

В основу екологічної модернізації камер згорання двигуна покладено зміна процесу горіння в жаровій трубі. Ця зміна повинна бути виконана в двох напрямках:

- зниження температури факелу в первинній зоні жарової труби;
- зменшення часу перебування газів в зоні високих температур.

Поставлені задачі екологічної досконалості камер згорання вирішуються за рахунок об'єднання паливо-повітряної суміші в зоні горіння і роздроблення факелу на складові частини. Це дозволяє зменшити температуру факелу в первинній зоні жарової труби та зменшити час перебування газів в зоні високих температур.

Подальша модернізація передбачає: додатково до об'єднання паливо-повітряної суміші, введення попереднього змішування палива з повітрям поза зоною горіння. Газ подається крізь отвори і змішується з повітрям в між лопатковому каналі.

Ефективним методом зниження СО є також заміна плівкового охолодження жарових труб на конвективне.

Ивв. № подл. Підпис і дата Взам. івв. № Ивв. № дубл. Підпис і дата						КР.142.6231м.10.04.ПЗ Арк. 88
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

[illegible]

5.1 Мета та основні завдання цивільного захисту

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

Цивільний захист – це система організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних, протиепідемічних та інших заходів, які здійснюються центральними та місцевими органами виконавчої влади, органами місцевого самоврядування, підпорядкованими їм силами і засобами, підприємствами, установами та організаціями незалежно від форми власності, добровільними рятувальними формуваннями, що забезпечують виконання цих заходів з метою запобігання та ліквідації НС, які загрожують життю та здоров'ю людей, завдають матеріальних збитків у мирний час і в особливий період.

З метою забезпечення реалізації державної політики у сфері цивільного захисту населення і територій від НС в Україні відповідно до Закону "Про захист населення і територій від НС техногенного та природного характеру" створена Єдина державна система цивільного захисту населення і територій (ЄДС ЦЗ) - сукупність органів управління, сил та засобів центральних і місцевих органів виконавчої влади, органів місцевого самоврядування, на які покладається реалізація державної політики у сфері ЦЗ. Вона є складовою національної безпеки, а виконання її завдань – важливим обов'язком органів виконавчої влади всіх рівнів. Структуру ЄДС ЦЗ становлять центральні та місцеві органи виконавчої влади, органи місцевого самоврядування і створювані ними функціональні та територіальні підсистеми ЄДС ЦЗ (як складові частини ЄДС).

Державними органами управління у сфері захисту населення та територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру є:

- Кабінет Міністрів України;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.
						90

- спеціально уповноважений центральний орган виконавчої влади, до компетенції якого віднесено питання захисту населення і територій від НС техногенного та природного характеру;

- інші спеціально уповноважені центральні органи виконавчої влади;

- місцеві органи виконавчої влади в межах повноважень, визначених законом;

- органи місцевого самоврядування в межах повноважень, визначених законом.

Основною метою створення єдиної державної системи є забезпечення реалізації державної політики у сфері запобігання і реагування на надзвичайні ситуації, цивільного захисту населення.

Завданнями єдиної державної системи є:

- розроблення нормативно-правових актів, а також норм, правил та стандартів з питань запобігання надзвичайним ситуаціям та забезпечення захисту населення і територій від їх наслідків;

- забезпечення готовності центральних та місцевих органів виконавчої влади, виконавчих органів рад, підпорядкованих їм сил і засобів до дій, спрямованих на запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;

- забезпечення реалізації заходів щодо запобігання виникненню надзвичайних ситуацій;

- навчання населення щодо поведінки та дій у разі виникнення надзвичайної ситуації;

- виконання цільових і науково-технічних програм, спрямованих на запобігання надзвичайним ситуаціям, забезпечення сталого функціонування підприємств, установ та організацій, зменшення можливих матеріальних втрат;

- збирання і аналітичне опрацювання інформації про надзвичайні ситуації, видання інформаційних матеріалів з питань захисту населення і територій від наслідків надзвичайних ситуацій;

- прогнозування і оцінка соціально-економічних наслідків надзвичайних ситуацій, визначення на основі прогнозу потреби в силах, засобах, матеріальних та фінансових ресурсах;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.
						91

- створення, раціональне збереження і використання резерву матеріальних та фінансових ресурсів, необхідних для запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;
- проведення державної експертизи, забезпечення нагляду за дотриманням вимог щодо захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій (у межах повноважень центральних та місцевих органів виконавчої влади);
- оповіщення населення про загрозу та виникнення надзвичайних ситуацій, своєчасне та достовірне його інформування про фактичну обстановку і вжиті заходи;
- захист населення у разі виникнення надзвичайних ситуацій;
- проведення рятувальних та інших невідкладних робіт щодо ліквідації надзвичайних ситуацій, організація життєзабезпечення постраждалого населення;
- пом'якшення можливих наслідків надзвичайних ситуацій у разі їх виникнення;
- здійснення заходів щодо соціального захисту постраждалого населення, проведення гуманітарних акцій;
- реалізація визначених законодавством прав у сфері захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій, в тому числі осіб (чи їх сімей), що брали безпосередню участь у ліквідації цих ситуацій;
- участь у міжнародному співробітництві у сфері цивільного захисту населення.

Надзвичайні ситуації в Україні та їх класифікація

Надзвичайна ситуація - порушення нормальних умов життя і діяльності людей на об'єкті або території, спричинене аварією, катастрофою, стихійним лихом, епідемією, епізоотією, епіфітотією, великою пожежею, застосуванням засобів ураження, що призвели або можуть призвести до людських і матеріальних втрат.

Надзвичайні ситуації класифікують за характером походження, ступенем поширення, розміром людських втрат і матеріальних збитків.

Инв. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ Арк. 92

Види надзвичайних ситуацій (залежно від характеру походження, що можуть зумовити виникнення НС на території України): техногенного, природного, соціального та воєнного характерів.

Надзвичайна ситуація техногенного характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті внаслідок транспортної аварії (катастрофи) пожежі, вибуху, аварії з викиданням (загрозою викидання) небезпечних хімічних, радіоактивних та біологічно небезпечних речовин, руйнування споруд тощо.

Надзвичайна ситуація природного характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті, пов’язане з небезпечним геофізичним, геологічним чи гідрологічним явищем, деградацією ґрунтів чи надр, пожежею у природних екологічних системах, зміною стану повітряного басейну, інфекційною захворюваністю та отруєнням людей, інфекційним захворюванням свійських тварин, масовою загибеллю диких тварин, ураженням сільськогосподарських рослин хворобами та шкідниками тощо.

Надзвичайна ситуація соціального характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті спричинене протиправними діями терористичного і антиконституційного спрямування, або пов’язане із зникненням (викраденням) зброї та небезпечних речовин, нещасними випадками з людьми тощо.

Надзвичайна ситуація воєнного характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті спричинене застосуванням звичайної зброї або зброї масового ураження, під час якого виникають вторинні чинники ураження населення, що визначаються окремими нормативними документами.

Ивв. № подл.	Підпис і дата																							
	Ивв. № дубл.																							
	Взам. ивв. №																							
	Підпис і дата																							
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3"> КР.142.6231м.10.05.ПЗ </td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>93</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>											КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.						93	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.																		
						93																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																				

5.2 Обґрунтування необхідності дослідження стійкості об'єктів господарської діяльності

Під стійкістю об'єкту господарської діяльності (ОГД) розуміють можливість виконувати свої функції (випускати продукцію, надавати послуги тощо) в умовах надзвичайних ситуацій, а також пристосованість даного об'єкта до швидкого відновлення після пошкодження.

Зниження рівня ризику виникнення НС техногенно-екологічного характеру на об'єктах господарської діяльності досягається завчасним проведенням організаційних, інженерно-технічних та інших заходів. Ці заходи плануються і здійснюються начальником цивільної оборони об'єкта.

Заходи, що здійснюються для зменшення ймовірності виникнення надзвичайних ситуацій:

- систематичні перевірки посадовими особами району (об'єкта) і державними інспекторами стану будинків, споруд, технологічного обладнання, електрогосподарства, газо- і нафтопроводів, теплових трас;
- перевірка утримання та готовності системи виявлення витoku НХР, оповіщення працюючого персоналу і населення;
- перевірка ефективності вентиляційних, в тому числі і аварійних, систем, надійності герметизації ємностей, які працюють під тиском;
- перевірка працездатності контрольно-вимірювальної, захисної та блокувальної апаратури;
- створення безпечних умов праці для виробничого персоналу;
- Забезпечення працюючого персоналу правилами, стандартами, нормами, інструкціями та іншими нормативними документами з техніки безпеки та охорони праці;
- здійснення профілактичних протипожежних заходів;
- контроль за справністю пожежного зв'язку, сигналізації, початкових засобів пожежогасіння, стану шляхів і під'їздів до об'єктів, справністю джерел протипожежного водопостачання;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.
						94

- підготовка фонду захисних споруд, створення запасів засобів індивідуального захисту;
- нанесення на виробниче обладнання і комунікацію розпізнавальних знаків безпеки відповідно до вимог;
- перевірка відповідності технологічних процесів машин, механізмів, обладнання вимогам нормативних документів щодо безаварійної експлуатації, техніки безпеки та охорони праці;
- розробка і вдосконалення системи планів попереджувальних оглядів та ремонтів техніки;
- розробка і впровадження формулярів на кожний агрегат для відображення технічного стану обладнання з метою вдосконалення профілактичних заходів;
- розробка планів ліквідації аварійних ситуацій.

Закон **"Про цивільну оборону України"** гарантує громадянам України право на захист свого життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, значних пожеж, стихійного лиха. Держава, як гарант цього права, створила систему цивільної оборони (ЦО), основною метою якої є захист населення від небезпечних наслідків надзвичайних ситуацій, що можуть виникнути як у мирний так і у воєнний час.

Згідно **статті 2** Закону "Про цивільну оборону України" завданням Цивільної оборони України є: запобігання виникненню надзвичайних ситуацій техногенного походження і запровадження заходів щодо зменшення збитків та втрат у разі аварій, катастроф, вибухів, великих пожеж та стихійного лиха.

Стійка робота об'єктів досягається:

- підвищенням надійності роботи та створенням дублюючих джерел енерго-, газо- та водопостачання, а також створенням запасів сировини, палива, комплектуючих деталей, обладнання та матеріалів;
- вдосконаленням технологічних процесів виробництва, забезпеченням автоматичного відключення при виході з ладу установок;
- будівництвом та обладнанням сховищ на підприємствах для робітників та службовців (для цього можуть бути використані шахти та інші виробітки);

Підпис і дата										
Інв. № дубл.										
Взам. інв. №										
Підпис і дата										
Інв. № подл.										
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ					Арк.
										95

- підготовкою в заміській зоні баз для розміщення науково-дослідних, конструкторських відділів та інших невиробничих підрозділів об'єкта;
- створенням на об'єктах захисних споруд для пунктів керування;
- постійною готовністю аварійно-рятувальних формувань до проведення рятувальних та невідкладних аварійних робіт;
- проведенням організаційних та інженерно-технічних заходів щодо підготовки об'єкта до особливого режиму роботи.

5.3 Аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) при функціонуванні електростанції

Згідно міждержавному стандарту “Аналіз видів, наслідків і критичності відмов” (УДК 62-192.001 від 01.01.1997), який встановлює порядок проведення та загальні методичні принципи аналізу видів, наслідків та критичності відмов:

Аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) - формалізована, контрольована процедура якісного аналізу проекту, технології виготовлення, правил експлуатації і зберігання, системи технічного обслуговування та ремонту виробу, що полягає у виготовленні на деякому рівні розширення його структури можливих відмов різного виду, а також простежуванні причинно-наслідкових зв'язків, що обумовлюють їх виникнення, і можливих (спостерігаємих) наслідків цих відмов на даному і вищестоящому рівнях, а також у якісній оцінці і ранжируванні відмов за рівнем важливості їх наслідків.

АВНKB проводять з метою обґрунтування, перевірки достатності, оцінки ефективності і контролю за реалізацією керуючих рішень, що направлені на вдосконалення конструкцій, технологій виготовлення правил експлуатації, системи технічного обслуговування в ремонті об'єкту і забезпечуючих попередження виникнення та/або послаблення вагомості можливих наслідків його відмов, досягнення характеристик безпеки, екологічності, ефективності та надійності. Необхідність проведення АВНKB полягає в тому, що кількість аварій, котрі трапляються останнім часом на Україні, зростає внаслідок морального та фізичного старіння обладнання та техно-

Ивв. № подл.	Підпис і дата				
	Ивв. № дубл.				
	Взам. ивв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ Арк. 96

логій виготовлення цього обладнання. Необхідність проведення АВНКВ конкретного об'єкту визначають за домовленістю зацікавлених сторін при вироблені вимог до програми забезпечення його надійності, що включається у контрактні документи (технічне завдання, договір та інше).

Рекомендується передбачувати проведення АВНКВ для таких об'єктів:

- у яких можливі відмови, що є загрозою щодо безпеки людини, небезпечного забруднення навколишньої середовища, значної економічної або іншої шкоди;
- пряме експериментальне підтвердження відповідності яких встановленим вимогам безпеки й надійності технічно неможливо або економічно недоцільно і проводиться розрахунками або розрахунково-експериментальними методами.

Проведення АВНКВ повинно бути обов'язковим у випадку коли відсутні вихідні дані для застосування інших методів аналізу надійності об'єкту (розрахункових та інших) або їх об'єм та/або достовірність на періоді життєвого циклу, який розглядається, об'єкту визнані недостатніми.

У даному випадку, виходячи з вищезазначеного, для машинного відділення корабля необхідно провести або аналіз відмов і їх наслідків, або дослідження надійності комплектуючого обладнання.

Характеристика дослідного об'єкту

Газотурбінна Установка ГТУ потужністю 60 МВт яка має блоковану схему (однокаскадну). Двигун призначений для обертання редуктора за допомогою валопроводу зі сторони компресора. Після редуктора знижується число оборотів до 3000 об/хв. Після чого двигун працює на електрогенератор який виробляє електроенергію. Частота обертання ротора силової турбіни генератора складає 4387 об/хв.

Газотурбінна установка є небезпечним виробничим об'єктом, на якому можуть виникнути небезпечні події (руйнування підшипників редуктора; прорив газопроводу, що підводить газ; замикання генератора; розрив трубопроводу з парою; надмірна вібрація у турбіні; розрив кожуху двигуна. і т.п.).

При експлуатації ГТУ особливу увагу необхідно звернути на:

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

Ивв. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 97
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ	

- поява диму з підшипника турбіни й генератора (підвищення температури підшипників до 75°C небезпечно);
- зниження рівня масла в баку нижче граничного;
- осьове зрушення турбіни вище граничного;
- зниження вакууму до аварійного значення й надмірне нагрівання вихлопної частини турбіни.

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

5.3.1 Характеристика комбінованої паро газової установки

Відповідно до проектного завдання була розроблена ГТУ, признача для використання на електростанціях. Питома потужність 631.49 кВт/(кг/с), ефективний ККД 0,4883.

Потужність ГТД 60000 кВт, яка подається на генератор. Повітря з атмосфери стискується в компресорі, і надходить у КЗ, де змішується з перегрітою парою, вироблюваною УПГ, і продуктами згоряння палива. Потім отримана парогазова суміш надходить по трубопроводу у турбіну, що виробляє корисну потужність. Схема виконана по замкнутому контуру, 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 де змішуються з водою, що надійшла з теплового ящика. Пара подається в ПП, після ПП пар надходить у КЗ. З УПГ парогазова суміш надходить у парогазовий конденсатор, де вона охолоджується. Пара, що

Инв. № подл.	Підпис і дата		КР.142.6231м.10.05.ПЗ 98		
	Підпис і дата				
	Взам. інв. №				
	Инв. № дубл.				
	Підпис і дата				
користовування на електростанціях. Питома потужність 631.49 кВт/(кг/с), ефективний ККД 0,4883. Потужність ГТД 60000 кВт, яка подається на генератор. Повітря з атмосфери стискується в компресорі, і надходить у КЗ, де змішується з перегрітою парою, вироблюваною УПГ, і продуктами згоряння палива. Потім отримана парогазова суміш надходить по трубопроводу у турбіну, що виробляє корисну потужність. Схема виконана по замкнутому контуру, 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 де змішуються з водою, що надійшла з теплового ящика. Пара подається в ПП, після ПП пар надходить у КЗ. З УПГ парогазова суміш надходить у парогазовий конденсатор, де вона охолоджується. Пара, що					

Турбінна частина двигуна складається з однієї турбіни - турбіна генератора. Турбінна частина спроектована на температуру перед соплами 1-й ступені ТГ - 1473 К. Охолодження лопаток - конвективне, канали для охолодження покриті спеціальним теплозахисним покриттям.

1. У відповідності з планом аналізу встановлюють мінімальний рівень розукрупнення, з якого починають АВНКВ.
2. На основі функціональної блок - схеми об'єкту ідентифікують всі елементи обраного рівня розукрупнення.
3. Для кожного ідентифікованого елемента даного рівня на основі класифікаторів відмов що є, інженерного аналізу, апіорних даних, досвіду й знань дослідника складають перелік можливих видів відмов даного елемента.
4. Для кожного виду відмов обраного елемента визначають його можливі наслідки на розглядаємому й наступних рівнях структури об'єкту.
5. Для елементів, відмови яких зазначеного виду безпосередньо при водять

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	5.3.2 Визначення наслідків відмов елементів системи ГТУ Аналіз оцінки наслідків відмов проводимо за <i>структурним методом</i>. Загальна схема (алгоритм) АВНКВ структурного методу включає наступні основні операції: 1. У відповідності з планом аналізу встановлюють мінімальний рівень розукрупнення, з якого починають АВНКВ. 2. На основі функціональної блок - схеми об'єкту ідентифікують всі елементи обраного рівня розукрупнення. 3. Для кожного ідентифікованого елементу даного рівня на основі класифікаторів відмов що є, інженерного аналізу, апріорних даних, досвіду й знань дослідника складають перелік можливих видів відмов даного елементу. 4. Для кожного виду відмов обраного елемента визначають його можливі наслідки на розглядаємому й наступних рівнях структури об'єкту. 5. Для елементів, відмови яких зазначеного виду безпосередньо при водять
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ Арк. 99

до відмов об'єкту або зниженню якості його функціонування, оцінюють категорію важкості наслідків відмов.

6. Повторюють описані вище операції послідовного для елементів всіх вищестоящих рівнів розукрупнення. Наслідки відмов елементів нижчестоящого рівня, які не можуть бути виражені у вигляді впливу на функціонування елементів розглядаємого рівня, розглядають як самостійні види відмов на цьому рівні.

7. Виділяють відмови, категорія важкості наслідків або оцінки показників критичності яких перевищують межі, що встановлені планом аналізу, а елементи, відповідні цим відмовам, включають у перелік критичних елементів.

За структурним методом визначаємо наслідки, до яких призводять відмови визначених елементів системи ГТУ, заповнюємо робочий лист для проведення АВ-НКВ (табл. 5.1).

Критичність відмови C розраховують за формулою:

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

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

Таблиця 5.1 - Оцінки можливості відмов у балах

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

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ					

Таблиця 5.2 – Оцінки послідовностей відмов

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

Таблиця 5.3 – Оцінка можливості виявлення відмови до постачання виробу

Види відмов за можливістю знаходження до постачання	Вірогідність знаходження відмови, оцінена розрахунками або експертним шляхом	Оцінка вірогідності у балах B_3
Дуже висока вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Більше 0,95	1
Висока вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Від 0,95 до 0,85	2-3
Помірна вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Від 0,85 до 0,45	4-6
Висока вірогідність постачання споживачу дефектного виробу	Від 0,45 до 0,25	7-8
Дуже висока вірогідність постачання споживачу дефектного виробу	Менше 0,25	9-10

Розрахунок критичності відмови: (редуктора, газопроводу турбіни, кожуху двигуна, електрогенератора, турбіни, трубопроводу).

1. Редуктор ГТУ

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=2 \cdot 1 \cdot 2=4 \text{ балів}$$

2. Газопровід турбіни.

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=4 \cdot 9 \cdot 4=144 \text{ балів}$$

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.
						101

3. Кожух двигуна

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

4. Електрогенератор

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=1 \cdot 9 \cdot 1=9 \text{ балів}$$

5. Турбіна

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=6 \cdot 7 \cdot 4=168 \text{ балів}$$

6. Трубопровід

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

Таблиця 5.4 - Робочий лист для проведення АВНКВ ГТУ

На- ймену- вання елемен- та (функ- ції)	Вид (опис) відмови	Можливі причини відмови	Наслідки відмови				Рекоменда- ції по попе- редженню (зниженню) важкості наслідків відмови	Мож- ли- вість від- мови	Кри- тич- ність від- мови
			На рівні, який розг- лядається	На вище стоящому рівні	На рів- ні ви- робу (ГТУ)	Методи і засоби ви- явлення і локалізації відмови			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Редук- тор ГТУ	1. Руйну- вання підшип- ників.	1. Дифект при виро- бництві	Ушко- дження внутрішніх редуктора.	Вихід з ладу дви- гуна.	Збій у роблті ГТУ. Вихід з ладу елемен- тів устано- вки.	Контроль якості при виробницт- ві. Контроль при мон- тажі.	Контроль якості при виробницт- ві та мон- тажі у декі- лька етапів. Багато ра- зові випро- бування.	0,001	4
Газоп- ровід турбіни	1.Прорив	1. Погане уцільнен- ня (герме- тизація).	Витік газу. Пожежа.	Отруєння обслугову- ючого пер- соналу. Вибух.	Пош- код- ження ГТУ. Зни- ження потуж- ності устано- вки.	Вибухові попере- джувальні клапани. Проведення інструкта- жів для обслугову- ючого пер- соналу що- до дотри- мування ви- мог проти- пожежної безпеки й вибухобез- пеки.	Проведення паралельно- го (дублюю- чого) газоп- роводу. Встановлен- ня додатко- вих датчиків тиску. Зміц- нення газоп- роводу дода- тковими фланцями та муфтами	0,01	144

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

Продовж. табл. 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кожух двигуна	1. Розрив	1. Ушкодження при експлуатації.	Розрив корпусу	Миттєве зниження ефективної потужності двигуна.	Вивід із ладу навішаних агрегатів. Зупинка усіх систем.	Автомат безпеки. Дотримання інструкції по експлуатації та технічному обслуговуванню двигуна, що додається заводом-виробником.	Перевірка цілісності кожуха двигуна перед кожним запуском. Контроль термодинамічних та віброакустичних параметрів робочого тіла, що контактує з кожухом. Зміцнення кожуха ребрами жорсткості та додатковими переборками з металу	0,001	12
Електрогенератор	1.Замикання.	1.Порушення умов експлуатації.	Враження електричним струмом персоналу.	Вибух.	Виведення з лпду ГТУ. Аварійна зупинка установи.	Захисне відключення; Диференціальний захист генератора й двигуна	Удосконалення диференційного захисту.Щотижневий інструктаж з електробезпеки.	0.000 05	9
Турбіна	1.Надмірна вібрація.	1.Ушкодження проточної частини; прогин ротора.	Ушкодження устаткування, травматизм персоналу.	Руйнування ГТД.	Пошкодження елементів ГТУ, та їх вихід з ладу.	Автомат безпеки. Система автоматичного пожежогашіння. Контроль за температурою, відключити турбіну. Дотримання правил експлуатації.	Встановлення додаткових датчиків контролю за обертами турбіни генератора та компресора; Використовувати чутливі термопари за контролем температури перед турбіною та на виході із турбіни; Проведення інструктажу за інструкцією по експлуатації кожні 7 днів.	0.005	168
Трубопровід	1.Розрив.	1.Перевищення тиску.	Опіки обслуговуючого персоналу. Розгерметизація системи.	Людські жертви Ушкодження механізмів.	Зовнішні ушкодження ГТУ..	Система аварійної сигналізації. Контроль за тиском	Використання найчутливіших термопар та датчиків тиску. При необхідності дублюючих.	0.001	54

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ				Арк.
									103

Висновки

В результаті проведеного аналізу оцінки наслідків відмов за структурним методом щодо стійкості роботи елементів системи ГТУ яка працює на блоковій електростанції, були виявлені основні види відмов елементів системи ГТУ, які могли статися під час їх експлуатації. Були проаналізовані можливі причини відмов, а також наслідки цих відмов. На основі цього були вироблені рекомендації щодо попередження виникнення відмов і їх наслідків, а також конкретні заходи для запобігання відмов. Таким чином, в результаті проведеного аналізу щодо стійкості роботи елементів системи ГТУ виникнення аварійних ситуацій на розглянутому об'єкті можливі за умови халатного та непрофесійного відношення обслуговуючої команди до основних вузлів установки. Та при порушенні умов експлуатації. Запобіганням цьому фактору є проведення регулярних інструктажів за технічною документацією на експлуатацію двигуна і підвищення кваліфікації працівників.

Дослідивши елементи системи ГТУ визначаємо, що найбільш небезпечними відмовами є : руйнування підшипників редуктора, прорив газопроводу, розрив кожуху двигуна, замикання генератора, надмірна вібрація у турбіні, розрив трубопроводу. В наслідок чого крім матеріальних збитків можливі людські жертви.

Для запобігання відмов елементів системи ГТУ необхідно вжити такі заходи:

- Контроль якості при виробництві та монтажі у декілька етапів.

Багато разові випробування;

- Проведення паралельного (дублюючого) газопроводу. Встановлення додаткових датчиків тиску. Зміцнення газопроводу додатковими фланцями та муфтами;

- Перевірка цілісності кожуха двигуна перед кожним запуском. Контроль термодинамічних та віброакустичних параметрів робочого тіла, що контактує з кожухом. Зміцнення кожуха ребрами жорсткості та додатковими переборками з металу;

- Удосконалення диференційного захисту. Дотримання правил з електро безпеки.;

- Встановлення додаткових датчиків контролю за обертами турбіни генератора та компресора; Використовувати чутливі термопари за контролем температури пе-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.
						104

ред турбіною та на виході із турбіни; Проведення інструктажу за інструкцією по експлуатації кожні 7 днів.;

- Перевірка цілісності кожуха двигуна перед кожним запуском. Контроль термодинамічних та віброакустичних параметрів робочого тіла, що контактує з кожухом. Зміцнення кожуха ребрами жорсткості та додатковими переборками з металу;

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

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

На випадок виникнення вогнища через замикання контактів в будь-якому з приміщень машинного відділення повинна бути передбачена автоматична пожежна сигналізація з тепловими та димовими датчиками із світловим і звуковим оповіщенням.

Всі газові двигуни незалежно від варіанта місця їхні установки мають бути обладнані системою автоматичного пожежогасіння.

Инв. № подл.	Підпис і дата					
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.05.ПЗ	Арк.
						105

Висновки

За завданням кафедри Турбін було розроблено газотурбінний агрегат (ГТА) потужністю $N_e=60$ МВт для приводу генератора струму електростанції.

В кваліфікаційній роботі виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового мірі підвищення тиску в циклі ($\pi_{\kappa\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому мірі підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma}=20$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0,3699$, питома потужність $N_{evo}=300,23$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Ne}=0,1948$ кг/(кВт год.), температура газів на виході з установки $T_{yx}=794.43$ К.

При габаритно-компоновочному розрахунку ГТД розраховувалися його елементи (турбокомпресорний блок, камера згоряння). Компресор осьовий має 15 ступенів. Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 20 жарових труб. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники. Турбіна двигуна складається з осьової чотирьохступінчастої турбіни.

Конструктивні розрахунки в проекті містять розрахунок на міцність робочої лопатки 4-го ступеня турбіни, розрахунок на міцність диску 4-го ступеня. Виконано розрахунок закрутки робочої лопатки 4-го ступеня турбіни.

В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в залі електростанції, розроблено заходи щодо їх зниження. Розраховано систему пожежогасіння в приміщенні електростанції.

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 представлено аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) при функціонуванні електростанції.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.10.В.ПЗ	Арк.
						106
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. **Філоненко, О.О.** Будова газотурбінного двигуна типу UGT 25000E [Текст] / О.О. Філоненко, В.І. Харченко: У 2 ч. – Ч. 2: Системи газотурбінного двигуна: Навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2007. – 68 с.
7. **Риске, Ю.С.** Расчет средств пожаротушения: Учебное пособие. [Текст] / Ю.С. Риске – Николаев: НКИ, 1978.
8. **Михайлюк, В.О.** Цивільний захист. Надзвичайні ситуації: Навчальний посібник [Текст] / В.О. Михайлюк – Миколаїв: УДМТУ, 2003.

Підпис і дата							
Інв. № дубл.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.10.Л.ПЗ	Арк.
							107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			