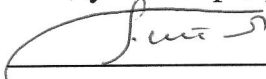


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"11" "11" 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження енергетичного контактного ГТА з теплоутилізаційним контуром потужністю 60 МВт з частотою обертання ротора 3000 об/хв.*

Виконав:

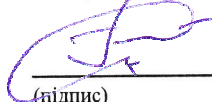
студент групи 6231м Співак Д.О.



(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



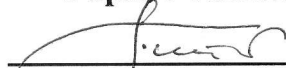
(підпис)

Козловський А.В.

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 _____ 2022 р.

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

Студенту _____ Співаку Дмитру Олеговичу _____

1. Тема роботи:

**" Дослідження енергетичного контактного ГТА з теплоутилізаційним контуром
потужністю 60 МВт з частотою обертання ротора 3000 об/хв. "**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « ____ » _____ 2022 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2022 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=60$ МВт, $T_3=1540$ К

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

- 4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.
- 4.2. Розрахунки турбіни.
- 4.3. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.
- 4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.5. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці.
- 4.6. Техніко-економічне обґрунтування розробки.

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання 05.09.2022

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2022	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2022	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2022	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2022	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2022	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2022	
7	Розрахунки турбіни.	19.10.2022	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2022	
9	Виконання техніко-економічного обґрунтування розробки	10.11.2022	
10	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	20.11.2022	

Студент

Керівник роботи


(підпис)

Співак Д.О.


(підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі проведене дослідження енергетичного контактного газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 60 МВт з частотою обертання ротора 3000 об/хв. Послідовно освітлені наступні питання: вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату; розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи; визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату; газодинамічний розрахунок турбомашин; міцнісні розрахунки; визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників; розробка заходів по техніці безпеки та охороні праці.

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

ABSTRACT

The work conducted a study of a power contact gas turbine unit with a heat recovery circuit with a capacity of 60 MW and a rotor speed of 3000 rpm. The following issues are consistently covered: selection of a thermal scheme and justification of the thermodynamic parameters of the unit; calculation of the thermal scheme of the unit at the nominal operating mode; determination of the overall dimensions of the main elements of the unit; gas-dynamic calculation of turbomachines; strength calculations; determination of axial forces on the turbine rotor, calculation of support and thrust bearings; development of safety and health measures.

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

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Пояснювальна записка	2
Завдання на виконання дипломного проекту	3
Анотація.....	8
Список прийнятих скорочень.....	10
Вступ.....	11
Термодинамічні та газодинамічні розрахунки	12
1.1. Патентно-інформаційний пошук	13
1.2 Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів ГТА ...	33
1.3 Оптимізація параметрів циклу ГТА	37
1.4 Детальний тепловий розрахунок ГТА простої схеми на режимі повної потужності	40
1.5 Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перетину	44
1.5.1. Оцінка габаритного розміру осьового компресора	44
1.5.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД...	46
1.5.3. Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД	48
1.5.4. Габаритний розрахунок ПГК	52
1.5.5. Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	56
1.5.6. Габаритний розрахунок редуктора.....	62
1.6 Термодинамічні розрахунки турбіни	65
2 Конструювання та конструктивні розрахунки	72
2.1. Конструкція двигуна	73
2.2. Розрахунок закручення робочої лопатки 1-го ступеня турбіни	79
2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки 1-го ступеня турбіни	82
2.4 Визначення запасу міцності диска 1-го ступеня турбіни.....	84
2.5 Розрахунок на довговічність підшипника ковзання	88
2.6. Система змащення ГТА	92
2.6.1. Призначення і склад системи змащення ГТА	92
2.6.2. Робота системи змащення ГТА.....	92

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.3.ПЗ.					Арк.
										5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Список принятых сокращень

ГТД – газотурбінний двигун

ГПС – газоперекачувальна станція

ГТА – газотурбінний агрегат

ГТГ – газотурбргенератор

ТУК – теплоутилізаційний контур

КЗ – камера згоряння

ТГ – турбіна генератора

РК – робоче колесо

РЛ – робоча лопатка

ККД – коефіцієнт корисної дії

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.СС.ПЗ.				Арк.
				10

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.

Але незважаючи на масу достоїнств, ГТД мають і недоліки, головний з яких - щодо велика витрата палива, у порівнянні з іншими двигунами (дизелі, парові турбіни).

У кваліфікаційній роботі розглянутий контактний ГТА з ТУК потужністю 60 МВт для електростанції.

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

					КР.142.6231м.08.Вс.ПЗ.	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
Зм.		Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.				
Студент.		Співак Д.О.				Термодинамічні та газодинамічні розрахунки		Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.							12	71
Консульт.								НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.								

1.1. Патентно-інформаційний пошук

До початку нового сторіччя всіма енергетичними установками світу щорічно вироблялося 13500 гВт/год. електроенергії. У цьому обсязі електростанції, що працюють на вугіллі, виробляють 37% всієї електроенергії, гідроелектростанції й АЕС близько 20 і 17% відповідно. Вироблення електроенергії за рахунок застосування природного газу складає 15%, а 10% виробляється із синтетичної нафти, Інші поновлювані джерела енергії усе ще складають менш 1% усієї електрики, що виробляється в світі.

Серед країн-виробників електроенергії основним постачальником є Північна Америка - на її частку приходить третя частина від усього світового обсягу. Четверта частина обсягу виробляється в країнах Азії і басейну Тихого океану, у той час як Західна Європа виробляє 20%, а Східна Європа і країни СНД -13% електроенергії.

Викопне паливо було і продовжує залишатися самим головним, першорядним джерелом для вироблення електроенергії в доступному для огляду майбутньому. Довгостроковий прогноз для енергетичних установок, що працюють на викопному паливі, показує, що рівень руху світових замовлень на будівництво електростанцій знаходиться в межах 80-100 гВт потужності в рік.

Аналіз стану і розвитку ринку по регіонах показує, що 70% усього ринку складають такі країни, як Азія, Австралія й Африка. При цьому спостерігається зрушення убік Африки.

Що стосується типів енергетичних установок — переважають електростанції, що працюють на викопному паливі. Вони складають 80% від загальної кількості планованих до будівництва нових електростанцій. Причому за останні 10 років спостерігається значне зрушення убік енергоустановок на базі газотурбінних двигунів (ГТД). Тому можна припустити, що в найближчі 5-10 років паротурбінні електростанції складуть тільки 25% загального ринку, а газотурбінні енергетичні установки — відповідно 55%. Цей прогноз дає підставу говорити про багатообіцяючі перспективи газотурбінних технологій.

Таким чином, значні зміни в сфері використання первинних джерел для вироблення електроенергії стануть очевидні до 2020 року. Безсумнівним лідером буде природний газ, частка якого у виробництві енергії збільшиться з 15 до 24%, у той час як використання інших первинних джерел енергії (вугілля, гідроенергія, ядерна енергія) значно скоротиться.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					

Однак, конкуренція в сфері виробництва устаткування для вироблення електроенергії досить велика, і вимоги до економічності, надійності і екологічності газотурбінних установок постійно зростають. У зв'язку з цим ГТД простого циклу можуть виявитися не конкурентно-здатними. Рішенням даної проблеми можуть служити газотурбінні установки складного циклу, зокрема контактні газопарові установки з упорскуванням пари в камеру згоряння. Такі установки володіють високим ККД, питомою потужністю і низьким рівнем шкідливих викидів.

Розглянемо кілька прикладів таких контактних газопарових установок.

Установка МЭС-60 для ТЭЦ-28 виробництва ФГУП ММПП «Салют».

Традиційно ММПП «Салют» спеціалізується на випуску газотурбінних двигунів для бойової авіації. Створення в 2001 році КБ по розробці промислових газотурбінних установок було важливим кроком у реалізації концепції розвитку підприємства. Воно дозволило об'єднати під загальним початком розробку виробів військового і цивільного призначення, тому що вони мають багато однотипних деталей і вузлів. Завдяки цій обставині, а також високої кваліфікації фахівців КБ, у найкоротший термін були розгорнуті роботи зі створення промислових ГТУ по декількох напрямках:

- енергетика;
- газова промисловість;
- холодильна техніка;
- транспорт.

У світовій енергетиці широке поширення одержали установки на основі газотурбінних двигунів (ГТД) наступних типів:

1. ГТУ простого циклу. Вони складаються з ГТД і приводного пристрою. Робочим тілом у ГТУ є повітря і продукти згоряння палива. Термодинамічний ККД таких установок прямо залежить від початкової температури робочого тіла перед турбіною. Величина останньої обмежена властивостями застосовуваних у турбіні матеріалів і ефективністю системи охолодження. Величина ККД сучасних ГТУ досягає 40%. Їхня перевага — конструктивна й експлуатаційна простота.

2. ГТУ бінарного циклу. Корисну роботу в них роблять два робочих тіла; повітря — продукти згоряння палива, вода — водяна пара. Для цього в конструкцію ГТУ бінарного

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										14
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.

циклу (ПГУ), крім ГТД. включена паросилова установка, що складається з котла і парової турбіни з конденсатором. Тут, у паровому циклі, продукти згоряння палива після ГТД здійснюють функцію проміжного середовища, що передає тепло в котлі-утилізаторі робочому тілу — воді і водяній парі. Використання тепла газів, що відходять, ГТД у паровій приставці дозволяє підняти ККД сучасних ПГУ до 60%. Включення до складу установки паротурбінного комплексу значно ускладнює конструктивні й експлуатаційні характеристики установки в порівнянні з ГТУ простого циклу. Вартість таких установок у 3-5 разів перевищує вартість ГТУ простого циклу.

3. ГТУ контактного типу (у західній печатці ГТУ — STIG). Містить у собі установку, у якій відсутня окрема парова турбіна, а пара з котла-утилізатора надходить у камеру згоряння ГТД. Більш проста теплова схема дозволяє значно скоротити терміни будівництва і монтажу таких установок, зменшити експлуатаційні витрати. Вартість їх у 1,5-2 рази нижче ПГУ. При цьому реально досягнутий ККД ГТУ-STIG середньої потужності набагато вище, ніж у ГТУ простого циклу, — на рівні 45-50%. Найближчим часом він досягне 55% і вище.

Усе це дозволяє стверджувати, що газотурбінні установки з упорскуванням енергетичної пари перспективні і будуть активно розвиватися.

В даний час енергетика України, що працює на органічних паливах, практично тільки паротурбінна (середній ККД не більш 30%), тоді як у всіх промислово розвинутих країнах поширення одержали комбіновані установки великої потужності.

На ММПП «Салют» створюється ПГУ контактного типу (МЭС-60). Це буде парогазова установка з енергетичним упорскуванням пари номінальною потужністю 60 МВт із ККД до 50%. її питома витрата палива при роботі на природному газі буде складати 144 г/кВт·год. Крім електричної потужності, вона буде виробляти також і теплову енергію. Таким чином, коефіцієнт використання палива в МЭС-60 досягне приблизно 95%. На рис. 1.1 представлена схема ПГУ МЭС-60.

Дана установка працює в такий спосіб. Повітря стискується в компресорі (модернізований компресор від серійного авіадвигуна АЛ-21) і подається в камеру згоряння (КЗ), куди подається також пара, що генерується теплотою газів, що відходять, і паливо. Частина пари подається безпосередньо в зону горіння

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

					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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



КР.142.6231М.08.01.ПЗ.

Арк.
16

Арк.
16

Конденсатна вода після ТО направляється у випарник, у якому за рахунок розрідження, забезпечуваного компресором, утвориться відносно невелика кількість водяної пари. Цей пар направляється в компресор і стискується там до визначеної величини p_k , у результаті чого підвищується його температура. Далі перегріта пара надходить у конденсатор, де, конденсуючись, віддає теплоту паротворення мережній воді.

Охолодна вода для живлення контактного конденсатора береться з випарника, а живильна вода для КУП — з конденсатора. У схемі передбачені дві гілки (рис. 1.2, зображені пунктирними лініями) для зливу надлишків живильної води (у видатковий бак), а також для її підживлення в тому випадку, якщо кількості живильної води для КУП виявляється недостатньо. При цьому підживлення живильної води для КУП здійснюється з тракту конденсатної води за ТО. При прийнятих параметрах робочого процесу ПГУ МЭС-60: $p_k = 10$; $T_3 > 1623$ К; $G_v = 60$ кг/с - реалізується електрична потужність $N = 60$ МВт при ККД близько 50%.

У табл. 1.1 представлені основні технічні дані ПГУ МЭС-60.

Таблица 1.1.

Основні технічні характеристики ПГУ МЭС-60	
Параметр	Величина
Температура газу перед турбіною, К	1623
Витрата повітря крізь компресор, кг/с	60
Ступінь підвищення повного тиску в компресорі	10
Політропічний ккд компресора	0,9
Адіабатичний ккд парової турбіни	0,8
Адіабатичний ккд турбіни компресора	0,89
Адіабатичний ккд силової турбіни	0,91
Тиск газу за силовою турбіною, Па	101325
Тиск води після живильного насоса МПа	9,8
Температура живильної води, К	33
Паропродуктивність КУП, кг/с	20,7
Температура пари на вході в парову турбіну, К	813
Потужність парової турбіни, МВт	9,96
Потужність компресора, МВт	18,78
Витрата паливного газу з $H_u = 50056$ кДж/кг	8300
Витрата робочого тіла на вході в силову турбіну, кг/с	81,4
Температура робочого тіла на вході в силову турбіну	1365
Тиск робочого тіла на вході в силову турбіну, МПа	0,549
Потужність силової турбіни, МВт	50,03
ККД установки	0,5

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

У конструкцію двигуна АЛ-21Ф внесеш наступні зміни:

- упорно-опорний підшипник компресора працює на водяному змащенні;
- цілком змінена конструкція камери згоряння для роботи на газі з упорскуванням пари;
- турбіна компресора виконана одноступінчатою;
- силова турбіна виконана триступінчастою;
- охолодження «гарячої» частини двигуна здійснюється парою.

Як показали розрахунки, собівартість електроенергії для МЭС-60 складає приблизно 33 копійки за кВт/год. Параметричні розрахунки характеристик ПГУ — залежності величин ккд і потужності від ступеня підвищення повного тиску і температури газу перед турбіною. Залежності строку окупності ПГУ МЭС-60 від ціни на паливо і питомої вартості устаткування. При питомій вартості встановленої потужності 400 \$/кВт і слабий піні на природний газ 500 р. 1000 м-н строк окупності складе приблизно 3 роки. Залежність валового прибутку ПГУ МЭС-60 після строку окупності від ціни на паливо і питомої вартості устаткування. При прийнятих вихідних даних і сучасній ціні на паливо валовий прибуток ПГУ МЭС-60 складе приблизно \$70 млн. Варто підкреслити, що і ГТЭ-20С, і МЭС-60 створюються на базі серійно авіаційного двигуна АЛ-21. Залежності строку окупності ГТЭ-20С. Так, наприклад, при питомій вартості устаткування ГТЭ-20С 250 \$/кВт і сучасній ціні на паливо її строк окупності складе 3 роки 8 мес, а валовий прибуток після строку окупності — приблизно \$ 11 млн.

Інтенсивне використання на всіх етапах життєвого циклу виробів систем автоматизованого проектування, розрахунку і керування проектами дозволяє значно збільшити швидкість виконання робіт. Компонентами єдиного інформаційного CALS-середовища є системи автоматизованого проектування - Unigraphics, AutoCAD, «Компас».

Термогазодинамічні розрахунки виконуються за допомогою комплексу програм FlowER для 3-мірних в'язких плинів у багатоступінчастих турбомашинах. Розрахунки систем охолодження лопаток турбін, КЗ, інших елементів двигуна виконуються в звичайно — елементних системах Star-CD і ANSYS. У цих системах здійснюється також моделювання 3-вимірних в'язких ламінарних і турбулентних плинів у трактах систем охолодження і теплообмінних апаратів, розрахунки процесів тепломасообміну і горіння.

Системами ANSYS і MSC.PATRAN+NASTRAN користуються і для прогнозу-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										19
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.

вання ресурсу складних деталей і вузлів промислових ГТУ, при цьому мінімальний час створення розрахункових моделей будь-якої складності значно скорочується.

Використання наявних на підприємстві стереолітографічних установок скорочує час виготовлення дослідних зразків деталей без технологічного оснащення. Прообраз деталі після закінчення проектування конструктором одержують уже через кілька годин. Потім за допомогою методів швидкого прототипування одержують і готові деталі для постановки на двигун. Подібним способом виготовляється ряд деталей складної форми, зокрема охолоджуваних лопаток.

Установка контактного типу «Водолей» виробництва НПО «Машипроект».

Починаючи з 1986 року КПП «Машпроект» працює над створенням енергетичних установок, що діють за технологією «Водолій» - з подачею пари в проточну частину ГТД і регенерацією його з парогазової суміші в контактному конденсаторі-газоохолоджувачі.

НПО «Машпроект» у даний час розробило два типи промислових установок «Водолій» - потужністю 16 і 25 МВт, що базуються на вискоєфективних ГТД типу GT10000S і GT15000S. Установки призначені для привода турбогенераторів у складі електростанцій будь-якого призначення або використання як механічний привод.

Установки типу «Водолій» спроектовані з урахуванням виключення втрат енергетичної пари, що впорскується в двигун. Для рішення цієї задачі цикл STIG доповнений контактним конденсатором, що встановлюється на вихлопному патрубку котла-утилізатора. Вихлопні гази після проходження через котел-утилізатор надходять у контактний конденсатор, основне призначення якого - остудити вихлопні гази до крапки роси, висадити пару у вигляді води, зібрати її і повернути в основний бак для наступної рециркуляції.

Наявність контактного конденсатора дозволяє уловлювати воду, що конденсується не тільки з енергетичної пари, але й одержувану в результаті хімічної реакції в процесі згоряння палива. За рахунок підведення частини пари безпосередньо в зону горіння істотно знижується рівень емісії NO_x .

Установки типу «Водолій» дозволяють раціонально використовувати можливості підвищення потужності електростанції при високих температурах зовнішнього повітря за рахунок упорскування води в проточну частину. При цьому забезпечується збереження

Підпис і дата	будь-якого призначення або використання як механічний привод. Установки типу «Водолій» спроектовані з урахуванням виключення втрат енергетичної пари, що впорскується в двигун. Для рішення цієї задачі цикл STIG доповнений контактним конденсатором, що встановлюється на вихлопному патрубку котла-утилізатора. Вихлопні гази після проходження через котел-утилізатор надходять у контактний конденсатор, основне призначення якого - остудити вихлопні гази до крапки роси, висадити пару у вигляді води, зібрати її і повернути в основний бак для наступної рециркуляції. Наявність контактного конденсатора дозволяє уловлювати воду, що конденсується не тільки з енергетичної пари, але й одержувану в результаті хімічної реакції в процесі згоряння палива. За рахунок підведення частини пари безпосередньо в зону горіння істотно знижується рівень емісії NO_x. Установки типу «Водолій» дозволяють раціонально використовувати можливості підвищення потужності електростанції при високих температурах зовнішнього повітря за рахунок упорскування води в проточну частину. При цьому забезпечується збереження				
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
					20

параметрів ГТД і одночасно повне уловлювання і рециркуляція хімічно очищеної води.

По основних енергетичних параметрах установки «Водолій» незначно уступають установкам, що працюють по циклу STIG, і навіть мають переваги перед ними на об'єктах, де існують тверді обмеження по витраті води (у посушливих районах) або де мають обмеження на кількість пари у вихлопних газах (житлові райони).

При температурі охолодної води, подаваної в контактний конденсатор, нижче 30°C немає потреби в поповненні водою котла-утилізатора, тому що енергетична установка може виробляти воду. Вихідна потужність виготовлених установок — 25 і 16 МВт, а ККД в умовах 150 відповідно — 43 і 45%.

Принципова схема силової установки «Водолій» показана на рис. 1.3.

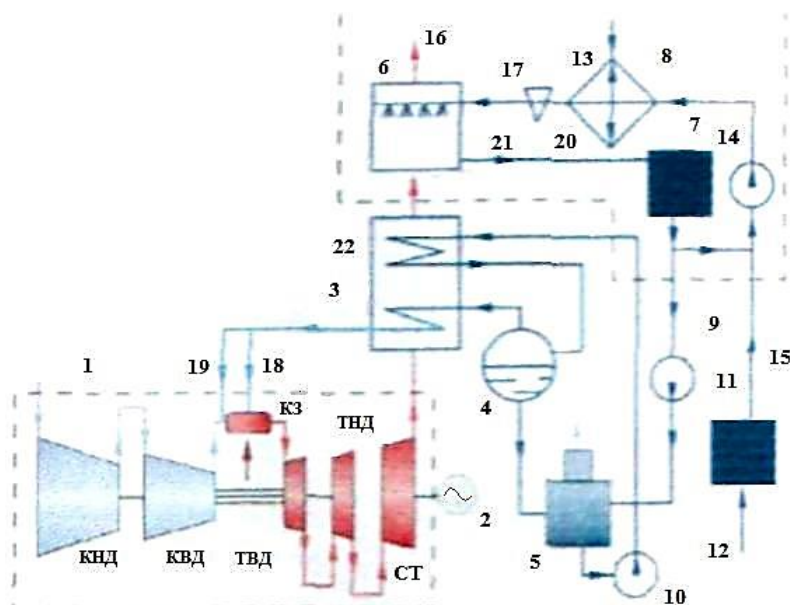


Рисунок 1.3 – Принципова схема енергетичної установки «Водолій»: КНД – компресор низького тиску; КВД – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; 1- газотурбінний двигун; 2 – генератор; 3- утилізаційний котел; 4 – сепаратор; 5 – деаератор; 6 – контактний конденсатор; 7- резервуар для води; 7- охолоджувач конденсованої води; 9 – живильний насос; 10 – циркуляційний насос; 11 – система водо підготовки котла; 12 – подача тех.. води до системи водо підготовки; 13 – подача тех.. води до системи конденсованої води; 14 – насос конденсованої води; 15 – поповнення води котла; 16 – система вихлопу; 17 – фільтр конденсату; 18 – подача пари для підвищення потужності; 19 - подача пари для зменшення вибросу NOx; 20 – дренаж із конденсатора; 21 – подача ох. води до конденсатора; 22 – система охолодження.

Котел-утилізатор (3) установлений на вихлопі газової турбіни (1), щоб, вико-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ристовуючи високу температуру вихлопних газів, забезпечити генерування пари. Вироблена пара використовується для зменшення рівня викидів NO_x (19) і підвищення потужності (18). У камері згоряння (КЗ) уся пара змішується з продуктами згоряння і повітрям. У циклі з подачею пари без уловлювання пар і парогазова суміш звичайно викидаються в атмосферу, що приводить до шкідливого впливу на навколишнє середовище, і виникає необхідність у складній системі водопідготовки. В енергетичній установці «Водолій» пара і газоподібна суміш проходять через контактний конденсатор (6), установлений на виході з казана-утилізатора. У контактному конденсаторі газоподібна суміш охолоджується до температури конденсації. Попередньо охолоджена в холодильнику (8) вода подається в розбризкувач конденсатора (6) через фільтр (17). Конденсат, отриманий з парогазової суміші, разом з охолодною водою, самопливом зливається в резервуар збереження (7). На номінальній вихідній потужності ефективність (ККД)-48%. На номінальній потужності величина емісії NO_x для установки 25 МВт не перевищує 25 ppm, для установки 16 МВт — 35 ppm, незважаючи на те що в обох двигунах застосована камера згоряння найбільш простої конструкції, що виготовляється НПП «Машпроект» протягом 30 років.

При проведенні тривалих випробувань визначене оптимальне співвідношення подаваної пари для зменшення емісії NO_x до припустимого рівня — приблизно 150% витрати паливного газу, подаваного в ГТД.

Емісія CO_x у вихлопних газах змінювалася і діапазоні 15-50 ppm при роботі енергетичної установки «Водолій» від номінальної потужності до холостого ходу. У 1992 році НПП «Машпроект» підписало контракт з АТ «Укргазпром» на розробку, виготовлення і постачання установки типу «Водолій» потужністю 16 МВт для привода нагнітача компресорної станції «Ставищенская» (м. Черкаси, Україна).

В другій половині 1998 року на НПП «Машпроект» були проведені перші іспити виготовленої установки «Водолій-16», що базується на газотурбінному двигуні типу GT10000S. Ціль проведених випробувань:

- перевірка теплотехнічних характеристик і конструкції окремих вузлів і деталей установки при тривалій режимній роботі;
- нагромадження експлуатаційного досвіду роботи установок «Водолій-16»

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						22

потужністю 16МВт;

- підтвердження розрахункових характеристик установки.

Проведені випробування підтвердили заявлені характеристики. В даний час ведуться роботи з забезпечення оптимального співвідношення між подачею пари і зменшенням шкідливих викидів, а також підготовка установки до передачі замовнику.

У 1998 році була виготовлена і запущена установка «Водолій-16»

На підставі отриманого в НПКТ «Машпроект» досвіду проектування, виготовлення й експлуатації установок потужністю 16 і 25 МВт ведуться розробки установок потужністю 4...5, 35...40 МВт і інших на базі устаткування, що серійно виготовляється. В усіх проектах використовуються серійні двигуни GT2500, GT10000, GT15000, GT25000 і котли-утилізатори КУП780, КУП2500, КУП2700, КУП7800. Використання серійного устаткування забезпечує надійну роботу установок «Водолій» з ресурсом до 100 тис. годин з ремонтами, що передбачаються для даного устаткування.

Експлуатаційний досвід, а також наявність чистої води (з вимогами до живильної котлової води для котлів з тиском до 4 МПа) дає можливість пропонувати замовнику не тільки установки різної потужності, але і їхню технологію, що дозволяє:

- одержувати постійну ПОТУЖНІСТЬ при температурі зовнішнього повітря від -40...+50°C;
- одночасно виробляти електричну механічну і теплову енергію у виді пари і гарячої води для споживачів. При цьому можна одержати будь-як співвідношення потужності і пари, що відбирається, упорскуючи пару в ГТД (весь або частково):

- одержувати низькі рівні емісії NO_x і СО для камер згоряння простої конструкції без застосування складних методів боротьби зі шкідливими викидами на всіх режимах роботи установки;

- використовувати різні умови експлуатації. При температурі охолодної води нижче 30°C можна одержувати надлишок води з якістю, близьким по вмісту домішок до дистильованої води.

Установки типу «Водолій» мають потенційні можливості для збільшення ККД. Представляються доцільними наступні ступені термодинамічного удосконалювання:

1. Освоєння рівня ККД 42-43%. Для цього необхідно забезпечити проектний рі-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						23

вень газодинамічної досконалості елементів проточної частини турбомашин і системи охолодження двигуна. Виключити виток парогазового потоку, водяної пари і живильної води в утилізаційному парогенераторі і системах підведення пари до двигуна. Організувати упорскування води на вхід у компресор низького тиску двигуна.

2. Освоєння рівня ККД 45-46%. Необхідно реалізувати максимальну температуру термодинамічного циклу порядку 1473... 1523 К. Доцільні упорскування води на вхід у компресор низького тиску і підігрівання палива теплом, що іде від парогазового потоку.

3. Освоєння рівня ККД 50%. Буде потрібно реалізувати максимальну температуру термодинамічного циклу порядку 1623...1673 К. Доцільні упорскування води на вхід у компресор, підігрівання палива і застосування паро-повітряного охолодження гарячих частин двигуна.

4. Освоєння рівня ККД 55-57%. Необхідна реалізація максимальної температури термодинамічного циклу порядку 1873 К и ступеня підвищення тиску 45...60. Введення в схему проміжного охолоджувача повітря між компресорами низького і високого тиску. Доцільні упорскування води і застосування парового охолодження гарячих частин двигуна.

Газотурбінна установка повного циклу STIG на базі газогенератора LM 5000 (фірма Simpson Paper Company).

На початку 1988 р. на ТЗЦ фірми Simpson Paper Company (Рипоя, шт. Каліфорнія) введена в експлуатацію перша у світі ГТУ з повним упорскуванням пари високого і низького тисків (цикл stig), виконана на базі газогенератора LM 5000 фірми General Electric. Здійснення циклу STIG забезпечує помітне збільшення потужності (з 32,5 до 49.5 МВт). значний приріст ККД (з 36 до 43%) і скорочення викидів NO_x (з 225 млн -1 до значень нижче 25 млн⁻¹) без застосування селективного каталітичного реактора (СКР), що дозволяє досягати більш низьких концентрацій NO_x. Установка відрізняється наступними особливостями:

- 1) у газову турбину в трьох місцях подається пара в кількості 59 т/год;
- 2) застосовано систему СКР, що забезпечує тонке очищення газів від N0* до концентрацій 6... 13 млн⁻¹;
- 3) котел-утилізатор унікального типу дозволяє знизити температуру газів, що

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 24
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	

ідуть, до 121 °С;

4) застосування нового повітроочисного пристрою з фільтруючими каналами субмікронного розміру зводить до мінімуму промивання компресора.

Історія питання. За 145 км до сходу від Сан-Франциско, розташована паперова фабрика Ripon Mill фірми Simpson Paper Company (SPC), що виробляє щорічно 22 тис. тон типографського паперу високої якості. Цей папір використовується для випуску річних звітів, книг, інструкцій, вітальних листівок, книг і винних етикеток. Фабрика займає площу 0,8 км². Місце розташування було обрано, щоб наблизити фабрику до основних ринків на західного узбережжя США в районах міст Сан-Франциско до Лос-Анджелес. У базовому режимі роботи фабрика споживає 4000 кВт електроенергії і 20,4 т/год пари.

У травні 1983 р. фірма SPC завершила роботи зі спорудження на своїй паперовій фабриці Shasta Mill у північній Каліфорнії ТЭЦ електричної потужності 33 МВт і відпущенням пари в кількості 100 т/год. Ця ТЭЦ була створена на базі газової турбіни LM 5000, що складає з газогенератора LM 5000 фірми General Electric (GE) і силової турбіни IHI ITA 1203. За період між пуском у 1983 р. і 1 грудня 1987 р. ця газотурбінна ТЭЦ напрацювала понад 36 тис. ч. У січні 1986 р. фірма SPC завершила будівництво на своїй фабриці San Gabriel Mill у м. Помона, шт. Каліфорнія другий газотурбінної ТЭЦ, що також має встановлену потужність 33 МВт і виробляє до 90,9 т/год пари для споживання на паперовій фабриці. На 1 грудня 1987 р. ця газотурбінна ТЭЦ напрацювала понад 16 тис. год.

У липні 1985 р. SPC разом з фірмами Pacific Gas & Electric Company, Ishikawajima-Harima Heavy Industries (IHI), General Electric Company і Energy Services Incorporated (ESI) переобладнали ТЭЦ Shasta Mill для часткового упорскування пари. Тому що фабрика Shasta Mill не могла використовувати в літні місяці всю пару, вироблену за рахунок утилізації теплоти газів, що відробили, фірма SPC вирішила здійснити упорскування надлишкової пари через паливні форсунки і впускні вікна у вихідному патрубку компресора газогенератора з метою збільшення потужності і зниження витрати теплоти. Отримані результати виявилися вражаючими. При стандартних

Підпис і дата	Інв. № дубл.						
Взам. інв. №	Підпис і дата						
Інв. № подл.	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
							25

умовах 180 потужність ГТУ збільшилася з 33 до 42 МВт, а термічний КТТД зріс з 36 до 42%.

Протягом гарантійного терміну детально досліджувався вплив упорскування пари на коефіцієнти готовності до надійності ГТУ. Отримані в цей період іспитів дані показали, що коефіцієнт готовності складає при упорскуванні пари 95,6% проти 96,0% при упорскуванні води для зниження викидів NO_x. Коефіцієнт надійності був 99,5% при упорскуванні пари, до 98,5% при упорскуванні води. Крім того, при упорскуванні пари значно зменшилися ушкодження гарячої секції. Був зроблений висновок, що упорскування великих кількостей пари не дає шкідливого впливу ні на коефіцієнт готовності, ні на коефіцієнт надійності ПГУ, а по суті справи навіть збільшує термін служби високотемпературних елементів конструкції. Таким чином, рішення про реалізації схеми STIG можна було обґрунтувати результуючою перевагою додаткових вигод при експлуатації над додатковими капітальними витратами на устаткування в порівнянні з ГТУ без упорскування пари.

У 1986 р. фірма General Electric запропонувала здійснити на газогенераторі LM 5000 повне упорскування пари, що включає подачу пари як у ТНД, так і в паливні форсунки і вікна у вихідному патрубку компресора. Ґрунтуючись на досвіді експлуатації своєї ТЭЦ Shasta Mill фірма SPC прийняла рішення установити газову турбіну INI LM 5000 з повним упорскуванням пари на паперовій фабриці Ripon Mill. Для виробництва папера на цій фабриці потрібно лише 20,4 т/год пари з тиском 1,03 МПа, у той час як у котлі-утилізаторі теплоти газів установки, що відробили, LM 5000 можна одержати без дожигання 63 т/год пари. Фірма планувала подати всю надлишкову пару в LM 5000. Хоча розглядалася можливість використання меншої газової турбіни, то краще підходить для покриття теплового навантаження Ripon Mill, здатність установки LM 5000 використовувати надлишкова пара в циклі STIG зробила цей варіант економічно більш привабливим, ніж установка меншої турбіни.

Опис. Генплан електростанції. На рис. 1.4 показане розташування основних елементів системи STIG на генплані станції. Відзначимо, що для розміщення цієї ГТУ потужністю 49,5 МВт потрібно площа менше 4 тис. м², що в 3...10 разів менше розміру площадки для установки ПТУ порівнянній економічності або вугільній електростанції.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						26

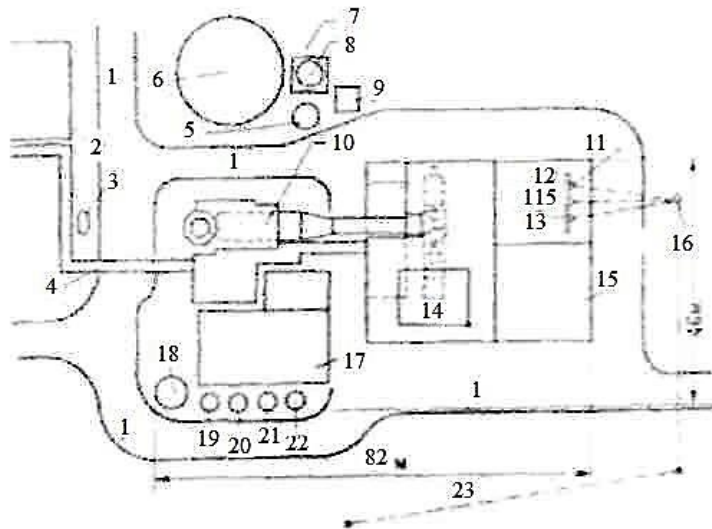


Рисунок 1.4 - Генеральний план газотурбінної ТЭЦ Ripon Mill.

1- дорога; 2 - Існуюча котельня; 3 - бак з аміаком; 4 - естакада трубопроводів; 5 - бак очищеної води; 6 - існуючий резервуар з артезіанською водою; 7 - градирня; 8 - існуючий бак з технічною водою; 9 - існуюча шпара №1; 10 - казан-утилізатор; 11 - ізолятори; 12 - площадка високовольних вимикачів; 13 - глуха протипожежна стінка; 14 - газотурбінне відділення; 15 - площадка газодожимних компресорів; 16 - лінійна опора 115 кВт; 17 - відділення водопідготовки; 18 - сховище нафтопродуктів; 19 - бак з кислотою; 20 - бак з дистильованою олією; 21 - бак з каустичною содою; 22 – бак з розсоллом; 23 – лінія електропередачі 115 кВт.

Основне устаткування. Установлена на фабриці Ripon Mill газова турбіна LM5000 майже цілком ідентична тій, котра знаходиться в експлуатації на фабричних ТЭЦ Shasta Mill і San Gabriel Mill , з тією відмінністю, що вона оснащена паровими форсунками і колекторами для подачі перегрітої пари ВТ (315°C, 5,17 МПа) у паливні форсунки і вікна у вихідному патрубку компресора і пари ВТ (232°C, 2,07 МПа) в область перед ТНТ газогенератора. Крім того, була збільшена площа кільцевого перетину ТВТ із метою зменшити число оборотів КВТ і забезпечити тиск на виході з цього компресора в розрахункових межах, припустимих для його корпусу.

Для ТЗЦ був обраний турбогенератор фірми Electric Machinery Company з параметрами 49,5 Мвт, 58,23 кВА, 13,8 кВ, 0,85 пФ, з водоповітряним охолодженням обмоток ротора і статора. Хоча цей генератор спроектований для відкритої установки, фірма SP вирішила установити його в закритому приміщенні, щоб звести до мінімуму шум, поліпшити умови технічного обслуговування, підвищити надійність в експлуатації і поліпшити зовнішній вигляд ТЗЦ. Генератор оснащений системою бесщітного з'йому,

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.				
					Арк. 27				

оптичною системою виявлення замикань в обмотці ротора і сигналізацією. Щоб виключити циркуляційні струми, здатні зруйнувати підшипники, використана щітка, що заземлює, разом з ізольованими напівмуфтами.

На ТЭЦ Ripon Mill установлений паровий котел-утилізатор теплоти газів, що відробили, (фірма Deltak). Котел складається з випарників ВТ (5,17 МПа), СТ (1,035 МПа) і НТ (0,172 МПа), а також пароперегрівників ВТ і СТ і трьох економайзерів. Випарник СТ може працювати при НТ у циклі 8ТЮ (1,07 МПа) при відключенні парового навантаження фабрики або при тиску 1,035 МПа, коли пара подається на фабрику для технологічних цілей.

Цикл. В умовах подачі пари й у газову турбіну, і на паперову фабрику установка БМ5000 розвиває потужність 47,6 МВт при питомій витраті теплоти

8545 кДж/(кВт·год) (розрахунок по нижчій теплоті згоряння). Котел-утилізатор виробляє 46,4 т/год пари ВТ (5,17 МПа/315°C), 17,25 т/год насиченої пари СТ (1,03 МПа) і 5,96 т/ч пари НТ (0,172 МПа). 36,28 т/год пари ВТ подається в паливні форсунки і вікна у вихідному патрубку компресора. Подальше підвищення відносини витрат пари і палива може привести до зниження ефективності згоряння і, крім того, зменшити запас стійкості компресора по помпажу. З 36,28 т/год пари -18,14 т/год пари ВТ упорскується через паливні форсунки в зону горіння з метою забезпечити концентрацію NO_x у газах, що відробили, у діапазоні 25...30 млн.⁻¹ (у перерахуванні на сухі гази з 15% O₂), а інші 18,14 т/год подаються у вихідний патрубок компресора. Упорскування пари в тракт за компресором дуже мало впливає на викиди N0*. Подача тої самої кількості пари ВТ у паливні форсунки або у вихідний патрубок компресора приводить до однакового підвищення потужності і КПД ГТУ.

Упорскування пари НТ у кількості 7,25 т/год також збільшує потужність двигуна і знижує витрату теплоти, однак вигоди від упорскування виражені не так сильно, як у випадку подачі пари ВТ. З зазначеної причини котел-утилізатор був спроектований виходячи з умови виробництва максимальної кількості пари ВТ. Тому, якщо в майбутньому установку LM 5000 піддадуть переробці в розрахунок на прийом більшої кількості пари ВТ, можливе подальше підвищення показників ГТУ. За умовою балансу теплоти, пара ВТ із витратою 10,16 т/год дроселюється до тиску 2,07 МПа і потім поєднується з потоком пари із

Підпис і дата					
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
					Арк.
КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

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

При більш високому тиску у випарнику СТ, що відповідає повному циклу STIG, погіршується теплопередача в цій секції, у результаті чого газів, що проходять через випарник НТ, мають більш високу температуру. Тому в котлі виробляється достатня кількість пари НТ, щоб підігріти подавану в деаератор підживлюючу воду з температурою 21 °С до температури насичення 121 °С без використання економайзера НТ. Під час відсутності такого економайзера температура вхідних газів у повному циклі STIG складе 134°С проти 122°С в випадку часткового циклу. Коли паперова фабрика зупинена, ККД повного циклу STIG дорівнює -43% і ТЭЦ відпускає тільки електроенергію. Робочі характеристики ГТУ циклу STIG і котла-утилізатора взаємозалежні. Так, паропроодуктивність котла залежить від масової витрати відробили в ГТУ газів, їхньої питомої теплоємності і температури, а витрата, теплоємність і температура газів залежать від витрати пари, що впорскується в турбіну. При проектуванні ТЭЦ Ripon Mill була поставлена задача вибрати конструкції котла, що виробляє максимальну кількість пари на теплоті газів, що відробили, за умови, що вся пара впорскується в газову турбіну. Фірма ІНІ постачила фірму ESI необхідними даними про робочі характеристики LM 5000 при розрахунковій температурі зовнішнього повітря 15°С, максимально припустимому витраті пари високого тиску 36,28 т/год і різних витратах пари низького тиску, що впорскується. Фірма E8I у свою чергу заклала дані про витрату газів, що відробили, температурі і теплоємності в математичну модель котла-утилізатора, по якій за допомогою EOM була розрахована паропро-

Арк.
29

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

- Пристрій для очищення вхідного повітря.
- Випарний охолоджувач (для зниження температури вхідного повітря).
- Система паливоподачі.
- Система протиожеледнення.
- Система водного промивання (для промивання компресора),
- Селективний каталітичний реактор (за допомогою каталізатора TiO_2 ініціюються реакції між NO_x і аміаком, що впорскується в газу, що відходять, у результаті яких з'являється вода й азот).
- Система водопідготовки (для очищення води від розчинених в ній твердих речовин).

Приведені капітальні й експлуатаційні витрати на вироблення електроенергії за розрахунковий термін служби ТЭЦ складуть для LM 5000 повного циклу STIG 30% витрат у порівнянні з ПГУ на базі LM 5000.

					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газотурбінний двигун ГТД 110 (рис.1.5) призначений для використання в складі парогазових установок потужністю 325 і 170 МВт із метою вироблення електричної і теплової енергії в базовому, напівпіковому і піковому режимах застосування. На базі ГТД 110 за вимогою замовника може бути створена однорухова установка ГТЭ-110 з електрогенератором.



Рисунок 1.5 - 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 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.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата				Інв. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.						Арк.
											31

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.

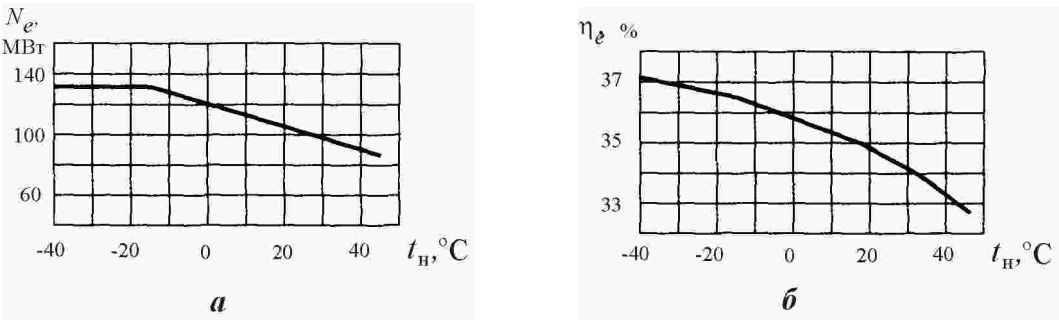


Рисунок 1.6 – Залежність потужності (а) і КПД (б) ГТД 110 від температури повітря на вході

Основні технічні характеристики ГТД 110 (в умовах ISO 2314) представлені в табл.1.1, експлуатаційні характеристики – на рис.1.6.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	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. N_e, МВт <table border="1"><caption>Data for Graph (a)</caption><thead><tr><th>$t_n, ^\circ\text{C}$</th><th>N_e, МВт</th></tr></thead><tbody><tr><td>-40</td><td>135</td></tr><tr><td>-20</td><td>135</td></tr><tr><td>0</td><td>120</td></tr><tr><td>20</td><td>105</td></tr><tr><td>40</td><td>90</td></tr></tbody></table> η_e % <table border="1"><caption>Data for Graph (b)</caption><thead><tr><th>$t_n, ^\circ\text{C}$</th><th>η_e %</th></tr></thead><tbody><tr><td>-40</td><td>37.0</td></tr><tr><td>-20</td><td>36.5</td></tr><tr><td>0</td><td>35.5</td></tr><tr><td>20</td><td>34.5</td></tr><tr><td>40</td><td>32.5</td></tr></tbody></table> Рисунок 1.6 – 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.1.6.	$t_n, ^\circ\text{C}$	N_e , МВт	-40	135	-20	135	0	120	20	105	40	90	$t_n, ^\circ\text{C}$	η_e %	-40	37.0	-20	36.5	0	35.5	20	34.5	40	32.5
					$t_n, ^\circ\text{C}$	N_e , МВт																							
					-40	135																							
					-20	135																							
0	120																												
20	105																												
40	90																												
$t_n, ^\circ\text{C}$	η_e %																												
-40	37.0																												
-20	36.5																												
0	35.5																												
20	34.5																												
40	32.5																												
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																									

КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
	32

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/м 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%.

1.2. Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів ГТА

Розроблювальна установка потужністю 60 МВт призначена для використання на електростанціях з частотою 50 Гц. Найбільш складною проблемою при проектуванні високотемпературної ГТУ є забезпечення надійної роботи турбінної частини двигуна й у першу чергу охолоджуваних лопаткових вінців. У якості двигуна для установки обраний однокаскадний контактний ГТД з упорскуванням пари в камеру згоряння. Привід електрогенератора здійснюється з боку компресора.

Принципова схема контактної ГТУ представлена на рис.1.7. Однокаскадний ГТД (2) працює на привід електрогенератора (1) і складається з силової турбіни (ТС), камери

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

- КР.142.6231М.08.01.ПЗ.

Арк.
34

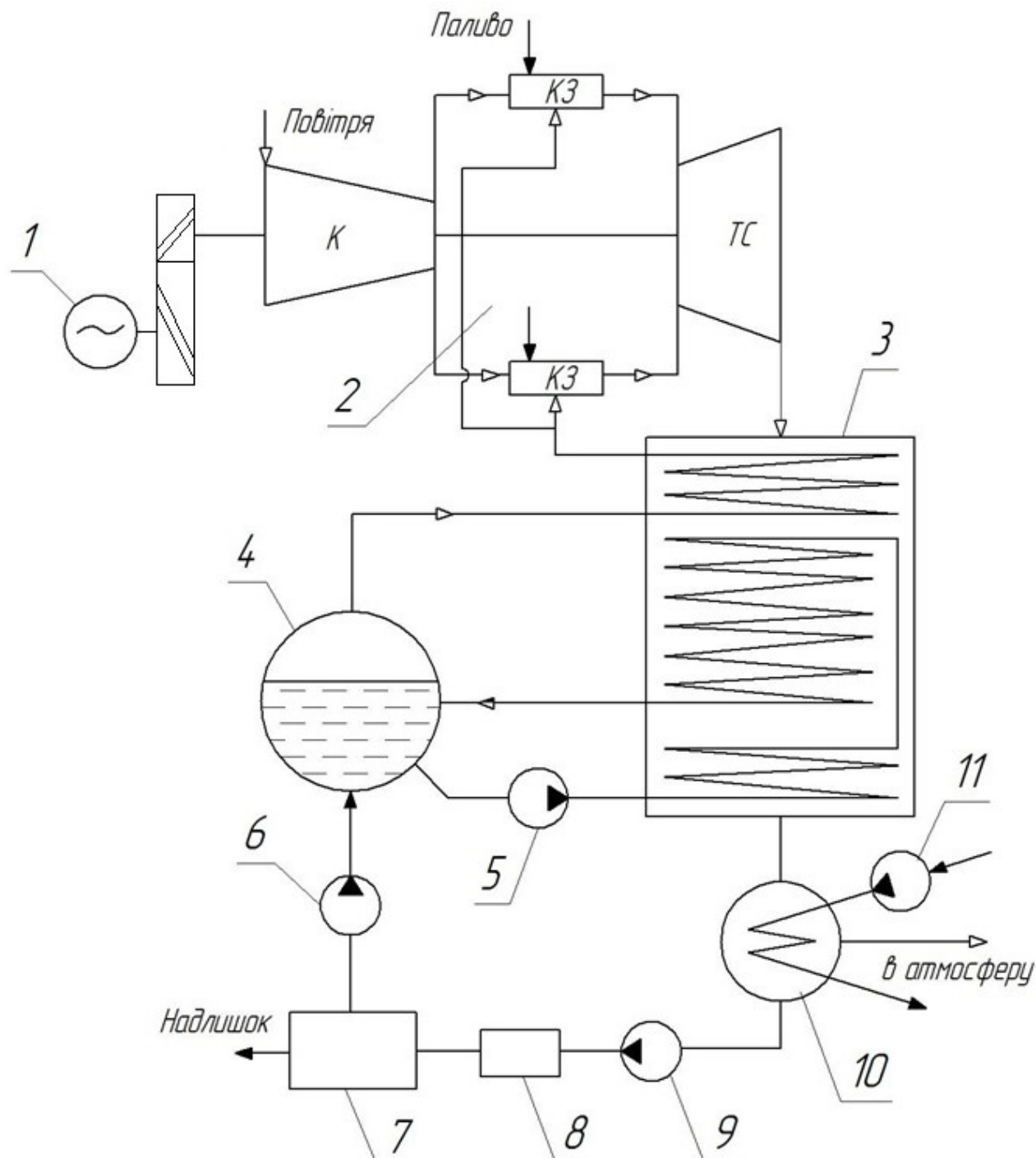


Рисунок 1.7 - Принципова схема контактного ГТУ.

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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.01.ПЗ.

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

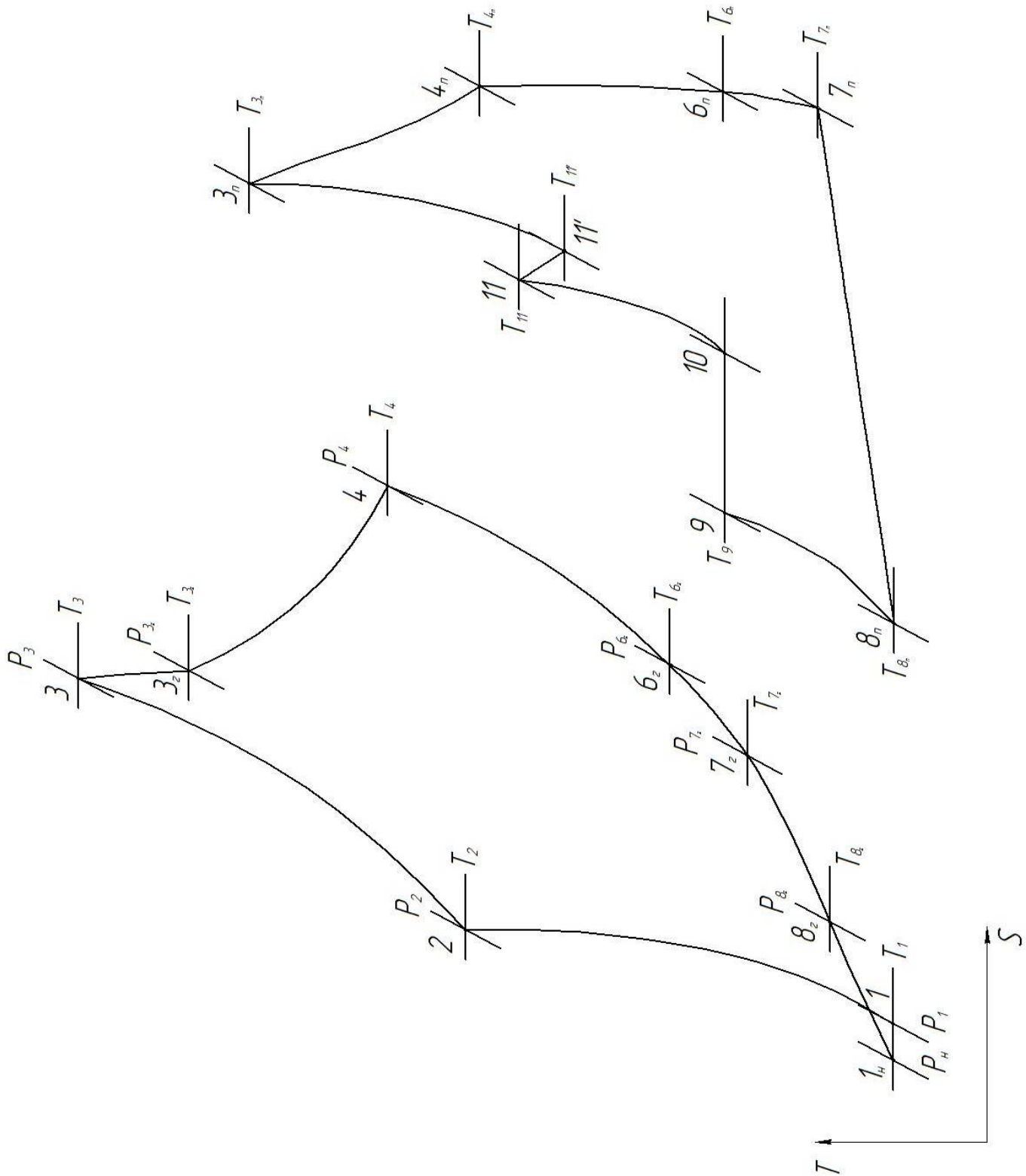


Рисунок 1.8 - Термодинамічний цикл контактної ГТУ

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, одноступінчастої 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, K	T_H, K	T_0, K	g_e	$\eta_{ак}$	η_{at}	η_{m_t}	$\eta_{кс}$
1540	288	1080	0,0220	0,900	0,900	0,9900	0,9950

Задаємося інтервалом зміни параметра π_Σ від 16 до 36 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. 1.4), що знаходиться у файлі C:\STUDENT\GRUP5\rzgta1cc.dat будуємо графік – рис.1.9 (Залежність ефективного КПД циклу та питомої потужності ГТА простої схеми від загальної ступеня підвищення тиску в циклі).

Перелік неописаних ідентифікаторів приведено в табл.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	-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										37
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.

Таблица 1.4 - Оптимізація параметрів циклу

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА КГТА

СТУДЕНТ гр. 6231м Співак Д.О.

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА, IRT (1-ГАЗОТУРБИННОЕ; 2-ПРИРОДН.ГАЗ)	2
02.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД, ТЗН, К	1540.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, ТН, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, ТD, К	1100.0
05.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА, ТРРМ, К	720.0
06.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПП УПГ, DTPP, ГРАД.	40.0
07.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ИП УПГ, DTIP, ГРАД.	18.0
08.К.П.Д. РЕДУКТОРА, UR	0.9800
09.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА, UAK	0.9000
10.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ, UAT	0.9000
11.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, UKS	0.9900
12.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИН, UMT	0.9950
13.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, QKN	10.00
14.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, QKK	40.00
15.ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, DQK	1.00
16.К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА, НК	1.0000
17.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА, НВХ	0.9850
18.К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС, НРР	0.9600
19.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, НКС	0.9600
20.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ, НТ	0.9950
21.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА , ННО	0.9800
22.К.В.П.Д. УПГ, НУРН	0.9700
23.К.В.П.Д. ПГК, НРНК	0.9700
24.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА, OGE	0.0220
25.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ, ТРВ, К	312.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЦИКЛА КГТА

QKN	UE	NEYD	T4 КВТ/(КГ/С)	TRP К	T6 К	OGPP К	OGOX	AL
10.0	0.4538	822.1	992.5	720.0	391.5	0.3347	0.1096	1.55
11.0	0.4662	810.7	973.8	720.0	394.7	0.3085	0.1058	1.61
12.0	0.4769	798.8	956.7	720.0	397.8	0.2861	0.1024	1.67
13.0	0.4862	786.7	941.1	720.0	401.1	0.2665	0.0993	1.73
14.0	0.4935	779.6	928.9	720.0	404.2	0.2556	0.0909	1.77
15.0	0.5015	772.3	916.2	720.0	407.5	0.2435	0.0844	1.82
16.0	0.5079	759.6	903.5	720.0	410.7	0.2290	0.0824	1.87
17.0	0.5135	747.2	891.7	720.0	413.9	0.2159	0.0804	1.92
18.0	0.5185	734.8	880.5	720.0	417.2	0.2039	0.0786	1.98
19.0	0.5230	722.7	870.0	720.0	420.3	0.1930	0.0769	2.03
20.0	0.5270	710.7	860.0	720.0	423.5	0.1829	0.0752	2.08
21.0	0.5305	699.0	850.6	720.0	426.6	0.1735	0.0737	2.12
22.0	0.5336	687.5	841.6	720.0	429.8	0.1648	0.0722	2.17
23.0	0.5364	676.2	833.0	720.0	432.8	0.1567	0.0707	2.22
24.0	0.5396	667.7	825.0	720.0	436.0	0.1508	0.0672	2.26
25.0	0.5417	656.6	817.1	720.0	439.1	0.1435	0.0660	2.31
26.0	0.5436	645.6	809.5	720.0	442.1	0.1366	0.0649	2.36
27.0	0.5452	634.9	802.3	720.0	445.1	0.1301	0.0638	2.40
28.0	0.5466	624.3	795.2	720.0	448.0	0.1240	0.0627	2.45
29.0	0.5472	617.2	789.5	720.0	451.0	0.1216	0.0581	2.48
30.0	0.5482	606.9	782.9	720.0	454.0	0.1160	0.0572	2.53
31.0	0.5490	596.8	776.6	720.0	456.9	0.1106	0.0564	2.58
32.0	0.5496	586.8	770.4	720.0	459.7	0.1054	0.0555	2.62
33.0	0.5501	576.9	764.5	720.0	462.6	0.1005	0.0547	2.67
34.0	0.5507	568.8	758.8	718.8	465.4	0.0964	0.0533	2.71
35.0	0.5507	560.3	753.3	713.3	467.9	0.0925	0.0528	2.75
36.0	0.5505	551.9	748.0	708.0	470.5	0.0886	0.0522	2.79

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						38

Продовж. табл. 1.5

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 газівідвідного 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	

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

					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СТУДЕНТ гр.6231м Співак Д.О.

T1KS	T2KS	P1KS	P2KS	OGT	AL	GPKS	GBKS	GTH
K	K	MPA	MPA			KГ/C	KГ/C	KГ/Ч
712.31	1540.00	1.7960	1.7242	0.02916	2.00	16.417	81.935	8600.7

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	28.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ, НТ 29.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА, ННО 30.К.В.П.Д. УПГ, НУРН 31.К.В.П.Д. ПГК, НРНК 32.КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА КОМПРЕССОРА, АLK2 33.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА, OGE 34.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ, НЕ, КВТ 35.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПГК, DTZB, ГРАД. 36.К.П.Д. ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК, UGCN 37.К.П.Д. ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ, USNK 38.К.П.Д. ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ, UPNK 39.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ, ТРВ, К 40.ТЕМПЕРАТУРА ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ, TZB, ГРАД.	0.9950 0.9850 0.9750 0.9700 1.0000 0.0220 60000. 18. 0.6000 0.6000 0.6000 312.0 288.0
					РЕЗУЛЬТАТЫ ДЕТАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СХЕМЫ СУДОВОГО КГТА С ТУК И ВПРЫСКОМ ПАРА В КС ГТД НА РЕЖИМЕ ПОЛНОЙ МОЩНОСТИ ПАРАМЕТРЫ ГТД	
Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	КОМПРЕССОРНЫЙ БЛОК QK GK UK T1 T2 DTK P1 P2 CPB KB КГ/С К К ГРАД МПА МПА КДЖ/ (КГ*К) 18.000 83.18 0.8477 288.0 712.3 424.3 0.0998 1.7960 1.032 1.390	
					КАМЕРА СГОРАНИЯ T1KS T2KS P1KS P2KS OGT AL GPKS GBKS GTH К К МПА МПА КГ/С КГ/С КГ/Ч 712.31 1540.00 1.7960 1.7242 0.02916 2.00 16.417 81.935 8600.7	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	
					42	

Продовж. табл.1.6

ТУРБИНЫЙ БЛОК						
QT	GT	UT	T3	T4	DTT	ODP
КГ/С	КГ/С		К	К	ГРАД.	
15.856	100.682	0.9150	1540.00	907.70	628.61	0.1625
P3	P4	СРРН	КРН	ВЕТ	ZOX	OGOХ
		МПА	МПА	КДЖ/ (КГ*К)		
1.7242	0.1087	1.4826	1.2719	1.2104	5	0.0561

ПАРАМЕТРЫ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	
ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ,МПА	1.8709
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА,К	720.00
ПАРПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ,КГ/С	16.4171
ТЕМПЕРАТУРА НАСЫЩЕННОГО ПАРА,К	482.83
ПАРПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО НАСЫЩЕННОМУ ПАРУ,КГ/С	9.3293
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,К	907.70
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,МПА	0.1087
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,КГ/С	106.10
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ ЗА ИП УПГ,К	500.83
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ,К	408.82
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ,МПА	0.1060
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗОПАР. СМЕСИ В УПГ,КДЖ/ (КГ*К)	1.3462
МОЩНОСТЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ,КВТ	18.32
МОЩНОСТЬ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ,КВТ	76.03

ПАРАМЕТРЫ ПАРОГАЗОВОГО КОНДЕНСАТОРА	
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	106.0950
КОЛИЧЕСТВО ГАЗА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	73.7360
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	32.3590
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,К	408.82
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,МПА	0.1060
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КДЖ/КГ	2755.01
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,К	76.0514
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,КГ/С	2.3154
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,КДЖ/КГ	2562.08
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,К	306.20
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,МПА	0.1028
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗА В СМЕСИ В ПГК,КДЖ/ (КГ*К)	1.0201
КОЛИЧЕСТВО КОНДЕНСАТА НА ВЫХОДЕ ПГК,КГ/С	30.6119
РАСХОД ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ПГК,К	195.1505
МОЩНОСТЬ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК,КВТ	32.57

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КГТА	
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ КГТА,КВТ/ (КГ/С)	710.48
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. КГТА	0.5016
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА КГТА,КГ/ (КВТ*Ч)	0.1433
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА КГТА,К	306.20
БАЛАНС ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КГТА,КГ/С	4.8654

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										43
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.

1.5 Габаритно - компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перетину

1.5.1. Визначення розмірів осьового компресора ГТД

Таблиця 1.7 - Габаритний розрахунок компресора

Найменування величини	Розрахункова формула	Результат
1. Тиск повітря на вході до компресора P_1 , МПа	З детального теплового розрахунку	0.0998
2. Тиск повітря на виході з компресора P_2 , МПа	З детального теплового розрахунку	1,7960
3. Температура повітря на вході до компресора T_1 , К	З детального теплового розрахунку	288
4. Температура повітря на виході з компресора T_2 , К	З детального теплового розрахунку	712,3
5. Витрата повітря через компресор G_k , кг/с	З детального теплового розрахунку	83,18
6. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора k_{n1}	$\frac{c_{P_{nT_1}}}{c_{P_{nT_1}} - R_n}$	1,3986
7. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора k_{n2}	$\frac{c_{P_{nT_1}}}{c_{P_{nT_1}} - R_n}$	1,3627
8. Матеріал лопаток компресора	Вибирається за довідковою літературою	X17H2
9. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Обирається за довідковою літературою в залежності від марки матеріалу	900
10. Густина матеріалу лопатки компресора ρ_{mk} , кг/м ³	Обирається за довідковою літературою в залежності від марки матеріалу	7900
11. Втулкове відношення $\overline{d_{em}}$	0,35..0,65	0,60
12. Відносна осьова швидкість C'_{a1} , м/с	0,4...0,5	0,45
13. Окружна швидкість на вході до компресора u_{31} , м/с	240..340	270
14. Осьова швидкість на вході до компресора C_{a1} , м/с	$C'_{a1} \cdot u_{31}$	121,5
15. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора λ_{ca1}	$\frac{C_{a1}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_1}}$	0,3914
16. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca1})$	$\lambda_{ca1} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,5788
17. Кільцева площа на вході до компресора F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k_n+1}{k_n-1}} \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{ca1})}} \cdot 10^{-6}$	0,6047

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						44

Продовж. табл. 1.7

18. Зовнішній діаметр на вході до компресора D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	1.0968
19. Внутрішній діаметр на вході до компресора D_{61} , м	$\overline{d_{BT}} \cdot D_{31}$	0,6581
20. Середній діаметр на вході до компресора D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31}+D_{B1})$	0,8774
21. Висота лопатки 1-ї ступені компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31}-D_{B1})/2$	0,2194
22. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$60 \cdot u_{31} / \pi \cdot D_{H1}$	4701,47
23. Напруження розтягу у кореневому перерізі робочої лопатки 1-ї ступеня σ_{k1} , МПа	$9.8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^6$	131,82
24. Запас міцності для робочої лопатки 1-ї ступені компресора k_{M1}	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k1}} \triangleright (1,5 \dots 2)$	6,83
25. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$0,99 \cdot C_{a1}$	120,285
26. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора λ_{ca2}	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_2}}$	0,2477
27. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca2})$	$\lambda_{ca2} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{ca2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,3821
28. Кільцева площа на виході з компресора F_2 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k_n+1}{k_n-1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{ca2})}} \cdot 10^{-6}$	0,0808
29. Діаметри на виході з компресора (в залежності від обраного типу проточної частини)	$D_{32} = D_{31}$	1,0968
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	1,0489
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	1,0728
30. Висота останньої лопатки компресора l_{k2} , м	$l_{k2} = \frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0240
31. Ступінь підвищення тиску в компресора	π_{k1}	18
32. Ступінь підвищення тиску в ступені компресора	π_{kc}	1.22
33. Кількість ступіней компресора z_k	$Ціле \frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{kc}}$	15

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

					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл.1.7

Найменування величини	Розрахункова формула	Результат
34. Середня площа середньої розрахункової ступені $F_{срк}$, м ²	$F_{срк} = \frac{F_1 + F_2}{2}$	0,3427
35. Діаметрально-габаритні розміри середньої ступені, м	$D_{3c} = D_{32}$	1,0968
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_{срк}}{\pi}}$	0,8756
	$D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{BC}}{2}$	0,9862
36. Висота робочої лопатки середнього ступеня l_{kc} , м	$l_{kc} = \frac{D_{3c} - D_{6c}}{2}$	0,1106
37. Відносна висота лопатки компресорної ступені $g_{лкс}$	$g_{лкс} = \frac{D_{cc}}{l_{kc}}$	8,9150
38. Осьовий габарит компресора, м	$L_k = L_{cm} \cdot z_k$	1,2777
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{вв}$, м	$L_{пкк} = 0,42 \cdot D_{31}$	0,4607
40. Осьовий габарит переднього корпусу компресора $L_{пкк1}$, м	$L_{вп} = 0,22 \cdot D_{31}$	0,2413

1.5.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Таблиця 1.8 - Габаритно-компоновочний розрахунок КЗ

Найменування величини	Розрахункова формула	Результат
1. Тиск повітря на вході до камери згоряння $P_1^{кз}$, МПа	З детального теплового розрахунку	1.7960
2. Повна температура повітря на вході в камеру згоряння $T_1^{кз}$, К	З детального теплового розрахунку	712,31
3. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.зод}$	З детального теплового розрахунку	8600,7
4. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	З детального теплового розрахунку	0,9900
5. Нижча розташовувана теплотвірна здатність палива H_u , кДж/кг	Для КГТА, працюючому на природньому газу	50032
6. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	Для КГТУ, працюючому на природньому газу	16,180
7. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·Па·год)	700..1100	900
8. Загальний об'єм жарових труб $V_{ж.тр}$, м ³	$\frac{G_{пз} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}{Q_v \cdot P_1^{кз}}$	0,2636

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										46

Продовж. табл.1.8

Найменування величини	Розрахункова формула	Результат
9. Кількість жарових труб $\eta_{ж.тр}$, м ³	8..20	20
10. Об'єм однієї жарової труби $V_{ж.тр}$, м ³	$\frac{V_{ж.тр}}{n_{ж.тр}}$	0,013
11. Коефіцієнт неціліндричності жарової труби а	0.7...0.75	0,7
12. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$, м	3...4	3
13. Діаметр жарової труби $d_{ж.тр}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{ж.тр}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0.1999
14. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.тр} \cdot \bar{l}$	0,5997
15. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами е	$0,15 \cdot d_{ж.тр}$	0,0300
16. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_c^{кз}$, м	$\frac{d_{ж.тр} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.тр}}}$	1,4696
17. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої усіх жарових труб $G_{в.п}$, кг/с де $\alpha_n = 1,7$	$\frac{G_{м.ч} \cdot \alpha_n \cdot L_o}{3600}$	65,7141
18. Витрата вторинного повітря поза жаровими трубами $G_{в.п}$, кг/с	$G_{квод} - G_{в.п}$	17,4659
19. Площа перерізу кільцевого каналу, займана усіма жаровими трубами $F_{ж.тр}$, м ²	$\pi \cdot d_{ж.тр}^2 \cdot n_{ж.тр} / 4$	0,6278
20. Загальна площа кільцевого каналу для протитокової камери згоряння $F_{к.к}$, м ²	(2.2..2.5) $F_{ж.тр}$	1,3811
21. Діаметр зовнішнього кожуха КЗ $D_c^{кз}$, м	$D_c^{кз} + \frac{F_{к.к}}{\pi \cdot D_c^{кз}}$	1,7688
22. Діаметр внутрішнього кожуха КЗ $D_c^{кз}$, м	$D_c^{кз} - \frac{F_{к.к}}{\pi \cdot D_c^{кз}}$	1,1705
23. Довжина осьорадіального дифузора КЗ $L_{ор.д}$, м	(0.28..0.46) $\cdot D_{c2}$	0,3004
24. Довжина камери згоряння $L_{кз}$, м	(1.1..1.2) $\cdot l_{ж.тр}$	0,6957
25. Довжина циліндричної частини КЗ $L_{цкз}$, м	$l_{ж.т.} / 1,14$	0,5261

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						47

1.5.3 Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД

Таблиця 1.9 - Габаритно-компоновочний розрахунок турбіни

Найменування величини	Розрахункова формула	Результат
1. Витрата газу через турбіну G_t , кг/с	З детального теплового розрахунку	113.312
2. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата турбіни G_{ox}	З детального теплового розрахунку	0,0561
3. Температура газу перед турбіною T_3 , К	З детального теплового розрахунку	1540
4. Температура газу за турбіною T_4 , К	З детального теплового розрахунку	907,7
5. Тиск газу перед турбіною P_3 , МПа	З детального теплового розрахунку	1.7242
6. Тиск газу за турбіною P_4 , МПа	З детального теплового розрахунку	0.1087
7. Теплоємність газу c_{p2} , кДж/(кг·К)	З детального теплового розрахунку	1.4826
8. Газова стала R, Дж/(кг·К)	З детального теплового розрахунку	301,2
9. Адіабатичний ККД турбіни η_t	Прийнято	0.90
10. Частота обертання ротора турбіни n_t , об/хв.	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	4701,47
11. Матеріал робочих лопаток турбін	Обирається за додатковою літературою	ЧС88
12. Середній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} = const$	1,400
13. Число ступенів турбіни z_t $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ct} = 0,115$	$\frac{\lg T_4 - \lg T_{31}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ct} \right]}$	5
14. Ізоентропійний наявний тепловий перепад на турбіну H_{ad}^* , кДж/кг $\xi_{вих} = 0,03$	$(1 + \xi_{вих}) \cdot \frac{C_{p2} \cdot \Delta T_m}{\eta_m^*}$	1066,6
15. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня турбіни ϑ_{ct}	$\frac{D_{ct}}{l_{pt}}$	26
16. Оптимальна величина реактивності ρ_1 $\rho_k = 0,05$	$\rho_k + \frac{2\vartheta_1 - 1}{\vartheta_1^2}$	0,1254
17. Швидкість газу на виході із соплової решітки першої ступені C_1 , м/с;	$\varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{ad}^*}{Z_{m1}} \cdot (1 - \rho_1)}$	662,45

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						48

Продовж. табл.1.9

Найменування величини	Розрахункова формула	Результат
18. Коефіцієнт швидкості для вхідного перетину λ_{c1} $K_{23} = f(T_{31}; \alpha)$	$\frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{23}}{K_{23} + 1} \cdot T_{31} \cdot R_2}}$	0.9192
19. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} \cdot \left[\frac{K_{23} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{K_{23} - 1}{K_{23} + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{K_{23} - 1}}$	0.9990
20. Кут виходу потоку із соплового апарату першого східця в абсолютному русі $\alpha_{1.1}$, град	Прийнято	15
21. Величина кільцевої площі вхідного перетину F_{c3} , м	$\frac{G_2 \cdot \sqrt{T_{31}}}{\sqrt{\frac{K_{23}}{R_2} \cdot \left(\frac{2}{K_{23} + 1} \right)^{\frac{K_{23} + 1}{K_{23} - 1}} \cdot P_{31} \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_{11}}} \cdot 10^6$	0,2328
22. Висота соплової лопатки першої ступені l_{c1} , м	$\frac{F_{c3}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,0532
23. Висота робочої лопатки першої ступені l_{p1} , м	$1.05 \cdot l_{c1}$	0,0558
24. Відносна висота лопатки ϑ_{t1}	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	25,08
25. Оптимальне значення u/c_1	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,5522
26. Окружна швидкість на середньому діаметрі U_3 , м	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{t1}}{60}$	344,64
27. Дійсне значення v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,5202
28. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,0615
29. Зовнішній діаметр D_{33} , м;	$D_{c3} + l_{c3}$	1,4532
30. Внутрішній діаметр D_{63} , м;	$D_{c3} - l_{c1}$	1,3468
31. Температура робочої лопатки першого ступеня T_d		1090
32. Запас міцності робочої лопатки першої ступені K_{np3} $\rho_{mk} = 8100$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n_{m1}^2 \cdot F_{3c}}$	17,96
33. Осьова швидкість на виході з турбіни C_{a4} , м/с	$1,1 \cdot C_1$	222,89
34. Коефіцієнт швидкості для вихідного перетину λ_{ca4}	$\frac{C_{a4}}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{24}}{K_{24} + 1} \cdot T_{41} \cdot R_2}}$	0.3965

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.01.ПЗ.

Арк.

49

Продовж. табл.1.9

Найменування величини	Розрахункова формула	Результат
35. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \cdot \left[\frac{K_{c4} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{K_{c4} - 1}{K_{c4} + 1} \cdot \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{K_{c4} - 1}}$	0,5865
36. Величина кільцевої площі вихідного перетину F_4 , м ²	$\frac{(Gz + Goo) \cdot \sqrt{T_{41}}}{\sqrt{\frac{K_{c4}}{R_c} \cdot \left(\frac{2}{K_{c4} + 1} \right)^{\frac{K_{c4} + 1}{K_{c4} - 1}} \cdot P_{41} \cdot q(\lambda_{ca4})}} \cdot 10^{-6}$	1,2157
37. Запас міцності робочої лопатки ступені Kpr_4	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_{m1}^2 \cdot F_4}$	3,3712
38. Геометричні характеристики вихідного перетину турбіни	$D_c = const$ $D_{c3} = D_{c4}$ $D_{64} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,4 1,1236 1,6764
39. Висота робочої лопатки останньої ступені l_{p4} , м	$\frac{D_{34} - D_{64}}{2}$	0,2764
40. Відносна висота лопатки	$\frac{D_{c4}}{lp_4}$	5,0649
41. Середня кільцева площа F_{cm} , м ²	$\frac{F_{c3} + F_4}{2}$	0,7248
42. Розмір середньої ступені, м	$D_{6c} = const$ $D_{3c} = \sqrt{D_{6c}^2 + \frac{4 \cdot F_{cm}}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{6c}}{2}$ $l_{pc} = \frac{D_{3c} - D_{6c}}{2}$	1,4 1,2352 1,5648 0,1648
43. Висота робочої лопатки середнього ступеня l_{p4} , м	$\frac{D_{3c} - D_{6c}}{2}$	0,1648
44. Відносна висота лопатки g_{ct}	$\frac{D_{cc}}{l_{pc}}$	8,4958
45. Відносна ширина ступені турбіни $\bar{L}_{cm}$, м	$0,23065 + 0,05899 \cdot g_{cm} + 0,00331 \cdot g_{cm}^2 - 0,00003 \cdot g_{cm}^3$	0,1559
46. Ширина ступеня турбіни, м	$L_{ccm} = \bar{L}_{cm} \cdot l_{pc}$	0,0257
47. Осьовий габарит проточної частини турбіни, м	$Lm = \bar{L}_{cm} \cdot Z_{m1}$	0,6237

					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

КР.14.2.6231М.08.01.ПЗ

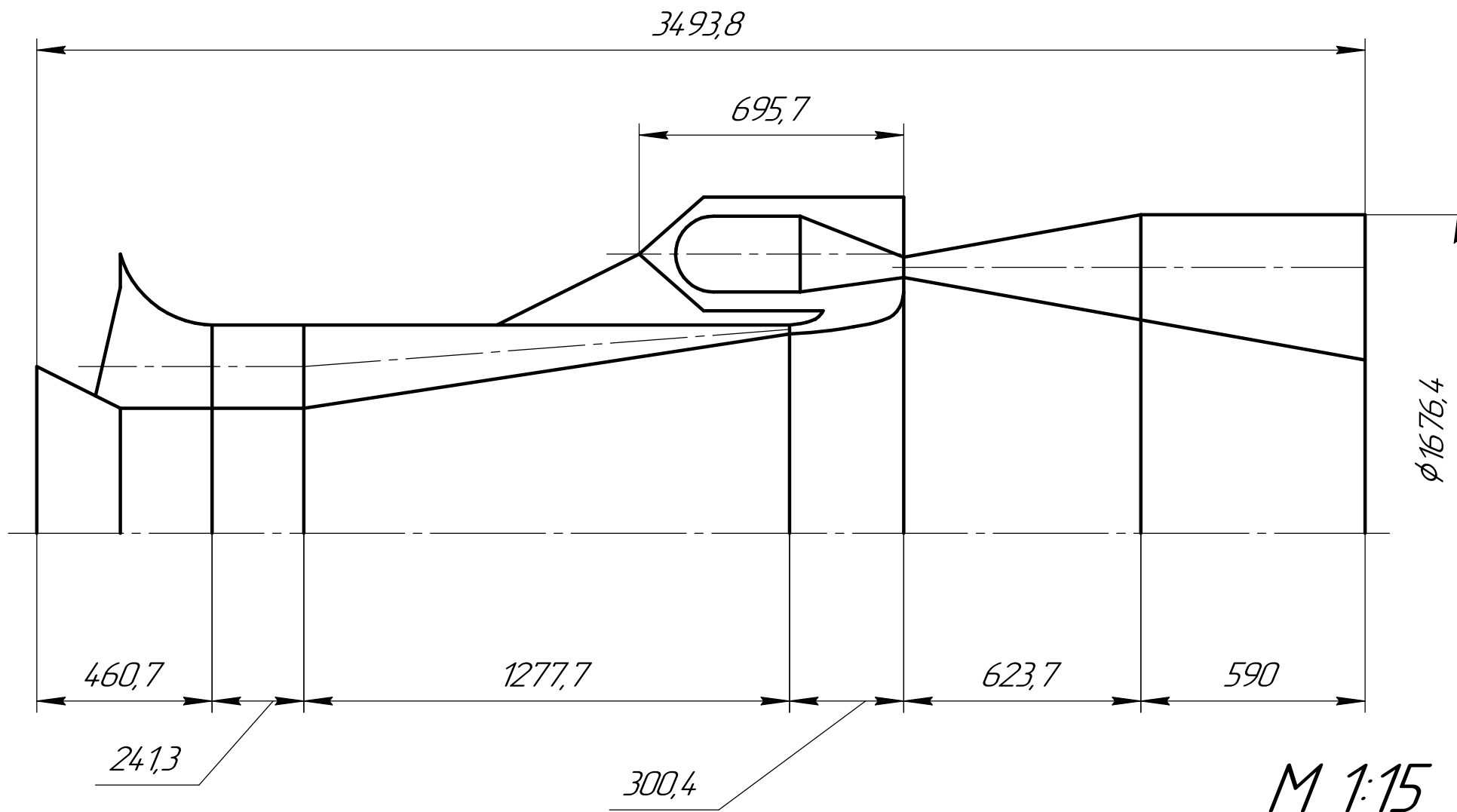


Рисунок 1.10 - Ескіз меридіонального перерізу проточної частини ГТД

Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дудл.	Подп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.08.01.ПЗ

Лист
51

Копіював

Формат А4

1.5.4. Габаритний розрахунок ПК

Парогазовий конденсатор є теплообмінним апаратом, дозволяє виділяти пар з вихлопних газів і повертати конденсат води для повторного використання в циклі. У ПГК, встановленому на вихлопному патрубку котла-утилізатора, за рахунок зрошення водою відбувається охолодження вихлопних газів до температури нижче точки роси водяної пари, висаджування води та збір конденсату. Зібрана вода надходить в бак-накопичувач, очищається від домішок і подається знову в котел-утилізатор. Задачею розрахунку є визначення основних габаритних розмірів ПГК для оцінки габаритів усього агрегату і його вдалого компонування. Вихідними даними для розрахунку ПГК є дані з детального теплового розрахунку схеми КГТА.

Вихідні дані:

Витрата газопарової суміші на вході $G_{гп}$, кг/с	106,095
Витрата газу в складі суміші на вході $G_{г}$, кг/с	73,736
Витрата пари в складі суміші на вході $G_{п}$, кг/с	32,359
Температура газопарової суміші на вході T_6 , К	408,82
Температура газопарової суміші на виході T_8 , К	306,2
Тиск газопарової суміші на вході P_6 , Па	$0,106 \cdot 10^6$
Швидкість газопарової суміші по фронту перед трубчатою насадкою ω_{12} , м/с	4,5
Температура охолоджуючої води на вході $t_{ох_1}$, К	288
Температура охолоджуючої води на виході $t_{ох_2}$, К	312
Діаметр проволочки в насадці d_e , м	$0,17 \cdot 10^{-3}$
Діаметр труби в насадці d_m , м	$6 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт загромодження перерізу в насадці σ	0,96
Кількість конденсату на виході з ПГК $G_{кон}$, кг/с	30,6119
Середня теплоємність газу в суміші в ПГК $C_{P_2} \Big _{T_8}^{T_6}$, кДж/(кг·К)	1,0201
Ентальпія пари в суміші на вході в ПГК $h_{п6}$, кДж/кг	2755,01
Ентальпія пари в суміші на виході з ПГК $h_{п8}$, кДж/кг	2562,08

Підпис і дата	Температура газопарової суміші на вході T_6 , К				100,32
	Тиск газопарової суміші на вході P_6 , Па				$0,106 \cdot 10^6$
	Швидкість газопарової суміші по фронту перед трубчатою насадкою ω_{12} , м/с				4,5
Інв. № дубл.	Температура охолоджуючої води на вході t_{ox_1} , К				288
	Температура охолоджуючої води на виході t_{ox_2} , К				312
Взам. інв. №	Діаметр проволочки в насадці d_e , м				$0,17 \cdot 10^{-3}$
	Діаметр труби в насадці d_m , м				$6 \cdot 10^{-3}$
	Коефіцієнт загромодження перерізу в насадці σ				0,96
Підпис і дата	Кількість конденсату на виході з ПГК $G_{кон}$, кг/с				30,6119
	Середня теплоємність газу в суміші в ПГК $C_{Pz} \Big _{T_8}^{T_6}$, кДж/(кг·К)				1,0201
	Ентальпія пара в суміші на вході в ПГК $h_{п6}$, кДж/кг				2755,01
Інв. № подл.	Ентальпія пара в суміші на виході з ПГК $h_{п8}$, кДж/кг				2562,08
					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					Арк.
					52

Розрахунок парогазового конденсатора

1. Вологовміст газопарової суміші на вході в ПГК:

$$d_{вл6} = \frac{G_{II}}{G_I} = 0,439;$$

2. Густина газопарової суміші на вході в насадки:

$$\rho_6 = \frac{(1 + d_{вл6}) \cdot P_6}{T_6 \cdot (R_I + d_{вл6} \cdot R_{II})} = 0,873 \text{ кг/м}^3;$$

3. Кількість теплоти, відданої охолоджуючої води від газопарової суміші:

$$Q = G_I \cdot C_{P2} \left| \frac{T_6}{T_8} \right| \cdot (T_6 - T_8) + (G_{II} - G_{конд}) \cdot (h_{II6} - h_{II8}) + G_{конд} \cdot (h_{II6} - h_{вод8}) = 7799 \text{ кВт};$$

4. Середньологарифмічний перепад температур в насадці:

$$\Delta t_{cl} = \frac{(T_6 - t_{ox2}) - (T_8 - t_{ox1})}{\ln \frac{(T_6 - t_{ox2})}{(T_8 - t_{ox1})}} = 47,038 \text{ }^\circ\text{C};$$

5. Площа поперечного перерізу насадки:

$$S_\phi = \frac{G_{II}}{\omega_{12} \cdot \sigma \cdot \rho_6} = 28,119 \text{ м}^2;$$

6. Еквівалентний діаметр сідчастої насадки:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_\phi}{\pi}} = 5,984 \text{ м};$$

7. Розмір сторони газоходу квадратного перерізу:

$$B = H = \sqrt{S_\phi} = 5,303 \text{ м};$$

8. Приймаємо значення коефіцієнта тепловіддачі для трубчастосітчастої насадки:

$$\alpha = (300...320) = 310 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

9. Площа поверхні тепловіддачі трубчастої насадки:

$$F_{нас} = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t_{cl}} = 534,849 \text{ м}^2;$$

10. Приймаємо значення коефіцієнта використання поверхні трубчастої насадки:

$$k_{ВП} = (0,7...0,8) = 0,75;$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ. Арк. 53				

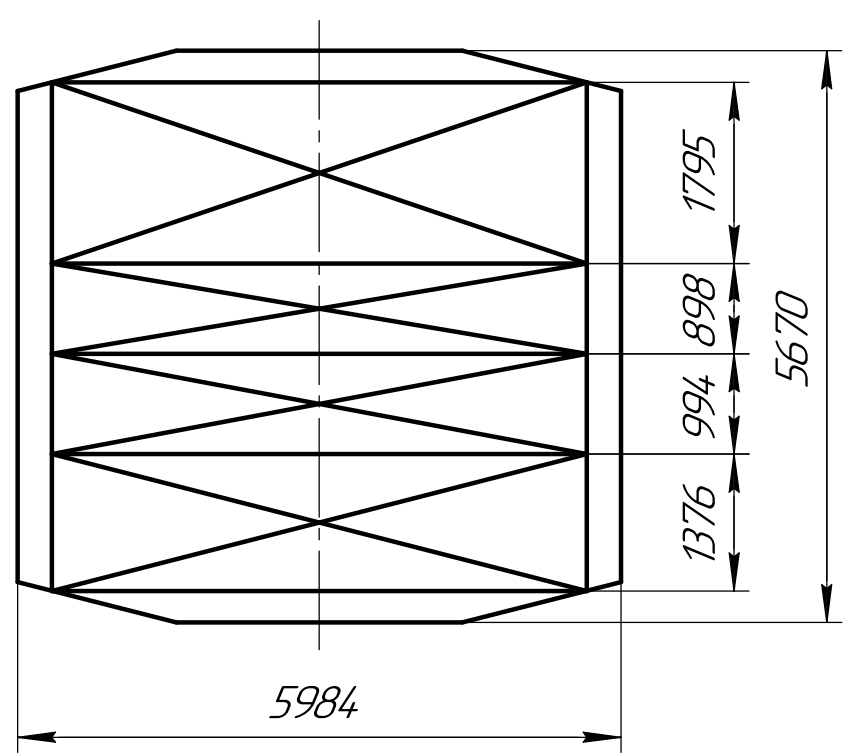
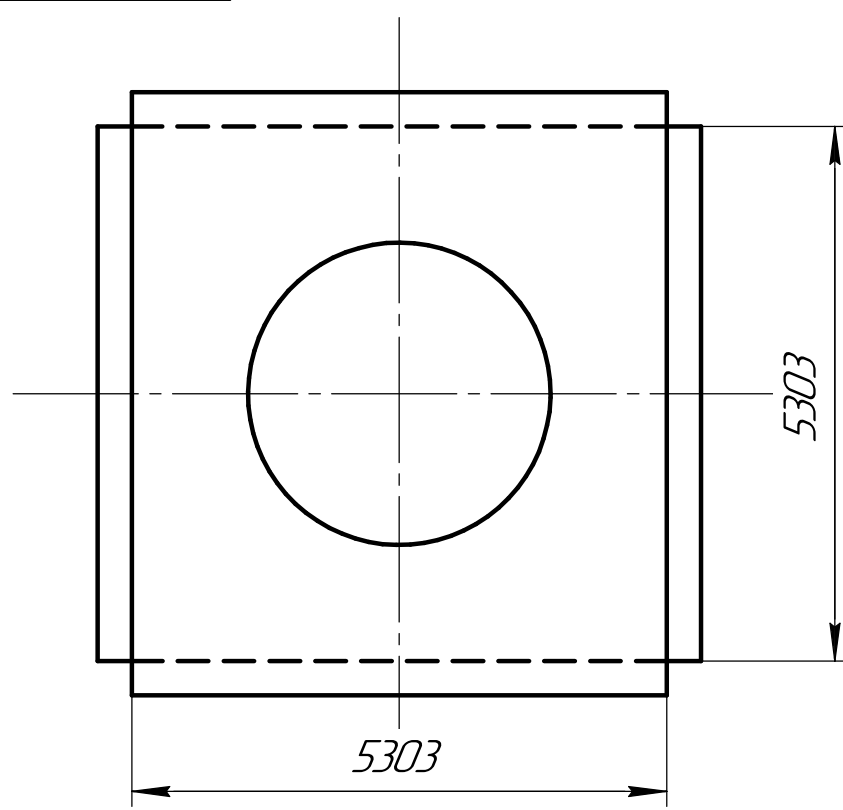


Рисунок 111 – Габаритно-компоновочный эскиз ПГК

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.08.01ПЗ

1.5.5. Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора

Утилізаційний парогенератор є теплообмінним апаратом, у якому за рахунок залишкового енергоресурсу вихідних газів ГТД відбувається генерація пари. Перегріта пара підводиться в ПТ, а насичена пара відбирається на суднові потреби.

Задачею розрахунку є визначення основних габаритних розмірів УПГ для оцінки габаритів усього агрегату і його вдалого компонування.

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки УПГ. Вихідними даними для розрахунку УПГ є дані з детального теплового розрахунку схеми КГТА.

Вихідні дані

Тиск пари в сепараторі P_{KV} , МПа	1,8709
Температура перегрітої пари T_{III} , К	720,00
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі G_{III} , кг/с	16,417
Температура насиченої пари T_{III} , К	482,83
Паропродуктивність УПГ по насиченій парі G_{III} , кг/с	9,3293
Температура газопарової суміші на вході в УПГ T_4 , К	907,70
Тиск газопарової суміші на вході в УПГ $P_{УПГ}^{ex}$, МПа	0,1087
Температура суміші за ВП УПГ T_{VII} , К	500,83
Температура газопарової суміші на виході з УПГ T_6 , К	408,82
Тиск газопарової суміші на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,1060
Середня теплоємність газопарової суміші на вході в УПГ $C_{рIII}$, кДж/(кг·К)	1,3462
Потужність живильного насоса $N_{жн}$, кВт	76,03
Витрата газопарової суміші на вході в УПГ $G_{УПГ}$, кг/с	106,10

Геометрія трубок

Відстань між ребрами S_p , м	0,010
Повздовжній крок трубок S_1 , м	0,060
Поперечний крок трубок S_2 , м	0,030
Товщина ребра δ_p , м	0,001
Діаметр ребра D_p , м	0,040
Зовнішній діаметр трубки d_s , м	0,022
Внутрішній діаметр трубки d_e , м	0,020

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка,

- для пароперегрівача

$$Q_{III} = 3600 \cdot G_{III} \cdot (i_{III} - i_{III}) = 32738800 \text{ кДж/Год.}$$

де, $i_{III} = f(T_{III}, P_{KV}) = 3353$ кДж/кг – ентальпія перегрітої пари;

$$i_{\text{нп}} = f(T_{\text{нп}}, P_{\text{кв}}) = 2817 \text{ кДж/кг} - \text{энтальпія насиченої пари.}$$

- для випарника

$$Q_{\text{БП}} = 3600 \cdot G_{\text{УПГ}} \cdot C_{\text{pГП}} \cdot (T_5 - T_{\text{БП}}) = 91350500 \text{ кДж/год}$$

$$\text{де, } T_5 = T_4 - \frac{Q_{III}}{G_{yIII} \cdot C_{pгII}} = 678,49 \text{ К.}$$

- для экономайзера

$$Q_{EK} = 3600 \cdot G_{\text{III}} \cdot C_{\text{pгп}} \cdot (T_{\text{вп}} - T_6) = 47311041 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологаріфмічний напір по трубних пучках, град

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{III} = \frac{(T_5 - T_{III}) - (T_4 - T_{III})}{\ln \frac{T_5 - T_{III}}{T_4 - T_{III}}} = 191,65 \text{ K},$$

- для випарника

$$\Delta t_{BI} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{BI} - T_{HI})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{BI} - T_{HI}}} = 92,98 \text{ K},$$

- для экономайзера

$$\Delta t_{EK} = \frac{(T_6 - T_{1EK}) - (T_{BII} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1EK}}{T_{BII} - T_B}} = 102,77 \text{ K},$$

де $T_{1EK} = \frac{i_{1EK}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1EK})} + 273 = 369,48$ К – температура води на вході в економайзер;

$$P_{1EK} = P_{KV} / \nu_{EK} = 1,9489 \text{ МПа};$$

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

					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$i_{1EK} = \frac{i_{ПВ}}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{сСП} = 408,76 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія води на вході в економайзер};$$

де, $i_{сСП} = f(T_{НП}, P_{KV}) = 923,73 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія води в сепараторі;

$k_1 = 1,5$ – кратність циркуляції, прийнято;

$i_{ПВ} = 165 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія живильної води на вході в економайзер;

3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках,

$$K_{III} = 220 \dots 350, \text{ приймаємо } K_{III} = 330 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К)};$$

$$K_{ВП} = 335 \dots 500, \text{ приймаємо } K_{ВП} = 450 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К)};$$

$$K_{ЕК} = 300 \dots 444, \text{ приймаємо } K_{ЕК} = 400 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К)};$$

4. Площа тепло передаючої поверхні трубних пучків УПГ,

- для пароперегрівача

$$F_{III} = \frac{Q_{III}}{K_{III} \cdot \Delta t_{III}} = 776,48 \text{ м}^2;$$

- для випарника

$$F_{ВП} = \frac{Q_{ВП}}{K_{ВП} \cdot \Delta t_{ВП}} = 2932,91 \text{ м}^2;$$

- для економайзера

$$F_{ЕК} = \frac{Q_{ЕК}}{K_{ЕК} \cdot \Delta t_{ЕК}} = 1534,6 \text{ м}^2.$$

5. Ширина трубного пучка,

$$B = \sqrt{\frac{G_{УПГ} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{cp} \cdot W_{\Gamma} \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]}} = 3,85 \text{ м},$$

де, $W_{\Gamma} = 18 \text{ м/с}$ – середня швидкість газу в трубному пучку;

$$\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{T_{cp} \cdot R_{ПГ}} = 0,5665 \text{ кг/м}^3 - \text{середня густина суміші};$$

$$P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{УПГ}^{вх} + P_{УПГ}^{вих}) = 0,10735 \text{ МПа} - \text{середній тиск суміші в УПГ};$$

$$T_{cp} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 658,26 \text{ К} - \text{середня температура суміші в УПГ};$$

$$R_{ПГ} = R_{II} \cdot d_{II} + R_{\Gamma} \cdot (1 - d_{II}) = 287,89 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} - \text{газова стала для паро газової суміші};$$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.08.01.ПЗ. Арк. 58				

6. Площа перерізу УПГ,

$$F_{УПГ} = B^2 = 14,81 \text{ м}^2$$

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

$$Z_1 = \frac{B}{S_1} = 48,11 \approx 48$$

8. Довжина трубного пучка,

$$L = Z_1 \cdot S_1 + D_p = 3,89 \text{ м}$$

9. Повна площа поверхні нагріву однієї трубки,

$$f_{mp} = \frac{\pi \cdot B}{S_p} \cdot [d_3 \cdot (S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_3^2)] + \delta_p \cdot D_p = 0,9141 \text{ м}^2$$

10. Кількість рядів трубок по висоті трубного пучка

- для пароперегрівача

$$Z_{III} = \frac{F_{III}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 17,66 \approx 18;$$

- для випарника

$$Z_{BII} = \frac{F_{BII}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 66,69 \approx 67;$$

- для економайзера

$$Z_{EK} = \frac{F_{EK}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 34,90 \approx 35.$$

11. Висота трубного пучка,

- для пароперегрівача

$$H_{III} = Z_{III} \cdot S_2 + D_p = 0,5697 \text{ м};$$

- для випарника

$$H_{BII} = Z_{BII} \cdot S_2 + D_p = 2,0408 \text{ м};$$

- для економайзера

$$H_{EK} = Z_{EK} \cdot S_2 + D_p = 1,0869 \text{ м};$$

12. Висота УПГ $H = H_{III} + H_{BII} + H_{EK} + 1,0 = 4,70 \text{ м}.$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

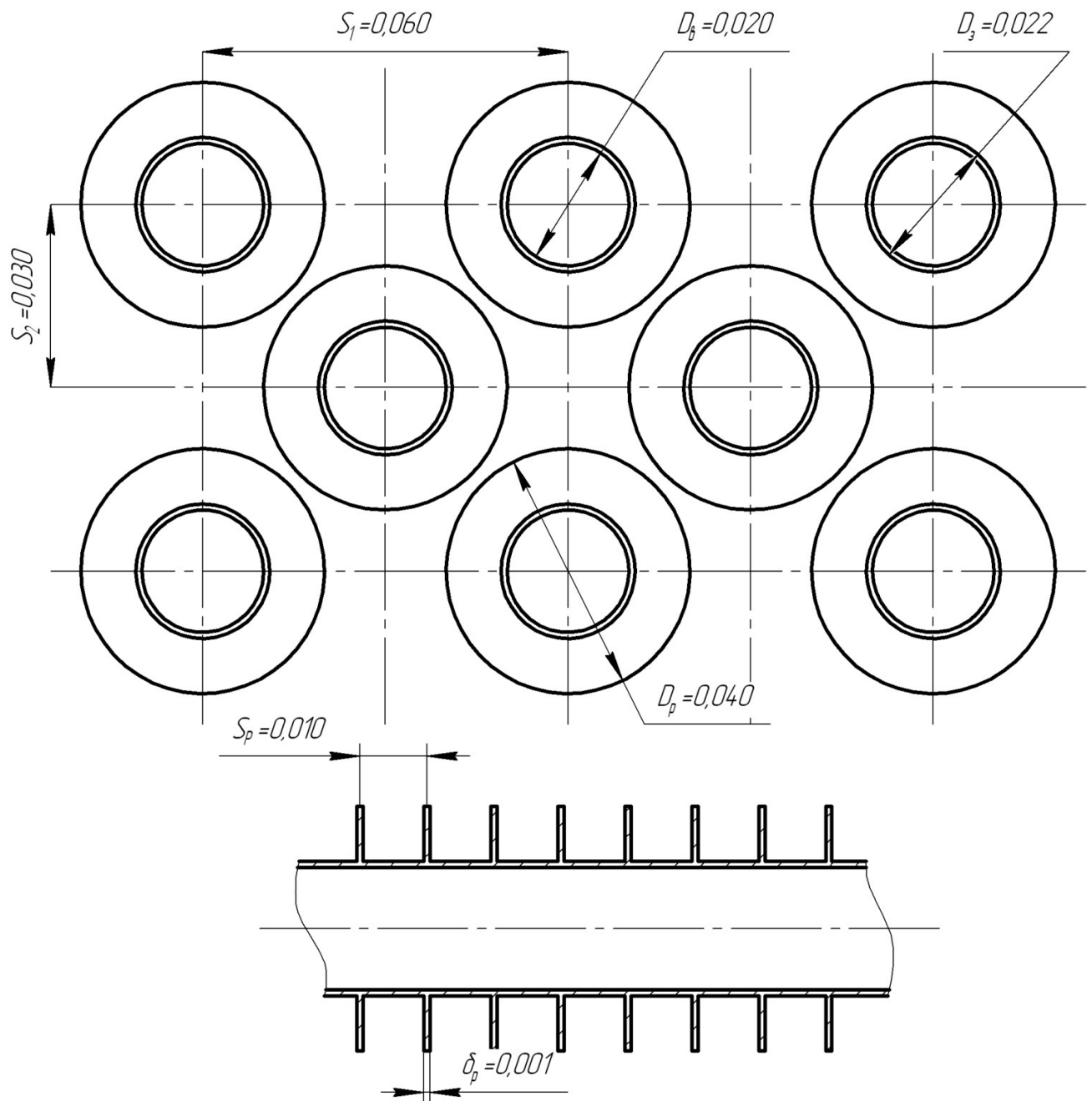


Рисунок 1.18 – Геометрія трубного пучка

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.01.ПЗ.

Арк.
60

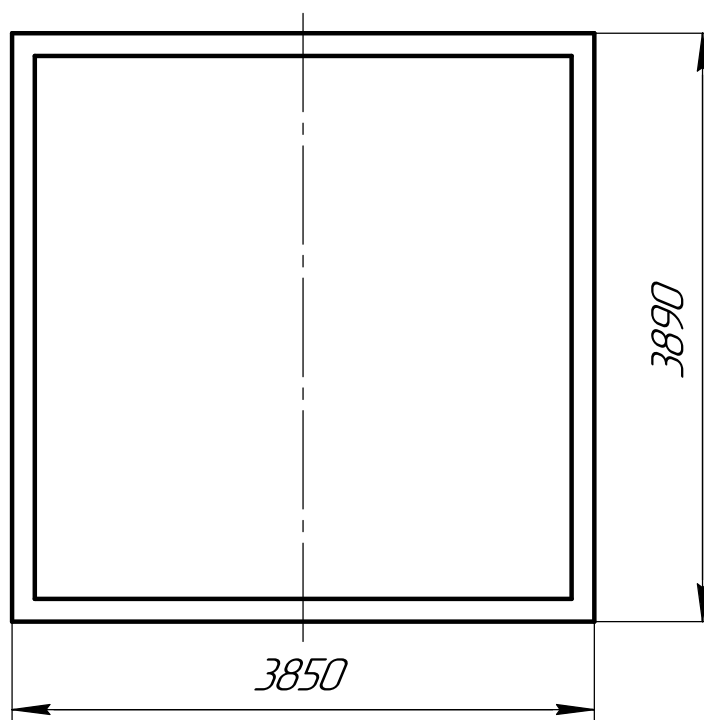
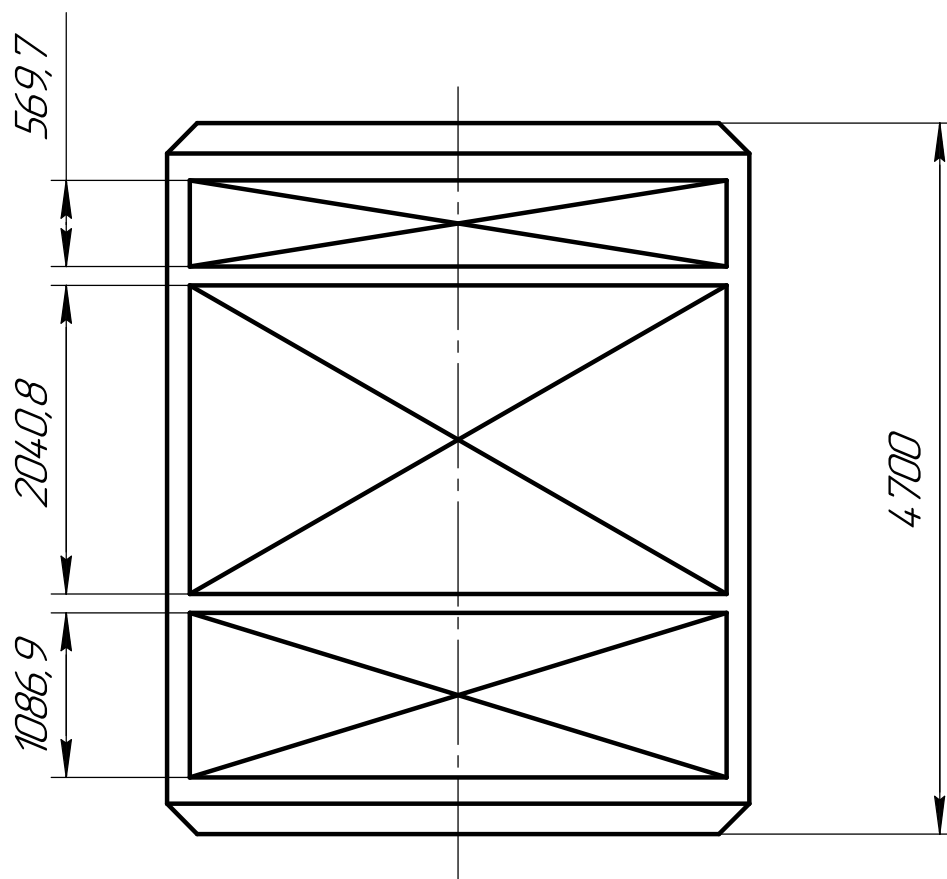


Рисунок 1.12 – Габаритно-компоновочний ескіз проточної частини УПГ

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дудл.	Подп. и дата

Рисунок 1.12 – Габаритно-компоновочный эскиз проточной части УПГ

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<i>КР.14.2.6231м.08.01.ПЗ</i>	Лист
						61

1.5.6. Габаритний розрахунок редуктора

Розрахована частота обертання ротора турбіни $n=4702$ об/хв. не співпадає із частотою обертання ротора електрогенератора $n=3000$ об/хв., тому виникає необхідність у розрахунку редуктора.

Редуктор одноступінчастий, ступінь складається з двох пар колес – двох елементарних передач, кожна з яких передає половину загальної потужності.

Вихідні дані до розрахунку:

Потужність що підводиться до редуктора від ГТД $N_{ГТД}$, кВт 60000;

Частота обертання турбіни ГТД $n_{ГТД}$, об/хв. 4702;

Частота обертання електрогенератора $n_{ел}$, об./хв. 3000;

ККД редуктора η_p 0,98.

Розрахунок редуктора:

- Загальне передаточне відношення редуктора:

$$i_{\Sigma} = \frac{n_{ГТД}}{n_{ел}} = \frac{4702}{3000} = 1,567$$

- Діаметр шестерні ступеня:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^3 \cdot N_{ГТД} / (2 \cdot (i_{\Sigma} + 1))}{n_1 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot k \cdot j \cdot i_{\Sigma}}} = 0,607 \text{ м}$$

де $n_1 = 3000$ об/хв.;

$j = 1$ – в зачепленні потужність не роздвоюється;

$\left(\frac{b}{d}\right)_1 = 0,7$ – відносна ширина шестерні ступеня;

$k = 20 \cdot 10^5$ Па для азотованих зубів.

- Діаметр колеса першого ступеня:

$$D_2 = D_1 \cdot i_{\Sigma} = 0,951 \text{ м};$$

- Осьовий габарит двоступінчатого редуктора можна оцінити по наближеній формулі:

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										62

$$L_p = 1,2 \cdot \left(4 \cdot l_n + \left(\frac{b}{d} \right)_1 \cdot D_2 \cdot 2 \right) = 1,94, \text{ м}$$

де $l_n = 0,15 \cdot D_2 = 0,0819$, м – відповідно довжина підшипника колеса ступеня редуктора.

5. Висота редуктора:

$$H_p = 1,25 \cdot D_2 = 1,189 \text{ м};$$

6. Ширина редуктора:

$$B_p = 1,2 \cdot (D_1 + D_2) = 1,87, \text{ м};$$

7. Маса редуктора:

$$W_p = k_{zp} \cdot \rho_{Mp} \cdot H_p \cdot B_p \cdot L_p = 4604, \text{ кг}$$

де $k_{zp} = 0,136$ - коефіцієнт заповнення моделі редуктора для сталевих корпусів;

$\rho_{Mp} = 7850 \text{ кг/м}^3$ – розрахункова щільність матеріалу.

Ескіз редукторної передачі представлений на рис.1.20.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інв. №						
	Інв. № дубл.						
	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.		Арк.
							63

КР.14.2.6231М.08.01ПЗ

М 1:15

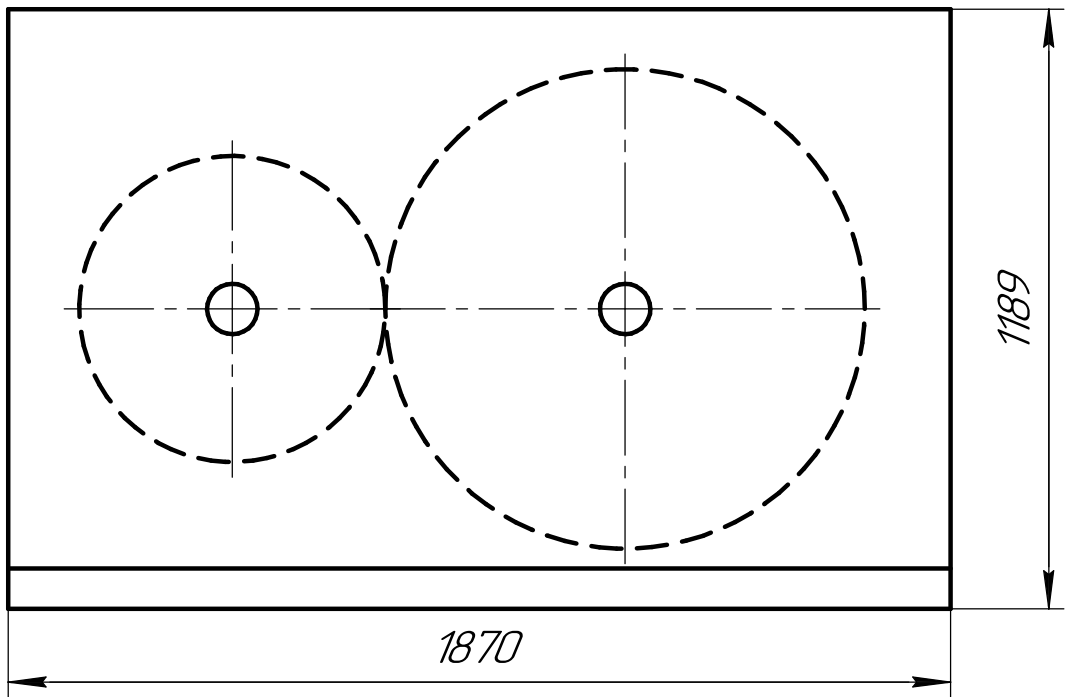
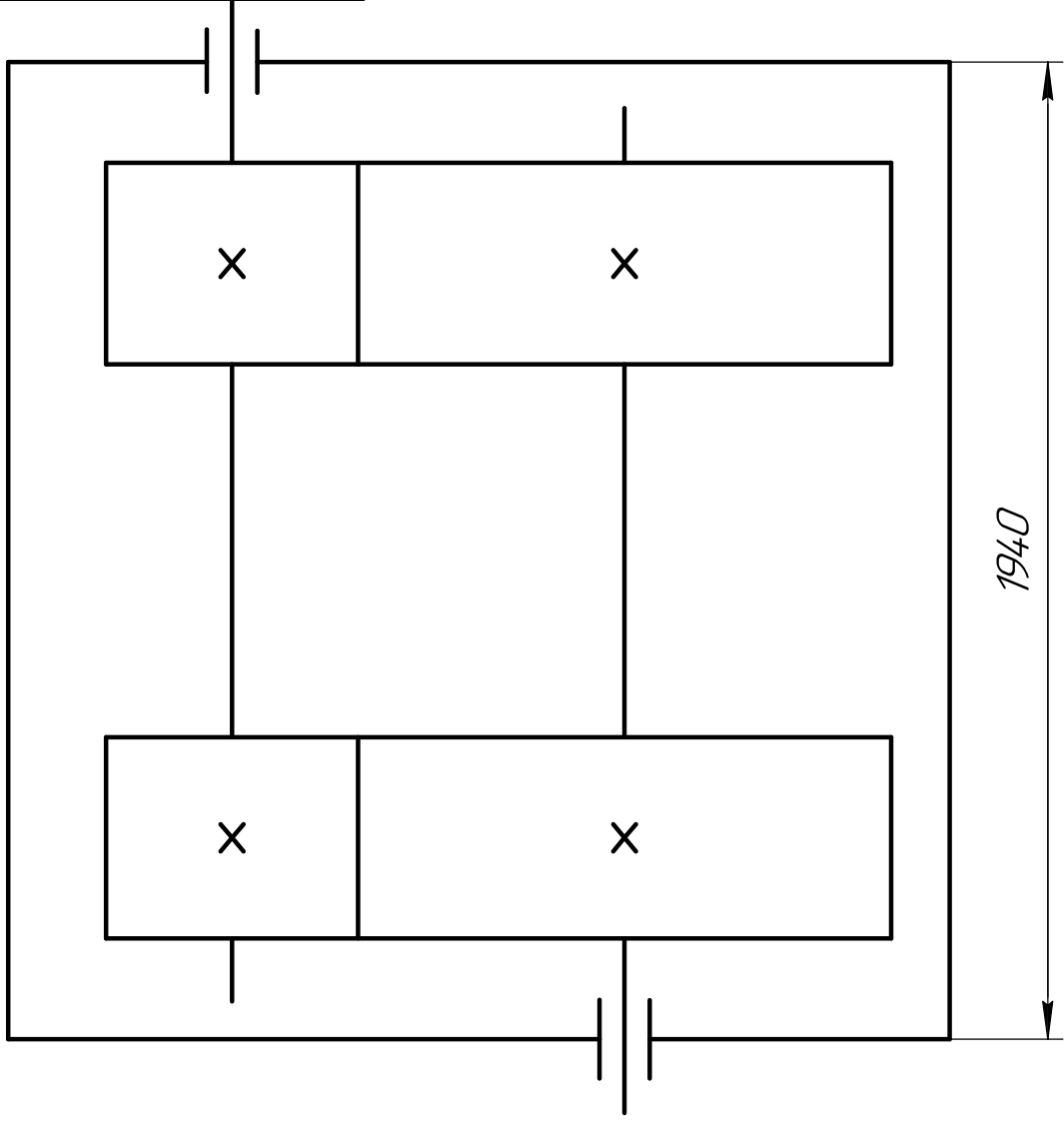


Рисунок 1.20 – Ескіз редукторної передачі

Інв. № підл.	Підп. і дата	Взам. инв. №	Інв. № збірн.	Підп. і дата
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КР.14.2.6231М.08.01ПЗ

Лист
64

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.08.01.ПЗ.	Арк.
						65

Програма "GTA5OT" призначена для виконання термогазодинамічного розрахунку проточної частини осьової газової турбіни суднового або енергетичного ГТД. Математична модель й алгоритм програми розроблені з використанням методики розрахунку осьової газової турбіни.

Запуск програми виконується файлом gta5ot.exe, розміщеним у директорії SAPRTA.

Вихідні дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файлу isgta5ot.dat, котрий знаходиться в директорії GRUP5.

Результати розрахунку варіанта турбіни видаються на друкуючий прилад у табличній формі по ступеням.

Повна роздруківка вихідних даних й результатів розрахунку заданого варіанта знаходиться в файлі rzgta5ot.dat, розміщеного в директорії GRUP5.

При проектуванні ГТД висуваються високі вимоги до ефективності проточних частин осьових турбін. Це пояснюється тим, що зниження ККД турбін при невірному виборі параметрів для їх проточних частин призводить до зниження показників всього ГТД в результаті відхилення параметрів від розрахункових і, значить, зростання гідравлічних втрат.

Термогазодинамічний розрахунок проточних частин осьових турбін проводяться з метою визначення геометричних параметрів проточних частин (геометричні параметри вінців, трикутники швидкостей). Розрахунок ведеться на основі детального теплового розрахунку на режимі повної потужності та габаритно - компоновочного розрахунку двигуна.

За результатами розрахунку будуються профілі соплових та робочих лопаток на середньому діаметрі кожного ступеня турбіни (рис.1.11).

Термогазодинамічний розрахунок осьової газової турбіни енергетичного ГТД проведено за допомогою програми "GTA5OT". Розшифровка ідентифікаторів вхідних і вихідних даних приведена в табл. 1.10.

Інв. № подл.	Підпис і дата				всього ГТД в результаті відхилення параметрів від розрахункових і, значить, зростання гідравлічних втрат. Термогазодинамічний розрахунок проточних частин осьових турбін проводяться з метою визначення геометричних параметрів проточних частин (геометричні параметри вінців, трикутники швидкостей). Розрахунок ведеться на основі деталь-ного теплового розрахунку на режимі повної потужності та габаритно - компоново-чного розрахунку двигуна. За результатами розрахунку будуються профілі соплових та робочих лопаток на середньому діаметрі кожного ступеня турбіни (рис.1.11). Термогазодинамічний розрахунок осьової газової турбіни енергетичного ГТД проведено за допомогою програми "GTA5OT". Розшифровка ідентифікаторів вхід-них і вихідних даних приведена в табл. 1.10.	
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						66

Таблиця 1.10 - 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
TBV	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.08.01.ПЗ.	Арк.
						67

Продовж. табл. 1.10

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
TCI	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.08.01.ПЗ.	Арк.
						68

Таблица 1.11 – Термогазодинамичний розрахунок осевої турбіни

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

Студент гр. 6231м Співак Д.О.

Расчет: TG ГТД N=60 МВт

.....Z.....XC.....XR.....GH.....NT.....D11
 5 3 2 100.680 4700.0 1.4000
P03.....T03.....P23.....T23.....TVB.....UM
 МПа К МПа К К
 1.7242 1540.7 0.1087 907.7 484.0 0.995
CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAR
 КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град
 1.4826 0.319 90.00 14.00 8.50 8.50

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

	1ст.	2ст.	3ст.	4ст.	5ст.	6ст.
A (Z)	0.88	1.09	1.09	1.04	0.90	0.00
PFI (Z)	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.000
PCI (Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000
TC (Z)	0.850	0.850	0.850	0.850	0.850	0.000
ROK (Z)	0.240	0.200	0.180	0.160	0.140	0.000
DR (Z)	0.005	0.004	0.004	0.003	0.003	0.000
TDC (Z)	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0	0.0
TDP (Z)	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0	0.0
GEC (Z)	0.012	0.012	0.012	0.000	0.000	0.000
GEP (Z)	0.012	0.011	0.011	0.000	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КТ	1023.95
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КТ	1055.10
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	94769.11
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8966
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	4619.8

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

	1ст.	2ст.	3ст.	4ст.	5ст.	6ст.
T0, К	1540.7	1396.1	1244.1	1107.7	981.2	0.0
P0, МПа	1.7242	1.1778	0.6977	0.3826	0.2003	0.0000
T1, К	1428.1	1280.9	1141.8	1021.2	915.9	0.0
P1, МПа	1.3340	0.8220	0.4744	0.2580	0.1435	0.0000
T2, К	1392.2	1236.4	1098.6	968.6	847.9	0.0
P2, МПа	1.1626	0.6778	0.3681	0.1887	0.0968	0.0000
T23, К	1396.1	1244.1	1107.7	981.2	869.8	0.0
P23, МПа	1.1778	0.6977	0.3826	0.2003	0.1087	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	185.70	230.01	230.01	219.46	210.77	0.00
LAMC1	0.6541	0.7703	0.7966	0.8049	0.7430	0.0000
HVD	0.6976	0.6224	0.6375	0.6686	0.7696	0.0000
HVOP	0.7343	0.7233	0.7571	0.7814	0.9413	0.0000
GOXC, кг/с	3.15	1.71	0.96	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	3.17	1.58	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.3393	0.3298	0.3612	0.3914	0.5218	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	14.00	14.17	14.72	17.99	25.79	0.00
C1, М/С	477.4	539.3	528.7	506.5	440.0	0.0
B1, ГРАД	42.84	35.62	37.88	47.56	73.28	0.00
W1, М/С	169.8	226.7	218.8	212.0	199.9	0.0
U1, М/С	338.7	338.7	338.7	338.7	338.7	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					Арк.
									69
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Продовж. табл. 1.11

B2, ГРАД	15.48	16.20	18.13	23.03	28.50	0.00
W2, М/С	384.2	443.3	448.8	451.6	494.5	0.0
A2, ГРАД	72.88	54.86	57.83	66.47	67.88	0.00
C2, М/С	107.3	151.2	165.0	192.7	254.7	0.0
U2, М/С	338.7	338.7	338.7	338.7	338.7	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	0.0000
DC1, М	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	0.0000
BC1, М	0.0477	0.0643	0.0747	0.0855	0.0938	0.0000
LCI, М	0.0681	0.0919	0.1435	0.2041	0.2690	0.0000
SCI, М	0.0204	0.0276	0.0322	0.0311	0.0274	0.0000
AUI, ГРАД	47.04	44.23	52.47	51.29	48.76	0.00
TCI, М	0.0557	0.0785	0.0800	0.0936	0.1073	0.0000
BPI, М	0.0427	0.0587	0.0702	0.0756	0.0791	0.0000
LPI, М	0.0858	0.1160	0.1722	0.2342	0.2992	0.0000
DC2, М	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	0.0000
SPI, М	0.0163	0.0220	0.0258	0.0249	0.0219	0.0000
BUI, ГРАД	59.73	64.17	63.84	61.07	50.48	0.00
TPI, М	0.0389	0.0511	0.0579	0.0656	0.0830	0.0000
ZC	79	56	55	47	41	0
ZP	113	86	76	67	53	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8756	0.8852	0.8858	0.8621	0.7907	0.0000
EI	0.8649	0.8767	0.8769	0.8552	0.7833	0.0000
NI, КВТ	17097.1	22125.8	20204.5	18800.5	16538.9	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
										70

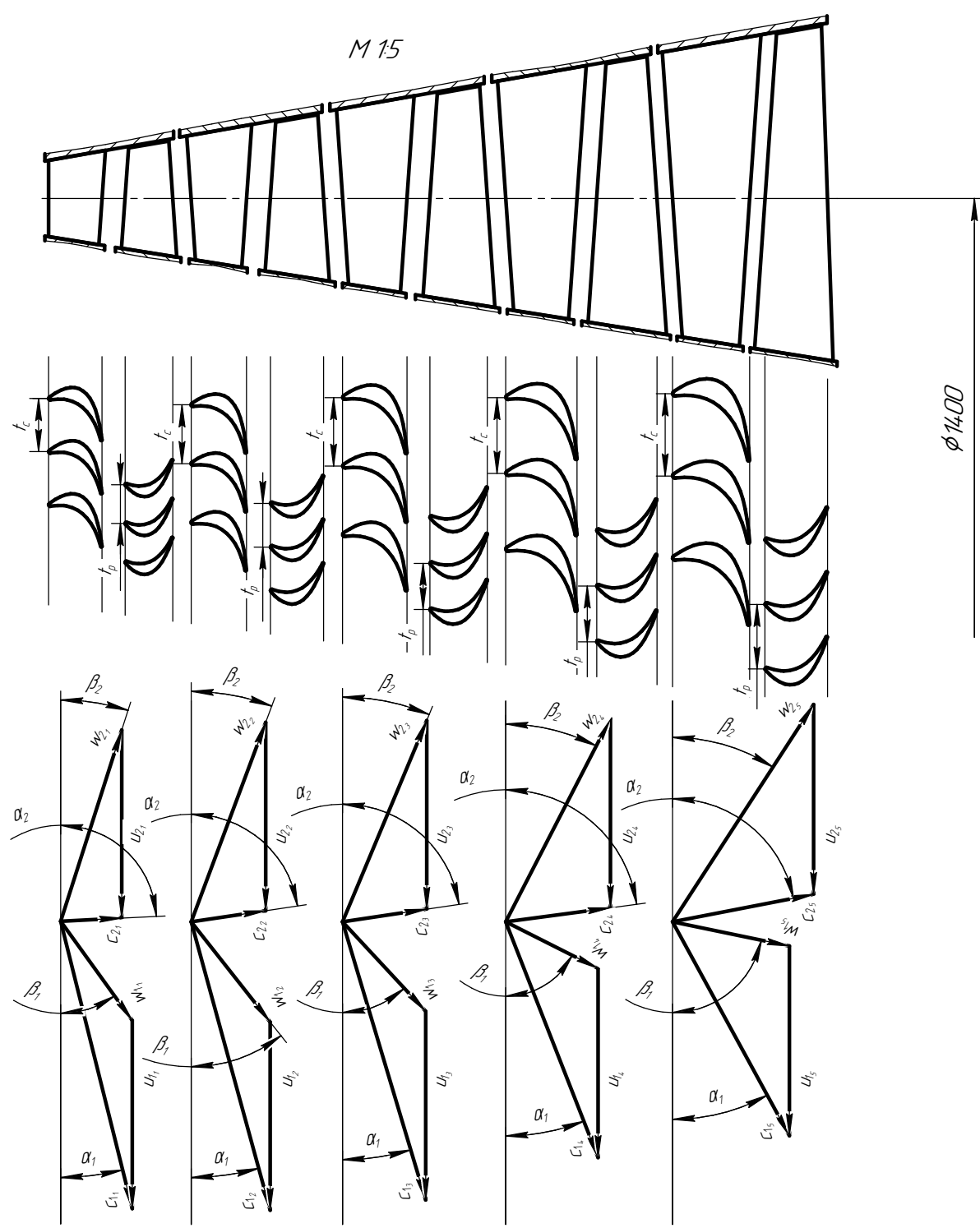


Рисунок 1.21 – Ескіз проточної частини турбіни та елементи трикутників швидкостей

Інв. № підл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КР.14.2.6231М.08.01.ПЗ

[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.

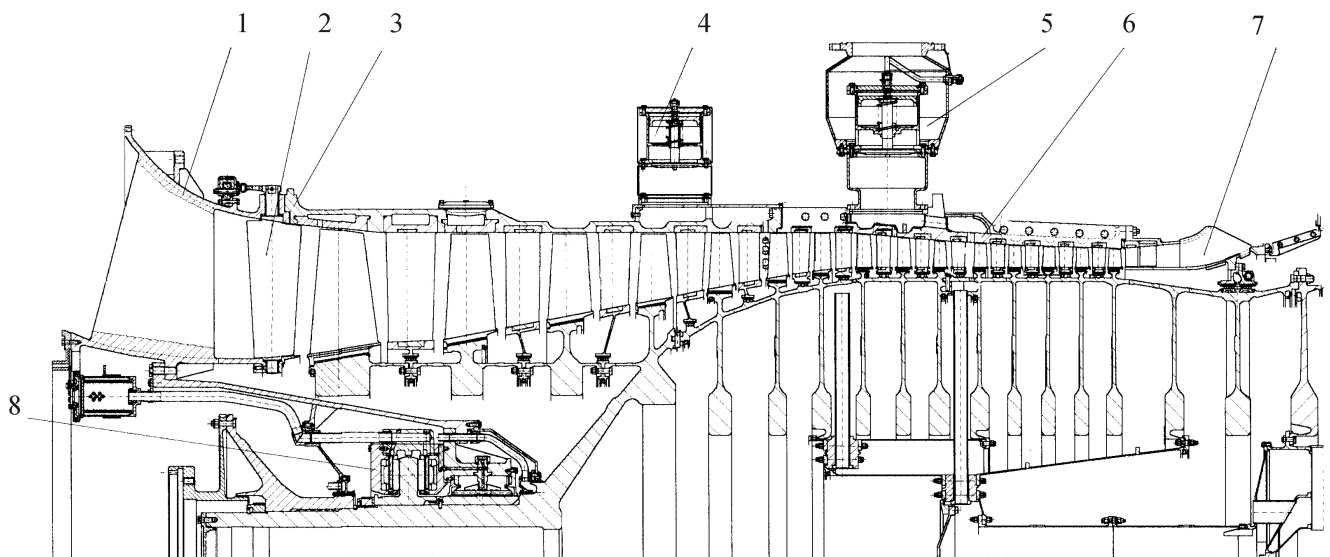


Рисунок 2.1 - Компресор двигуна ГТД 60:

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.	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					Арк.
										73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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 гребню, а пружні пластини, що прогинаються під дією осової сили, компенсують перекіс завзятого гребеня. Змащення й охолодження деталей підшипника здійснюється струминною подачею олії з форсунок, установлених між колодками, і з отворів, що повідомляють масляні канали 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.08.02.ПЗ.	Арк. 74
	Інв. № дубл.										
	Взам. інв. №										
	Підпис і дата										
Корпус 1-5-го ступенів компресора 3 призначений для розміщення п'яти на- правляючих 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 півкілець, з'єднаних між собою направляючими лопатками. Кожна лопатка в зовнішнє кільце установлюється хвостовиком типу "ласточкин хвіст", у внутрішнє кільце – призма- тичним 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 кор- пусів 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 ступеннями 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	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 – газоподібному і рідкому.					
					Жарові труби 4 складаються з двох частин: кільцевої головної частини й основної труби. Дві частини жарової труби утворюють дві зони горіння при роботі двигуна. Кожна кільцева частина має фронтову дошку з вісьма осерадіальними завихрювачами з передкамерою. Внутрішня стінка кільцевої частини виконана у виді циліндра із системою конвективно-загороджувального охолодження. Зовнішня стінка кільцевої частини й основної труби виготовлена двошарової, "черепичного" типу із системою конвективно-загороджувального охолодження.					
					Зовнішня стінка жарової труби складається з трьох сегментних частин, з'єднаних у циліндр. Кожен сегмент стінки складений з набору сегментних уставок, закріплених на зовнішньому корпусі за допомогою зачепів і фіксуючихся заклепок.					
					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					Арк.
										75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

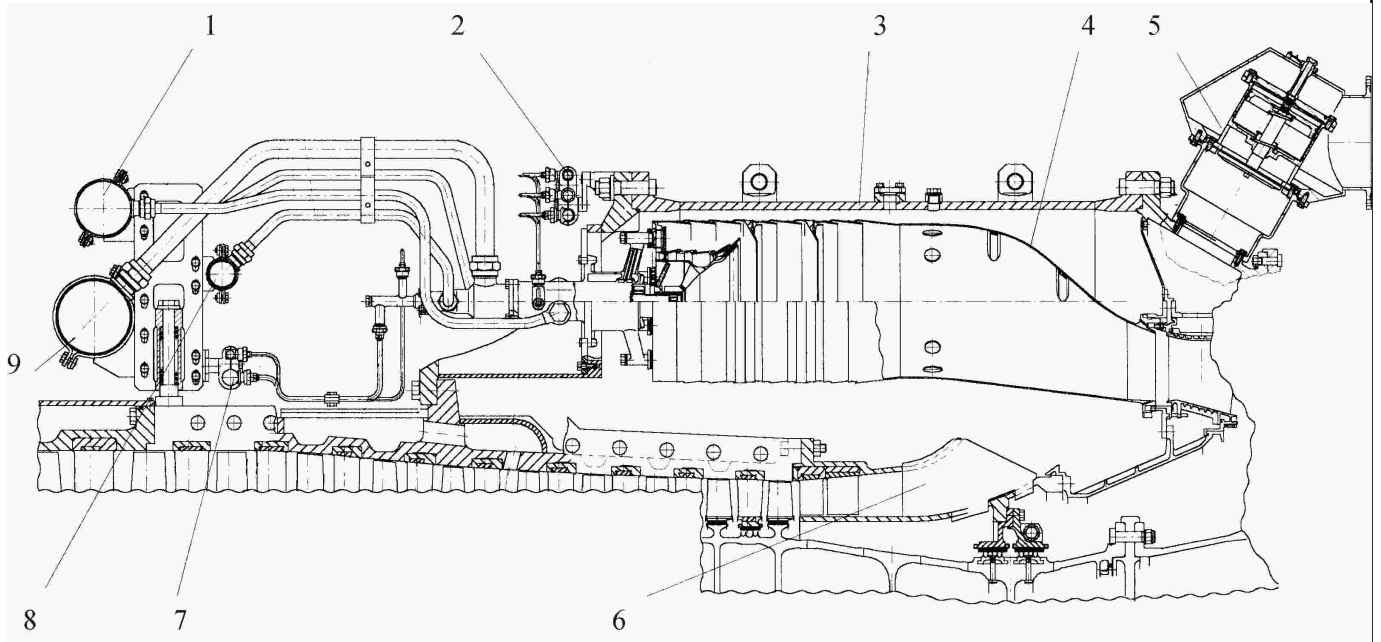


Рисунок 2.2 - Камера згоряння двигуна ГТД 60:

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 конфузорового (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.

Підпис і дата							
Інв. № дубл.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
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.							
					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.		Арк.
							76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

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.

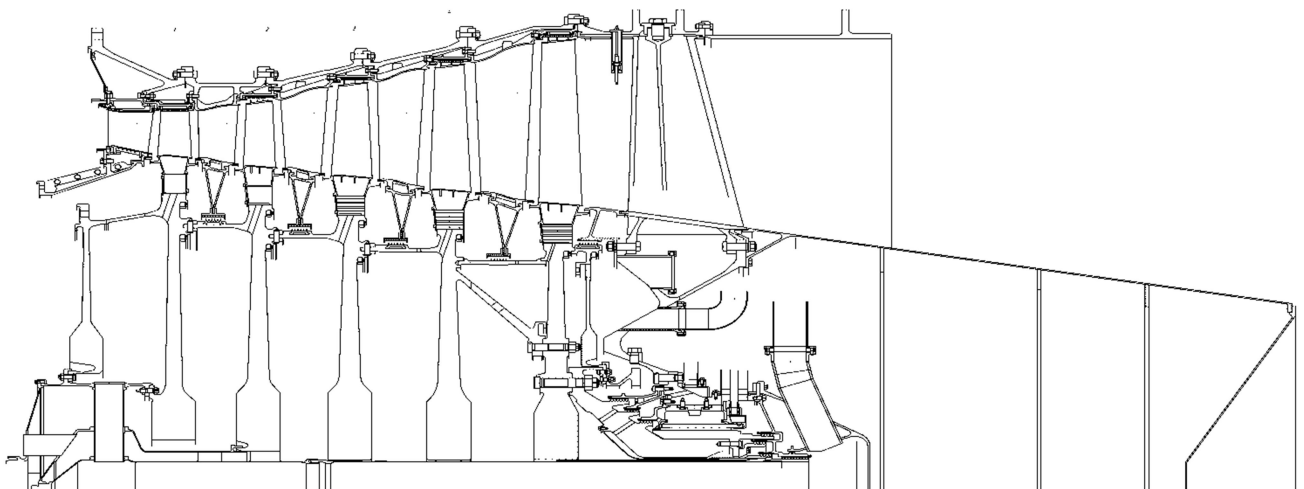
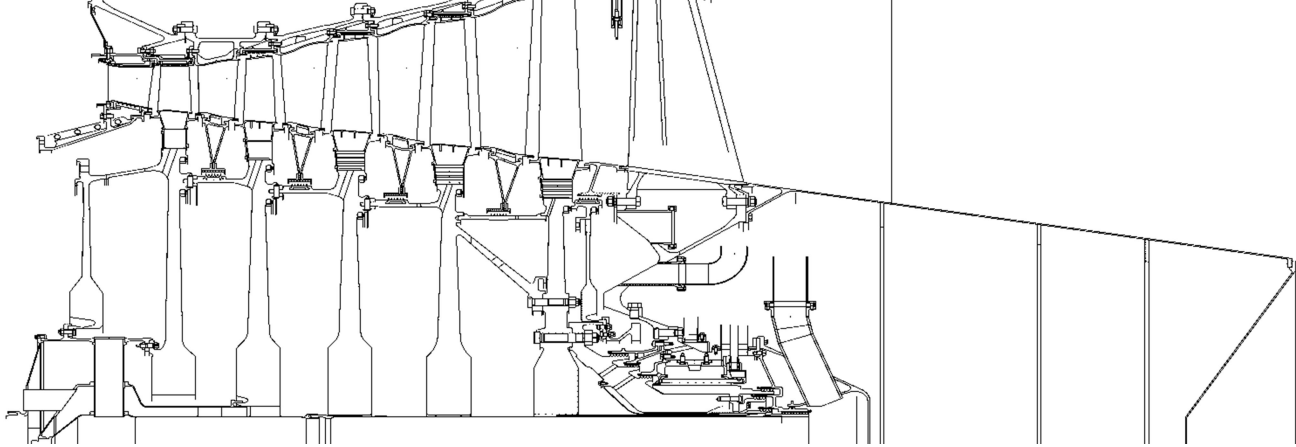


Рисунок 2.3 – Турбіна двигуна ГТД 60:

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.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
				
Рисунок 2.3 – Турбіна двигуна ГТД 60: 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.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.02.ПЗ.				
Арк. 77				

Ротор турбіни, з'єднаний з ротором компресора болтовим з'єднанням, складає одне ціле – ротор двигуна.

Диски перших трьох ступенів турбіни з'єднані електронно-променевим зварюванням. Диск 4-го ступеня через конічну спідницю приєднаний болтами. Ротор через цапфу, що кріпиться до диска 4-го ступеня болтами, і втулку спирається через колодки опорного підшипника на статор. На роторі з боку диска 4-го ступеня навішений диск, що несе лабіринтові вставки для організації розвантажувальної порожнини. З боку диска 1-го ступеня на ротор навішений проміжний диск, що забезпечує підведення охолодного повітря і несе частину барабана ротора. Усередині ротора закріплені кожухи, що забезпечують підведення охолодного повітря до робочих лопаток і дисків.

Робочі лопатки 1-го ступеня – литі, з конвективним охолодженням, без бандажної полиці. Робочі лопатки інших ступенів обандажені.

В опорному вінці турбіни розміщений опорний підшипник ковзання, що складає з п'яти самоустановлювальних колодок. Підведення олії здійснюється розбризкуванням через жиклери кільця-колектора на цапфу ротора.

Внутрішній корпус опорного вінця з'єднується з зовнішнім корпусом дванадцятьма стійками, що проходять через проточну частину турбіни.

У зовнішньому корпусі опорного вінця встановлені двадцять патрубків для розміщення термопар виміру температури газу на виході з турбіни. У районі горизонтальної площини розташовані дві опори для установки двигуна на раму. У конструкції опор передбачені цапфи для підйому двигуна краном.

Кріплення двигуна до рами здійснюється однієї передньої і двома задніми опорами. Передня опора нерухома і являє собою твердий лист із ребрами, що кріпиться до фланця переднього корпуса компресора і до тумби рами. Задні опори кріпляться до цапфи опорного вінця турбіни і складаються з гнучких аркушів, встановлених у два яруси у взаємно перпендикулярних площинах.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк. 78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					

2.2. Розрахунок закручення робочої лопатки 1-го ступеня турбіни

В газотурбобудуванні частіше використовують метод закручення лопаток за законом сталості циркуляції. При використанні цього методу вважають, що повні параметри потоку на вході в ступень і швидкісні коефіцієнти ψ і ϕ незмінні за радіусом. У даному випадку як додаткову умову при інтегруванні рівняння радіальної рівноваги газу беруть $C_{la} = \text{const}$, 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 $\alpha_{1\text{геом}}$ і вхідний кут робочих лопаток β_l геом., причому α_l може зростати в 1,3...2 рази, а β_l - 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:

$$D_{cp} = 1,400 \text{ м}; l_p = 0,2358 \text{ м}; u_{2cp} = 395,4 \text{ м/с}; \alpha_{1cp} = 28,58^\circ; c_{1cp} = 644,5 \text{ м/с}; (u/c_1)_{cp} = 0,720, \\ \alpha_{2cp} = 82,54^\circ; c_{2cp} = 327,6 \text{ м/с}; \beta_{2cp} = 36,57^\circ; w_{2cp} = 545,2 \text{ м/с}; \phi = 0,98; \psi = 0,97.$$

Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення робочої лопатки 1-го ступеня турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На сер. діаметрі	На периферії
1	2	3	4	5
1.Радіус перерізу r , м	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,582	0,7	0,818
2.Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,832	1	1,168

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата	Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення робочої лопатки 1-го ступеня турбіни					Арк. 79
		КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					

Продовж. табл. 2.1

3.Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	328,80	395,4	461,99
4.Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	634,74	549,1	490,63
5.Кут виходу потоку із соплового апарата α_1 , град	$arctg(\bar{r} \cdot tg \alpha_{1\bar{n}\delta})$	24,37	28,58	32,48
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	0,518	0,720	0,942
7.Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$arctg \frac{\bar{r} tg \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	46,29	77,71	79,38
8.Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	363,39	276,66	267,26
9.Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	40,53	36,57	33,09
10.Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	499,88	545,26	594,92
11.Кут виходу потоку зі ступеня α_2 , град	при $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $arctg(\bar{r} tg \alpha_{2cp})$	81,05	82,54	83,61
12.Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	328,87	327,61	326,87
13.Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,241	0,433	0,549

За результатами розрахунку будуюмо трикутники швидкостей та профілю лопатки (рис.2.4).

Підпис і дата		Підпис і дата		Підпис і дата		Арк.
Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		80
Взам. інв. №		Взам. інв. №		Взам. інв. №		
Інв. № подл.		Інв. № подл.		Інв. № подл.		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	

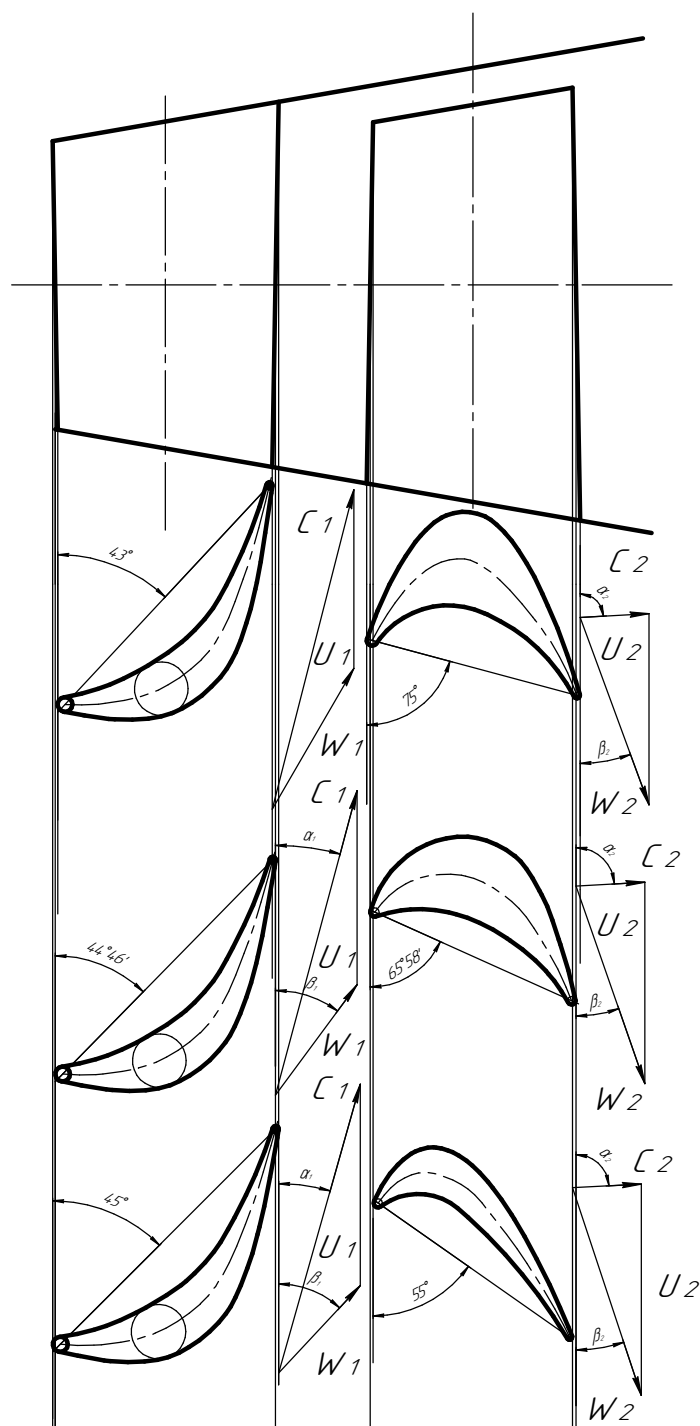


Рисунок 2.4 Закрутка лопаток первой ступени ГТД
Масштаб (1:1)

масштаб швидкостей 1мм=10м/с

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

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

КР.14.2.6231м.08.02.ПЗ.

2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки 1-го ступеня турбіни

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

При проектуванні профільної частини (пера) лопатки визначаються навантаження розтягнення, визвані центробіжними силами, навантаження вигину від газодинамічних навантажень й установлюється нахил вісі лопатки таким чином, щоб навантаження вигину, яке з'являється при відцентрованій розтягненні в полі центробіжних 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 5.2 - Вихідні данні

Найменування параметру	Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу	G_r	100,680	кг/с
Швидкість виходу потоку із СА	c_1	549,1	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступеня	c_2	327,6	м/с
Кут виходу потоку із СА	α_1	28,57	град
Кут виходу потоку зі ступені	α_2	82,54	град
Температура потоку перед ступенем	T_0	947,9	К
Температура потоку за ступенем	T_2	1030,6	К
Тиск потоку за ступенем	P_2	0,0894	МПа
Кут встановлення профілю	β_y	71	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	61	-

1. Кут розходження осей:

$$\alpha = 90 - \beta_v = 11,7$$

2. Моменти опору кореневого перерізу:

$$W_{nA} = W_{\eta c} = -3,82 \cdot 10^{-6}$$

Підпис і дата	Витрата газу	G_{Γ}	100,680	кг/с		
	Швидкість виходу потоку із СА	c_1	549,1	м/с		
	Швидкість виходу потоку зі ступеня	c_2	327,6	м/с		
	Кут виходу потоку із СА	α_1	28,57	град		
	Кут виходу потоку зі ступені	α_2	82,54	град		
	Температура потоку перед ступенем	T_0	947,9	К		
	Температура потоку за ступенем	T_2	1030,6	К		
	Тиск потоку за ступенем	P_2	0,0894	МПа		
	Кут встановлення профілю	β_y	71	град		
	Висота підйому середньої лінії профілю	h	0,11	м		
	Хорда профілю	b	0,0765	м		
	Взам. інв. №	Найбільша товщина профілю	σ	0,125	м	
Число лопаток		Z_p	61	-		
1. Кут розходження осей: $\alpha = 90 - \beta_y = 11,7$						
Підпис і дата	2. Моменти опору кореневого перерізу: $W_{\eta A} = W_{\eta c} = -3,82 \cdot 10^{-6}$					
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						82

$$W_{\eta^6} = 0,084 \cdot b \cdot \delta \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta}\right)^2}{1 + 0,46\left(\frac{h}{\delta}\right)} = 5,16 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\xi_A} = -0,088 \cdot b^2 \cdot \delta = -1,2 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\xi C} = 0,066 \cdot b^2 \cdot \delta = 9 \cdot 10^{-6}$$

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

3. Визначення газодинамічного навантаження:

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = 213,9$$

$$P_A = \frac{G}{Z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{cp}}{Z} \cdot l \cdot (P_1 - P_2) = 368,9$$

$$P_{\xi} = P_A \cdot \sin \alpha + P_U \cdot \cos \alpha = 284,4$$

$$P_n = P_A \cdot \cos \alpha - P_U \cdot \sin \alpha = 317,7$$

5) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки А: $\sigma_{uo,A} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{nA}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = 5,6 \cdot 10^6 \text{ Па},$

для точки B :
$$\sigma_{uoB} = -\frac{P_{\xi}}{W_{nB}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi B}} \frac{l}{2} = -6,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки С: $\sigma_{uoC} = -\frac{P_{\xi}}{W_{nC}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi C}} \frac{l}{2} = 12,8 \cdot 10^6 \text{ Па.}$

6) Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{uo}^e| = 12,8 \text{ МПа.}$$

7) Сумарні напруження в кореновому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{uo}^2 \right| = 134,6 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 220,42$ МПа – напруження розтягу від відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки.

8) Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\partial I}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{210}{134,6} = 1,52,$$

де $\sigma_{\partial t} = 210$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури.

Підпис і дата		для точки С:	$\sigma_{uoC}^e = -\frac{P_{\xi}}{W_{\eta C}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi C}} \frac{l}{2} = 12,8 \cdot 10^6 \text{ Па.}$	
Інв. № дубл.		6) Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)	$ \sigma_{uo}^e = 12,8 \text{ МПа.}$	
Взам. інв. №		7) Сумарні напруження в кореновому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)	$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \sigma_{uo}^e = 134,6 \text{ МПа,}$ де $\sigma_{po} = 220,42 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки.	
Підпис і дата		8) Запас міцності профільної частини робочих лопаток	$n = \frac{\sigma_{\partial l}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{210}{134,6} = 1,52,$ де $\sigma_{\partial l} = 210 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури.	
Інв. № подл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
			КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	
			Арк.	
			83	

9) Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [10, с.29], становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

2.4 Визначення запасу міцності диска 1-го ступеня турбіни

Розрахунок запасу міцності по руйнуючих обертах диска турбіни проводиться по методиці, яка викладена в [13]. Згідно даної методики запас міцності диска не повинен бути менше 1,5

Матеріал диска – ЄИ437Б.

Частота обертання диска $n = 4702$ об/хв.

Густина матеріалу диска $\rho_d = 8100$ кг/м³.

1. Центробіжна сила поясу кріплення лопаток, Н:

$$C_{кр} = 2\pi\rho_{кр}\omega^2 I_{кр} = 2776229,49$$

де $I_{кр} = \left(\frac{r_0^3 - r_a^3}{3}\right) h_{кр} = 2,5811 \cdot 10^{-4}$ - момент інерції меридіонального перерізу пояса кріплення;

$r_0 = 0,6742$ – радіус у кореня лопатки, м;

$r_a = 0,65795$ – зовнішній радіус диска, м;

$\rho_{кр} = \frac{\rho_d + \rho_l}{2} = 8100$ - приведена густина для замків, кг/м³;

$\omega = \frac{\pi n}{30} = 459,7197$ - кутова швидкість, с⁻¹;

2. Центробіжна сила від профільної частини лопаток, Н:

$$C = Z\sigma_{p0}F_k = 5,9619 \cdot 10^7$$

де $Z = 152$ - число робочих лопаток;

$\sigma_{p0} = 72,635469 \cdot 10^6$ - напруження розтягнення у кореновому перерізі лопаток, Па;

$F_k = 0,0054$ - площа коренового перерізу лопаток, м²

3. Сумарна центробіжна сила на зовнішньому поясі кріплення, Н:

$$C_{\Sigma} = C_{кр} + C = 62,395422 \cdot 10^6$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					Арк.
										84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

4. Температура у довільній точці диска (всі значення розраховані в таблиці 2.4.1), °C

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

де $t_i = 500$ – температура диска на внутрішньому радіусі, °C;

$t_a = 747$ – температура диска на зовнішньому радіусі, °C;

$r_i = 0,095$ - внутрішній радіус диска, м;

r - радіуси перерізу диска (по таб. 2.4.1), м

5. Комплекс:

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_\Sigma}{2\pi} = 9,930539 * 10^6$$

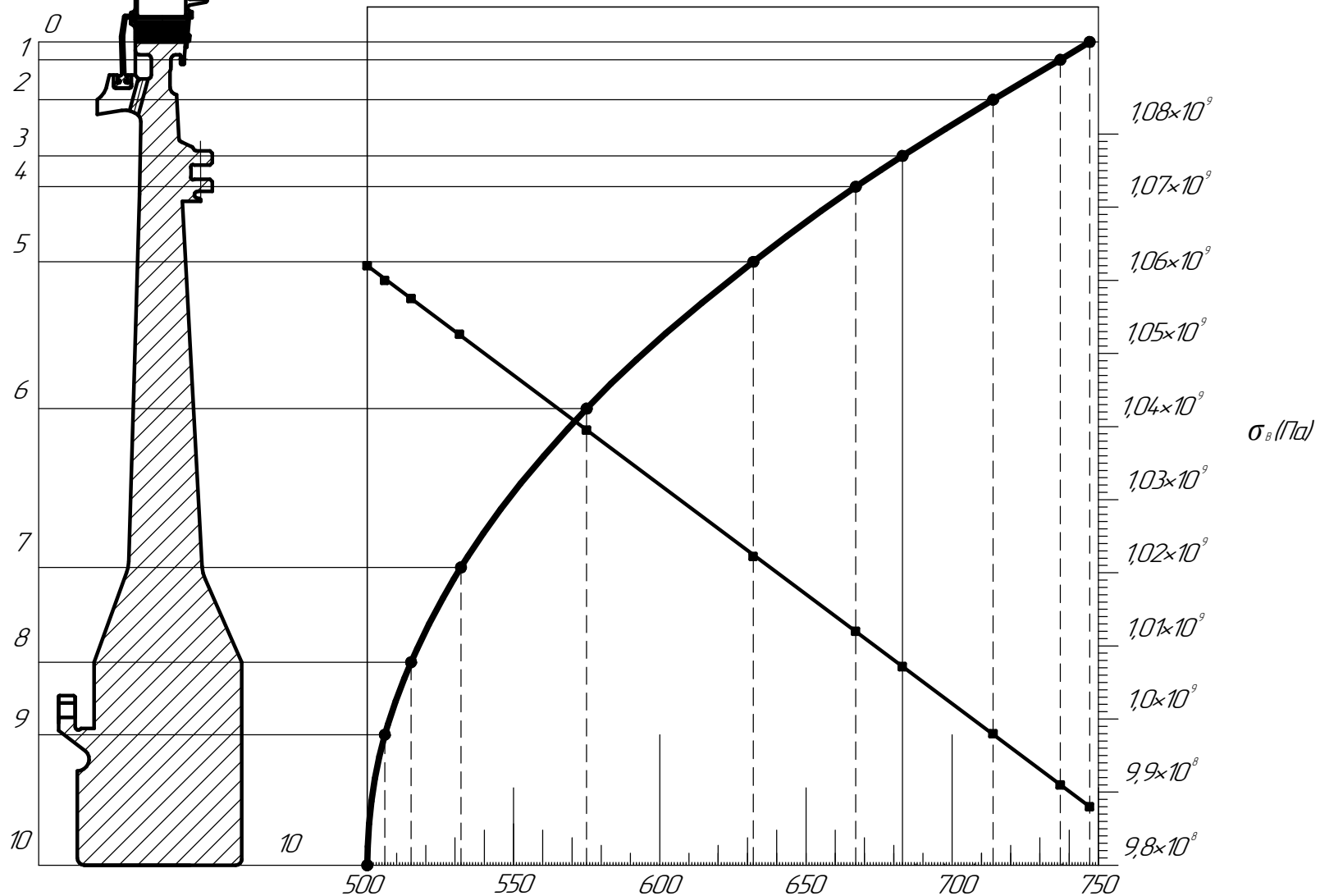
6. Границя міцності матеріалу(всі значення в таблиці 2.4.1), Па

$$\sigma_B = (1211,5 - 0,2986t) * 10^6$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					Арк.
										85

Масштаб 1:3

Рисунок 25 – Характерні перерізи профілю диска 1-го ступеня
силової турбіни і графік зміни температури
по висоті диска, та зміни межі міцності від температури.



t – температура на свавільному радіусі диску

σ_B – межа міцності матеріалу (для сплава ЗНІ4.37Б).

Взм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ДП.14.2.6231М.08.02.ПЗ.

Лист
86

Копіювати

Формат А3

2.5. Розрахунок на довговічність підшипника ковзання

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

Підшипники ковзання конкурують з підшипниками кочення в багатьох галузях машинобудування. У ряді випадків перевага повинна віддаватися підшипникам ковзання, так як вони володіють стійкістю в хімічно активних середовищах, працездатністю в широкому температурному діапазоні, вібростійкістю, безшумністю, збереженням працездатності при недостатньому змащенні. Підшипники ковзання виявляються вібростійкими завдяки демпфіруючим властивостям змащувального шару. Незамінними вважаються підшипники ковзання для парових, газових турбін та турбогенераторів, що працюють тривалий час без зупинки, де підшипники кочення виявляються не достатньо довговічними.

Опори ковзання в умовах рідинної змазки практично не підлягають зносу. При рідинній змазці підшипники ковзання стійко працюють в широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Це пояснюється їх властивістю пристосовуватися до різних умов роботи завдяки властивості масел збільшувати в'язкість при зниженні температури.

При рідинній змазці поверхні вала і підшипника розділені суцільною масляною плівкою; безпосереднє тертя між металевими поверхнями вала і підшипника відсутнє. Коефіцієнт тертя при рідинному змащенні незначний (0,005-0,0005), втрати на тертя і тепловиділення в підшипнику невеликі. Зносу металевих поверхонь при цьому не відбувається. Тому рідинна змазка є найбільш сприятливою для роботи підшипника.

Упорний підшипник сприймає зусилля ротора в осьовому напрямку, що виникають під час роботи турбіни. Колодки упорного підшипника повинні рівномірно

Інв. № подл.	Підпис і дата									
	Інв. № дубл.									
	Взам. інв. №									
Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
										87

Підпис і дата		3.Комплекс p_v $p_v = 1,0458 \cdot 53,41 = 55,854 \cdot 10^6 \frac{\text{Па} \cdot \text{м}}{\text{с}}$ Приймаємо матеріал вкладиша - сталь із заливкою бабітом Б16. 4.Относительный зазор $S = \psi * d = 0,00162 * 120 = 0,5508 \text{ мм},$ де ψ - середнє значення відносного зазора $\psi = 0,6 * 10^{-3} * v^{0,25} = 0,6 * 10^{-3} * 53,41^{0,25} = 0,00162$ 5.Обираємо посадку Н9/д9: вал $d = 120 - 125 - 58$ отвір $D = 1200 + 20;$ зазори $S_{\min} = 0,21 \text{ мм}$ $S_{\max} = 0,49 \text{ мм}$ $S_{cp} = 0,35 \text{ мм}$					
Інв. № подл.						КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
Підпис і дата							88
Взам. інв. №							
Інв. № дубл.							
Підпис і дата							
Інв. № докум.							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

6.Определение розрахункових зазорів, виключаючи маловірогідні значення за допомогою теорії вірогідності.

$$S = SCP = 0,35 \text{ мм};$$

$$TD = 0,14 - 0 = 0,14 \text{ мм};$$

$$Td = -0,21 + 0,35 = 0,14 \text{ мм};$$

З - коефіцієнт, залежний від вірогідності $P(t)$ попадання розрахункових зазорів у фактичне поле розсіювання, що допускається, тобто коефіцієнт t залежить від прийнятої вірогідності P забезпечення того, що фактичне значення зазору розташовується в межах ($S_{p\min} \dots S_{p\max}$). Приймаємо $P(t)=0,98$, знаходимо $C=0,34$.

$$S_{p\min} = S - C * \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = 0,35 - 0,34 * \sqrt{0,14^2 + 0,14^2} = 0,28268 \text{ мм}$$

$$S_{p\max} = S + C * \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = 0,35 + 0,34 * \sqrt{0,14^2 + 0,14^2} = 0,41732 \text{ мм}$$

7.Предельные вірогідні значення відносного зазору

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

$$\psi_{p\max} = \frac{S_{p\max}}{d} = \frac{0,41732}{120} = 1,2274 * 10^{-3}$$

8.Обираємо масло турбінне Тп - 22С ТУ38.101 821-83, призначаємо максимально допустиму температуру $t = 70^\circ\text{C}$, при цьому в'язкість масла буде рівна: $\mu = 0,01 * 10^{-6} \text{ Мпа}\cdot\text{с}$.

9. Коефіцієнт навантаження підшипника

$$\Phi_{p\min} = \frac{P * \psi_{p\min}^2}{\mu * \frac{\pi * n}{30}} = \frac{1,0458 * 10^6 * (0,8314 * 10^{-3})^2}{0,01 * 10^{-6} * \frac{3,14 * 4800}{30}} = 0,2301$$

$$\Phi_{p\max} = P * \psi_{p\max}^2 = 1,0458 * 10^6 * (1,2274 * 10^{-3})^2 = 1,5755$$

10. Відносний ексцентриситет

$$\chi = f(\Phi_p, l/d) [22]$$

$$\chi_{\min} = 0,42;$$

$$\chi_{\max} = 0,785.$$

11.Товщина мастильного шару

$$h_{\min} = 0,5 * S_{p\min} * (1 - \chi_{\min}) = 0,5 * 0,28268 * (1 - 0,42) = 0,08198 \text{ мм}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.	
										КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

$$h_{\max} = 0,5 * S_{p \max} * (1 - \chi_{\max}) = 0,5 * 0,41732 * (1 - 0,785) = 0,0449 \text{ мм}$$

12.Критичне значення товщини масляного шару, при якій порушується режим рідинного тертя

$$h_{кр} = Rz1 + Rz2 = 0,003 + 0,006 = 0,009 \text{ мм}$$

де Rz1, Rz2 - шорсткості поверхні цапфи і поверхні вкладиша відповідно; приймаємо по ГОСТ 2789-73 в межах 6,3 ...0,2 мкм

$$Rz1 = 0,003 \text{ мм}, Rz2 = 0,006 \text{ мм}$$

13.Коефіцієнт запасу надійності підшипника по товщині масляного шару

$$S_{h \min} = \frac{h_{\min}}{h_{rh}} = \frac{0,08198}{0,009} = 9,109 > [S_N] = 2$$

$$S_{h \max} = \frac{h_{\max}}{h_{rh}} = \frac{0,0449}{0,009} = 4,985 > [S_N] = 2$$

Коефіцієнт запасу надійності враховує можливі відхилення розрахункових умов від експлуатаційних (по точності виготовлення, навантаженню, температурному режиму і т.д.). Чим більше цей коефіцієнт, тим менше небезпека переходу роботи підшипника в область напіврідкого мастила, коли суцільність масляного шару порушена, і поверхні валу і підшипника стикаються своїми мікронерівностями на ділянках більшої або меншої протяжності, і яка супроводжується зносом поверхонь, що труть, навіть без попадання зовнішніх абразивних частинок.

В цьому розрахунку температура масла вибрана орієнтовно. Фактична температура масла може бути іншою, буде і в'язкість масла, а отже, і вантажопідйомність підшипника або товщина масляного шару $h_{\min}$. неточності наближеного розрахунку компенсуються підвищеними значеннями коефіцієнта запасу, прийнятого в п. 13, і вибором способу мастила на основі досвідчених рекомендацій, виконаного в п. 14.

14.Обираємо спосіб мастила і охолодження

$$\sqrt{p * v^3} = \sqrt{1,0458 * 53,41^3} = 399,17 * 10^3$$

оскільки $\sqrt{p * v^3} > 32 * 10^3$, то необхідне циркуляційне мастило під тиском

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.				
					Арк. 90				

2.6. Система змащення ГТД

2.6.1. Призначення і склад системи змащення ГТД

Система змащення (рис. 2.5) призначена для підтримки нормальної температури підшипників двигуна і генератора, а також зубчастих зачеплень і підшипників коробки приводів, а також для зменшення їх зносу і втрат на тертя. Масло оберігає деталі від корозії і виводить з агрегату продукти зносу тертьових деталей.

Система змащення КГТА - циркуляційна, під тиском, з вільним зливом відпрацьованого масла, єдина з системою змащення генератора.

У систему змащення входять: цистерна циркуляційна 31 з підігрівниками 30 і мірним склом 34, два електронасоса 2 з електродвигунами змінного струму, маслоагрегат 1 з електроприводом постійного струму, клапани зворотні 3, 4, 5, 21, датчики-реле різниці тисків 7, маслоагрегат 8 з приводом від коробки приводів, маслоохолоджувачі 9, регулятор температури 10, клапан редукційний 15, фільтри 6 і 11, датчик-реле тиску 12, датчики тиску 14 і 18 (дистанційні виміри тиску), захисні фільтри 17, сигналізатори тиску 19, манометри 18 (місцевий завмер тиску), два електрокомпресора 20, вакууметр 22 (датчик розрідження), масловіддільник статичний 23, сигналізатори стружки магнітні 24, термоперетворювачі 25 (датчики дистанційного заміру температури), клапани запірні, сигналізатор рівня 27, електронасос 26 дозаправки, нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом (електронасос) 28, крани з електроприводом 29, 33, прийомні сітки (фільтри) 32, система трубопроводів.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						91

2.6.2. Робота системи змащення ГТД

Забір масла з цистерни 31 і подачу масла до двигуна, генератору і коробці приводів при нормальній роботі забезпечується одним з електронасосів 2 (основним або резервним).

Резервний електронасос 2 включається автоматично при відключенні основного насоса або відсутності тиску в системі змащення по сигналу одного з датчиків 19, налаштованого на величину 0,2 МПа.

Маслоагрегат з електроприводом 1 (електронасос) включається при відмові або знеструмленні обох електронасосів 2 і спільно з маслоагрегатом 8, навішеним на коробку приводів для забезпечення нормальної роботи КГТА.

При повному знеструмленні електронасосів 1 і 2 проводиться аварійна зупинка КГТА. Змащення забезпечується маслоагрегатом 8.

Зворотні клапани 3 запобігають перетікання масла при непрацюючих маслоагрегатах 1, 2 і маслоагрегаті 8 або при роботі насоса 28 в процесі прогріву елементів системи (маслоохолоджувачів, фільтрів, трубопроводів, арматури) або роботи валоповоротного пристрою, розміщеного на коробці приводів.

Масло після маслоагрегатів (насосів) 2, 1, 8 або 28 надходить на попереднє очищення одним з фільтрів 6, потім охолоджується в маслоохолоджувачі 9, проходить тонке очищення у фільтрі 11.

Фільтри 6 попереднього очищення, маслоохолоджувачі 9, фільтри тонкого очищення 11 дублюються для використання їх з метою забезпечення безперервної експлуатації без зупинки ГТД при проведенні регламентних робіт або ремонту.

Регулятор температури 10 підтримує необхідну температуру на вході у ГТД шляхом автоматичного перепуску частини масла, у разі його переохолодження в обхід маслоохолоджувача.

Масло, що подається на змащення установки, надходить до підшипників двигуна, на змащення коробки приводів, валоповоротного пристрою (ВПП), маслоагрегата 8, електронасоса 1, електрокомпресора 20, а також, через редукційний клапан 15, понижуючий тиск, до підшипників генератора.

На вході в змащувані вузли встановлені захисні фільтри (сітки) 17. Відпра-

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.			Арк. 92

цьоване масло з усіх змащуваних вузлів зливається в циркуляційному цистерну 31.

Маслоагрегат 8, навішені на коробку приводів отримує обертання від двигуна, при роботі установки забирає масло з цистерни 31 і подає його до зворотних клапанів 4 і 5. Клапан 5 розрахований на відкриття при більш високому тиску в порівнянні з клапаном 4. При роботі установки клапан 4 закритий тиском від електронасосів 2 і масло, що подається маслоагрегатом 8, перепускається в цистерну 31 через зворотний клапан 5.

У випадку аварійної зупинки двигуна з одночасним виходом з ладу або повним знеструмленням маслоагрегата 1, електронасосів 2 тиск за зворотним клапаном 4 пропадає, і він, під тиском масла, що подається маслоагрегатом 8, відкривається, пропускаючи масло на змащення підшипників установки. Клапан 4, що має більш тугу пружину, закривається, припиняючи перепуск масла в цистерну 31. Маслоагрегат 8 продовжує обертатися разом з обертовим за інерцією ротором двигуна, забезпечуючи змащення установки в процесі її гальмування.

Для створення оптимальних умов підпору ущільнень двигуна атмосферним повітрям в цистерні підтримується розрідження за допомогою електрокомпресорів 20, які одночасно відводять повітря, насичене маслом, з цистерни в газовідвід статичному масловідділювачу 23. У масловіддільнику відбувається очищення відведеного повітря від масла. Відокремлене масло зливається в цистерну 31, а повітря направляється в газовідвід.

Для контролю нормального функціонування системи змащення передбачені:

- датчики тиску 14 – дистанційного автоматичного заміру тиску на вході в двигун і в генератор;
- вакуометр 22 – для дистанційного заміру вакууму в цистерні 31;
- візуальні виміри тиску 13 пружинними манометрами на вході в двигун і на вході в генератор;
- включення резервного електрокомпресора 20 при падінні вакууму в цистерні 31 по сигналу від вакуометра (датчика розрідження) 22 і аварійна зупинка двигуна при подальшому падінні вакууму по сигналу від цього ж датчика;
- датчики тиску 14, 18, сигналізатори тиску 19 типу МСТВ, що забезпечують

Підпис і дата					Арк.	
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	93
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітрям в цистерні підтримується розрідження за допомогою електрокомпресорів 20, які одночасно відводять повітря, насичене маслом, з цистерни в газовідвід статичному масловідділювачю 23. У масловіддільнику відбувається очищення відведеного повітря від масла. Відокремлене масло зливається в цистерну 31, а повітря направляється в газовідвід. Для контролю нормального функціонування системи змащення передбачені: - датчики тиску 14 – дистанційного автоматичного заміру тиску на вході в двигун і в генератор; - вакуометр 22 – для дистанційного заміру вакууму в цистерні 31; - візуальні виміри тиску 13 пружинними манометрами на вході в двигун і на вході в генератор; - включення резервного електрокомпресора 20 при падінні вакууму в цистерні 31 по сигналу від вакуометра (датчика розрідження) 22 і аварійна зупинка двигуна при подальшому падінні вакууму по сигналу від цього ж датчика; - датчики тиску 14, 18, сигналізатори тиску 19 типу МСТВ, що забезпечують					
--	--	--	--	--	--

- датчики-реле різниці тисків 7, сигналізують про забруднення фільтрів 6 і 11;
- термоперетворювачі опору 25 (датчики дистанційних термометрів), вимірюють температуру масла на вході в двигун, генератор на виході з опор двигуна і генератора, а також здійснюють замір температури в циркуляційній цистерні 31;
- магнітні сигналізатори стружки 24 для ранньої діагностики початку руйнування опорних вузлів двигуна, встановлені на зливах з підшипників двигуна і генератора;
- сигналізатор рівня 27 з датчиками мінімального і максимального рівнів масла в циркуляційній цистерні 31;
- датчик-реле 12 для блокування включення ВПУ при відсутності тиску масла на вході в двигун.

У масляній системі встановлений електронасос 28, який слугує, залежно від положення запірних кранів 29 за насосом, або для змащення установки при роботі валоповоротного пристрою, або для вивантаження масла з цистерни 31, або для прокачування по контуру з метою прогріву масла у всій системі змащування.

Редуктор повороту ВНА змащується зануренням шестерень в масло, налитим в картер редуктора, згідно інструкції з експлуатації.

Для змащення КГТА застосовується: масло турбінне Т_Г-22С ТУ 38.101.821-83 або суміш масел 65% по ГОСТ 10289-79 масла для суднових турбін і 35% масла МС-20 ГОСТ 21743-76.

[illegible]

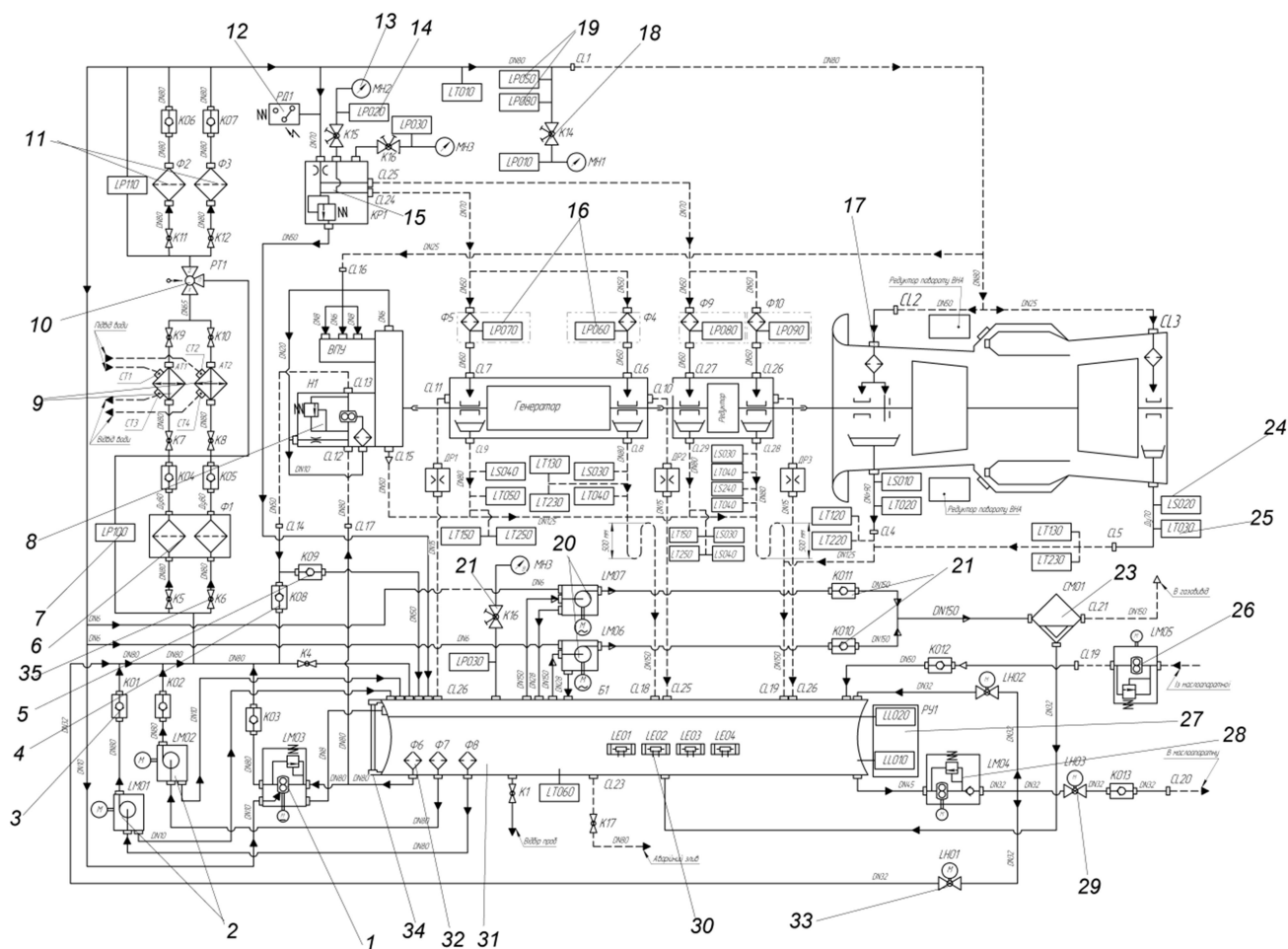


Рисунок 2.5 - Система змащення

1 - маслоагрегат з електроприводом; 2 - електронасос масляний; 3,4,5,21 - клапан зворотний; 6 - фільтр масляний; 7 - датчик реле-різниці тиску; 8 - маслоагрегат; 9 – маслоохолоджувач; 10 - регулятор температури; 11,16,17,32 - фільтр; 12 - датчик-реле тиску; 13 – манометр; 14,18 – датчик тиску; 15 - клапан редукційний; 19,35 - сигналізатор тиску; 20 - електрокомпресор; 22 - вакууметр; 23 - маслловідділювач статичний; 24 - сигналізатор стружки; 25 - термоперетворювач опору; 26 - електронасос дозакправки; 27 - сигналізатор рівня; 28 - маслоагрегат нагнітаючий з електроприводом; 29,33 - кран з електроприводом; 30 - підігрівач масла; 31 - цистерна циркуляційна; 34 - скло масломірне.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					95

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата		
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
	Студент.	Співак Д.О.					
	Керівник	Козловський А.В.					
	Консульт.						
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.					
КР.142.6231м.08.03.ПЗ.							
Охорона праці					Літ.	Арк.	Аркушів
						96	107
					НУК		

Вступ

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

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці – звести до мінімальної ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмопровідні частини обладнання, рухомі деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самого працюючого або деталей і предметів, наявність ємностей із стисненими або шкідливими речовинами тощо. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє освітлення, вібрації, шум, ультра- і інфразвук, іонізуючі і лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і важкість праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т.д..

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої межі. Один і той же фактор може призвести до нещасного випадку.

Дисципліна “Охорона праці” – комплексна соціально-технічна дисципліна. Вона включає виробничу санітарію, техніку безпеки, пожежну і вибухову безпеку, законодавство з охорони праці.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.	Арк.
						97

3.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції

При роботі ГТА мають місце ряд явищ, що роблять шкідливий вплив на організм людини. До них відносяться, шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є ГТД та генератор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали допустимим нормам. Це пов'язано з тим, що шкідливі фактори, діючи дратівливо на організм людини, послаблюють реакцію людини і погіршують його самопочуття.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 “Загальні вимоги до повітря робочої зони” встановлено норми на температуру в машинному залі і на його чистоті. У теплу пору року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°C [19].

ГТД насичений трубопроводами. При витокі і випаровуванні технічних рідин, масла та інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система припливно-витяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кількість повітря. У табл. 3.1 наведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння та випаровування, які можуть потрапляти в машинний зал.

Таблиця 3.1

ГДК на робочому місці	Токсичні компоненти, мг/м ³						
	Пил	Сажа	Окис вуглецю	Окис вуглеводню	Окис азоту	З'єднання сірки	
	-	С	СО	СН ₂ О	N ₂ О	SO ₂	H ₂ SO ₄
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

Велика гучність, особливо при тривалому впливі не тільки вражає органи слуху, а й надає шкідливий вплив на нервову систему і діяльність всього організму людини. При його дії послаблюється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може з'явитися причиною нещасного випадку.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										98
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.					

У табл. 3.2 наведені гранично допустимі рівні шуму для певних робочих місць.

Таблиця 3.2

Вид робочого місця	Рівень звукового, дБ, в октавних полосах з середньо геометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постійні робочі місця в виробничому приміщенні і на території підприємства	99	92	86	83	80	78	76	74
Пульти в кабінах стеження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і пов'язані з ним вібрації роблять також руйнівний вплив на споруди і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТД є: всмоктуючий (повітрозабірний) патрубок турбіни; вихлопної патрубок турбіни; корпус ГТУ і її агрегатів. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, залежних від потужності ГТУ.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітрозабірним патрубком ГТУ, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, складаючись з широкосмугового “білого” шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні за своєю інтенсивністю можуть на 15-20 дБ перевищувати рівень широкосмугового шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі – струмінь продуктів згорання, яка породжує шум в процесі її турбулентного змішування з навколишнім повітрям.

З внутрішніх шумів, що прослуховуються на вихлопі, низькочастотні (30-200 Гц) належать зазвичай камері згорання і теплообмінним апаратам, а високочастотні (2000-8000 Гц) – турбіні.

Шум корпусу породжується об'єднаними в нього агрегатами: компресором, турбіною, камерою згорання, редуктором, регульовальними клапанами, насосами, і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектру коливань стінок корпусу (30-200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними збудженнями. До механічних причин належать коливання (вібрації), викликані невір-

Ивв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Инв. № дубл. Підпис і дата							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ. 99		

новаженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння та інших частин, тим чи іншим чином пов'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними збудженнями є різні нестационарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Складову шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового зазору між сопловими і робочими вінцями і збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маха в кожного ступеня. Проектована ГТУ буде мати меншу галасливість, так як у ГТД прототипі – 4 ступені, тоді як у проектованому двигуні – 5 ступенів.

Шум камери згоряння має складну природу, відображаючи складність протікання в ній процесів. По самій своїй конструкції вона являє собою зосередження аеродинамічних генераторів шуму: струменів, що втікають в порожнину жарової труби; закручених потоків, що створюються завихрювачами; зворотних течій.

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Як видно з рис. 3.1, шум цей має широкосмуговий спектр.

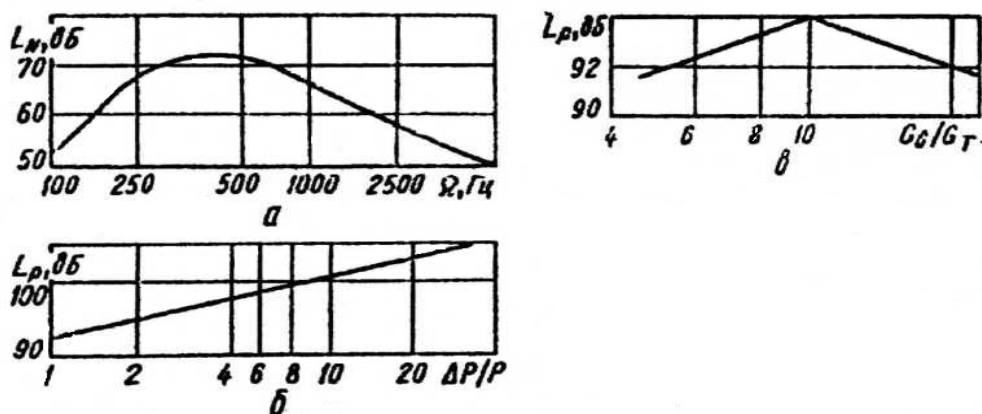


Рисунок 3.1 - Деякі акустичні характеристики шуму горіння:

а – спектр шуму полум'я; б – вплив перепаду тиску на пальник; в – вплив складу горючої суміші.

Істотну частку шуму, породжуваного камерою згоряння, можуть складати компоненти, пов'язані з нестабільністю процесу горіння. У даному випадку мається на увазі нестабільність, що виявляється у вигляді сталих коливань, що відрізняються від гулу горіння значною амплітудою і добре вираженою частотою.

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.				
	№ докум.				
	Підпис				
	Дата				
КР.142.6231м.08.03.ПЗ.					Арк.
					100

У даному проекті для зниження шуму в камері згоряння служить подача пари в камеру згоряння. Заміщення в повітрі частини кисню паром надає дію, аналогічну зменшенню надлишку первинного повітря, тобто подовжує факел. Крім того, позначається і релаксаційні поглинання парюю звукових хвиль. При подачі пари в камеру згоряння зменшуються кількість і протяжність вібраційних зон, а також падає амплітуда коливань тиску.

Ще однією небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислення, що супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібна наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної безпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їх агресивний стан. Так як горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то в якості показників пожежної безпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатня для горіння кількість газоподібних горючих продуктів. Основними показниками пожежної безпеки, що визначають умови виникнення та розвитку процесу горіння, є температура самозаймання та концентраційні межі заpalення.

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Взам. інов. №	Підпис і дата	Инов. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.				Арк.
									101

3.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі електростанції (система піногасіння)

Система піногасіння призначена для гасіння пожеж у машинних і насосних відділеннях, сховищах палива і масла, ангарах та інших пожежонебезпечних приміщеннях.

Для даної будівлі доцільно використовувати стаціонарну систему піногасіння із застосуванням стаціонарно встановлених і переносних генераторів високократної піни. Система піногасіння складається з наступних елементів:

- резервуар для зберігання піноутворювача;
- змішувачі або пристрої для отримання піноутворюючої суміші;
- генератори високократної піни, труби, подовжувачі до них, повітроводи та пінопроводи;
- повітряно-пінні стволи;
- арматура і контрольно-вимірювальні прилади.

Стаціонарні системи піногасіння розміщуються поза охоронюваних приміщень в станціях піногасіння. Інтенсивність подачі піноутворюючої суміші для отримання повітряно-механічної піни кратністю 70-100 на кожен квадратний метр приміщення, що охороняється. Час безперервної роботи системи і запас піноутворювача приймаються згідно з вимогами [21] .

Вихідні дані:

Площа будівлі $F=252 \text{ м}^2$;

Інтенсивність подачі води $g = 6 \frac{\text{л}}{\text{хв.} \cdot \text{м}^2}$;

Розрахунковий час роботи $t = 15 \text{ хв}$;

Продуктивність парогенераторів $G = 600 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.	Арк.
						102

Розрахунок системи піногасіння для електростанції

1. Розрахункова кількість піноутворювача:

$$V = 0,06 \cdot g \cdot F \cdot t = 2160 \text{ л.}$$

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу:

$$g_1 = g \cdot F = 2400 \frac{\text{л}}{\text{хв}}.$$

3. Розрахункова кількість піно генераторів:

$$n = \frac{g_1}{G} = 4.$$

4. Запас піноутворювача:

$$V_1 = V \cdot 6 = 12960 \text{ л.}$$

5. Запас піноутворювача для першої стадії:

$$V_2 = \frac{2}{3} \cdot V_1 = 8640 \text{ л.}$$

6. Запас піноутворювача:

$$V_3 = V_1 - V_2 = 12960 \text{ л.}$$

7. Кількість води на першій стадії:

$$g_2 = 0,06 \cdot g_1 = 144 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

8. Кількість води на другій стадії:

$$g_3 = 0,5 \cdot g_2 = 72 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

9. Приймаємо швидкість води в трубопроводі: $W = 2,4 \text{ м/с.}$

10. Діаметр трубопроводу:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot g_2}{W \cdot \pi \cdot 3600}} = 0,15 \text{ м.}$$

11. Розмір труби: $D \times S = 150 \times 4 \text{ мм.}$

12. Площа перерізу трубопроводу:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,0177 \text{ м}^2.$$

Підпис і дата						КР.142.6231м.08.03.ПЗ.	Арк.
Інв. № дубл.							103
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

3.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів

Управління ГТА повинно проводитися дистанційно з пульта дистанційного керування (ПДК). Для забезпечення безпеки людей, що працюють з електричним струмом, всі струмоведучі поверхні повинні бути ізольовані. Ізоляція в процесі експлуатації повинна задовольняти вимогам ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ “Електробезпека. Загальні вимоги, номенклатура видів захисту”.

Для зменшення небезпеки виникнення пожежі на ГТД повинні бути передбачені системи пожежогасіння. Паливопроводи, масляні ємності та інші трубопроводи повинні бути герметичні, розташовуватися в приміщеннях, ізольованих від ГТД, на безпечній відстані від високотемпературної зони.

Для запобігання потрапляння людини на рухомі елементи ГТА необхідно застосовувати засоби колективного захисту: запобіжні, блокуючі, які сигналізують і спеціальні відповідно до ГОСТ 12.04.001-75.

Для захисту від шуму найбільш галасливі машини і механізми повинні бути закриті звукоізольованими кожухами, локалізуючи джерело шуму. Кожухи зазвичай виготовляються з дерева, металу або пластмаси. Із засобів індивідуального захисту від шумів застосовувати вкладиші, навушники або шоломи.

В УПГ в певних умовах при обтіканні потоком їх теплообмінних поверхонь можуть збуджуватися низькочастотні автоколивання, що призводять до сильної вібрації і шуму, як у машинному залі, так і на виході вихлопної труби. Такий шум може поширюватися в радіусі декількох кілометрів. Для придушення автоколивань в газозоді встановлені перегородки, що змінюють ефективне значення поперечного розміру газозоду. Досвід показує, що так можна повністю усунути можливість газодинамічних коливань в теплообмінниках (і зв'язаних з ними газозодах) практично на всіх режимах роботи.

До шумів механічного походження відносяться шуми, породжені вібраціями ротора, роботою підшипників і т.д. Для зниження цих шумів застосовані такі заходи: ретельне балансування і центрування роторів, висока точність виготовлення підшипників, заміна підшипників кочення підшипниками ковзання, застосування високоякісних масел.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.	Арк.
						105

Для зменшення шуму всмоктування застосовано двоступеневе глушіння шуму (рис. 3.2). Один з пластинчастих глушників встановлений до повороту потоку, а другий – за поворотом, в конфузорі всмоктуючого тракту ГТУ. Повороти повітря також вважаються засобом, що знижує рівень зовнішнього шуму.

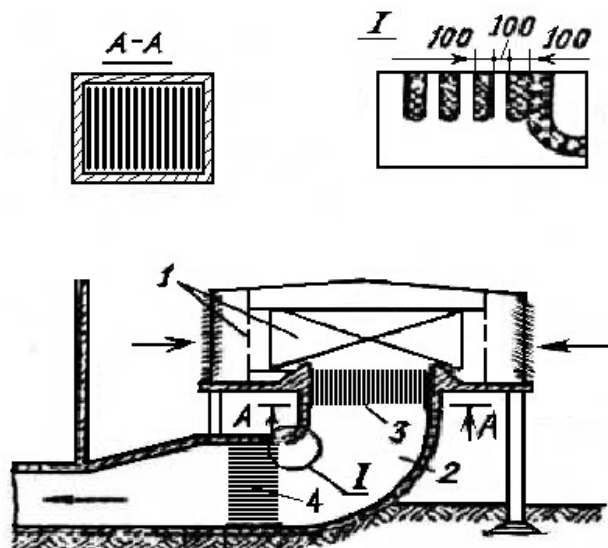


Рисунок 3.2 - Двоступеневе глушіння шуму

1 – повітряні фільтри; 2 – поворотне коліно; 3,4 – панельні ступені шумопоглинання

За ГТД є УПГ і ПГК, теплообмінні поверхні яких значною мірою сприяють зниженню вихлопного шуму.

У залі електростанції повинен бути виключений контакт з вібруючими об'єктами шляхом використання огорожень, сигналізації. У разі виникнення необхідності контакту з вібруючими поверхнями застосовувати засоби індивідуального захисту рук (ГОСТ 12.4.002-74), а при загальній вібрації застосовувати спецвзуття (ГОСТ 12.4.024-76).

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Инов. № дубл.				
	Взам. инов. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ. Арк.

Таблиця 4.3 - Граничні спектри рівнів вібрації (ГОСТ 12.1.012-90) по швидкості ПС (L_z), LS, відносно $V_0=5 \cdot 10^{-8}$ м/с

$N = PC(L_z)$	Середньогометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

Таблиця 4.4 - Граничні спектри рівнів вібрації по прискоренню ПС (L_z), LS, відносно $a_0=3 \cdot 10^{-8}$ м/с

$N = PC(L_z)$	Середньогометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

Приміщення для роботи в ПДК має бути освітлене відповідно до норм СНіП.

Норми штучного освітлення наведені в табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Приміщення, робоче місце	Площина освітлення	Мінімум при люмінесцентних лампах Е, Лк	Мінімум при лампах накаливання Е, Лк
Машинний зал	Горизонтальна	100	50
Приміщення допоміжних установок	Вертикальна	500	300
Котельне відділення	Горизонтальна	100	500
Котельне відділення	Вертикальна	300	200

Висновок: при проведенні аналізу і розробки по зниженню впливу небезпечних виробничих факторів в машинному залі електростанції, необхідний стан робочої зони може бути забезпечений виконанням заходів:

- а) дотриманням правил техніки безпеки і поведіння на виробництві;
- б) захист від джерел теплових випромінювань;
- в) влаштування вентиляції та опалення;

г) засоби індивідуального захисту.

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

					КР.142.6231м.08.03.ПЗ.	Арк.
						107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
	Студент.	Співак Д.О.			
	Керівник	Козловський А.В.			
	Консульт.				
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.			
КР.142.6231м.08.04.ПЗ. Охорона навколишнього середовища Літ. Арк. Аркушів					
108 119					
НУК					

Вступ

Охорона навколишнього середовища – самостійна наука, яка вивчає вплив різних промислових підприємств на навколишнє середовище.

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, що викидаються промисловими підприємствами та транспортом, з кожним роком набувають все більшого значення. Вирішення цих проблем носить важливий характер, так як це позначається на стані екології та на стані здоров'я людей.

Охорона навколишнього середовища повинна розглядатися не як раптово виникла проблема або непередбачений наслідок зростання виробництва, а як нормальна умова загального процесу.

Гострота проблеми захисту навколишнього середовища під час бурхливого розвитку науки і техніки обумовлюється тим, що в сучасних умовах негативні наслідки впливу антропогенного характеру на природу досягли великих масштабів. Щоб виключити можливий явище т.зв. “ екологічної кризи ”, необхідні зусилля наукових, громадських та інших організацій.

4.1. Аналіз шкідливої дії вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище

Техніко-економічний аналіз і накопичений світовий досвід показують, що застосування газотурбінних установок є одним з перспективних шляхів вдосконалення енергетичних систем, підвищення їх економічності і надійності. Значні також переваги газотурбінних двигунів в якості транспортних. Тому останні десятиліття характеризуються інтенсивним розвитком газотурбобудування.

ГТД та ГТУ відносяться до сімейства теплових двигунів, в основі робочого процесу яких лежить процес горіння палива. У зв'язку з цим їх розвиток застосування супроводжується як зростанням споживання палива та атмосферного кисню, так і збільшенням масштабів забруднення атмосфери вихлопними (димовими) газами.

Загалом, з боку газових турбін найбільш значними факторами впливу на навколишнє середовище є: теплові викиди, викиди в атмосферу екологічно шкідливих речовин і шум.

Вихлопні гази являють собою суміш продуктів згоряння з надмірним повіт-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						109

рям. У загальному випадку продукти згоряння застосовуваних у ГТД і ПГУ рідких і газоподібних (вуглеводневих) палив можуть містити:

продукти повного згоряння горючих компонентів палива – вуглекислий газ CO_2 , водяні пари H_2O , оксиди сірки SO_2 і SO_3 (за наявності в паливі сірки);

компоненти неповного згоряння палива – вільний вуглець (сажа – C), оксид вуглецю CO , різні вуглеводні C_xH_y ;

оксиди азоту (основними з яких є оксид азоту NO і діоксид азоту NO_2);

зольні частинки, що утворюються з негорючих мінеральних домішок.

Окремі складові продуктів згоряння палива дуже токсичні, негативно діють на людину і навколишнє середовище. Токсичні оксиди вуглецю CO , азоту NO_x , сірки SO_x , незгорілі вуглеводні C_xH_y , сірчисті, галоїдні з'єднання і багато інших компонентів. Дим, який являє собою вуглецеві частинки, як активний адсорбент може також містити канцерогенні речовини.

Кількість шкідливих викидів найчастіше вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 м³ продуктів згоряння (мг/м³); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних часток продуктів згорання (ppm). Димність визначається в умовних одиницях щодо затемнення матеріалу фільтра або у відсотках.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його поєднанні з гемоглобіном зменшується здатність крові переносити кисень. Гранично допустима концентрація (ГДК) цього забруднювача в повітрі населених пунктів складає 1 мг/м³.

Оксиди азоту ($\text{NO} + \text{NO}_2$) дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, вони утворюють азотну кислоту, яка руйнує легеневу тканину, подразнює слизові оболонки, викликає незворотні зміни в серцево-судинній системі. ГДК якого становить 0,085 мг/м³ (у перерахунку на NO_2).

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ. ГДК якого становить 0,05 мг/м³ (в перерахунку на SO_2).

Незгорілі вуглеводні при попаданні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку. ГДК якого становить 2,5 мг/м³ (у перерахунку на бензин). Найбільш токсичний з вуглеводнів

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						110

бензоперін $C_{20}H_{12}$, ГДК якого $0,000001 \text{ мг/м}^3$.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:
водяний пар і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері “парникового” ефекту;

сполуки сірки, які викликають утворення в атмосфері твердих частинок, що не пропускають сонячні промені;

оксиди азоту через небезпеку руйнування озонового шару і збільшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Азотисті сполуки в паливі знаходяться в незначній кількості. В атмосферному повітрі об'ємна частка азоту перевищує 78%. У загальному випадку оксиди азоту можуть бути як продуктом окислення азоту повітря (“повітряні” окисли азоту), так і продуктом окислення азоту, що міститься в паливі (“паливні” окисли азоту). Абсолютні їх кількості і співвідношення між ними різні в залежності від вмісту паливного азоту і від факторів, що впливають на процеси окислення.

При нормальному тиску азот інертний, проте при збільшенні його парціального тиску $0,8-1,2 \text{ МПа}$ з'являється ефект наркотичної дії, а підвищення вмісту в повітрі до 93% може призвести до аноксемії і навіть смерті.

Газові викиди ГТД та ГТУ відрізняються димовими газами від інших теплових двигунів і промислового палива спалюваного обладнання тим, що в них продукти згоряння сильно розбавлені надлишковим повітрям. Коефіцієнт надлишку повітря у вихлопних газах ГТУ: $\alpha_0 = G_B / G_T \cdot L_0$, де G_B , G_T – секундні витрати повітря і палива, L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання поданого в камеру згоряння палива, досягає 3-6 на номінальному режимі і ще більш високих значень – на часткових навантаженнях. Це призводить до того, що реальні концентрації токсичних речовин у вихлопних газах ГТД і ГТУ завжди істотно нижче, ніж в димових газах ПТУ і у вихлопних газах ДВЗ. Проте, існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТУ також лімітується.

Концентрація оксидів азоту у вихлопних газах ГТУ визначається величиною NO , що утворюється в первинній зоні, але з урахуванням розбавлення продуктів згоряння вторинним повітрям.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						111

Розбавлення повітрям, природно, полегшує наступне розсіювання вихлопних газів ГТУ до необхідних санітарно-гігієнічних норм, не вимагаючи високих димових труб.

Однак розбавлені газів повітрям, що знижує концентрації шкідливих викидів у вихлопному струмені, не означає зменшення загального, а тим більше регіонального забруднення атмосфери, оскільки воно визначається абсолютним значенням шкідливих викидів.

У ГТД, що працюють на газоподібному паливі, викиди оксидів сірки та золи відсутні, а основними шкідливими компонентами вихлопних газів є оксид азоту (повітряного походження) і продукти неповного згоряння палива: С, СО, С_хН_у. У ГТД масові викиди СО і С_хН_у істотно нижче, ніж в поршневому ДВЗ, але по викиду NO_х може навіть перевершувати поршневий двигун (особливо за наявності регенерації тепла). Не поступаються ГТУ в цьому відношенні і іншим видам паливоспалювального обладнання.

На відміну від котлоагрегатів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних компонентів димових газів визначається в основному видом палива і мало залежить від навантаження, в ГТУ склад токсичних компонентів дуже сильно змінюється зі зміною навантаження. Якщо при часткових навантаженнях токсичність вихлопних газів в своїй мірі визначається токсичністю СО і NO_х, то на максимальних режимах домінуючими стають високотоксичні оксиди азоту, причому намітилися тенденції подальшого розвитку ГТУ та ГТД сприяють зростанню їх емісії.

Ивв. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ. Арк. 112

4.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів

Методи зменшення емісії CO і C_xH_y полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- підвищення ефективності процесів сумішоутворення;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

У реальних системах горіння це досягається:

- поліпшенням якості розпилювання палива використанням високонапірних і низьконапірних паливоповітряних форсунок;
- оптимальною організацією робочого процесу в камері згоряння і підвищенням температури в зоні хімічного реагування;
- використанням принципів попереднього підігріву і випаровування палива, а також гомогенізації паливоповітряної суміші;
- збільшенням обсягу первинної зони і часу перебування в ній;
- зменшенням витрати повітря на плівкове охолодження стінок жарових труб.

Методи зменшення димності. При спалюванні рідких палив димність збільшується із збільшенням вмісту в паливі ароматичних складових, щільності і температури кипіння. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням вмісту в паливі водню. Димність істотно зростає при збільшенні тиску в камері згоряння. Методи зменшення димності полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

Ці методи реалізуються шляхом :

- зменшення обсягу перенасиченням паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зменшенням стійкості горіння;
- використання багатофорсуночних фронтів пристроїв камер згоряння;
- поліпшенням якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						113

барію або магнію);

- використання водопаливних емульсій і уприскування води.

Способи зменшення викиду NO_x . Так як боротьба з утворенням оксидів азоту паливного походження NO_T важка, то єдиною практично доцільною мірою зниження їх концентрації у вихлопних газах ГТУ слід вважати обмеження вмісту азоту в паливі. Річ утім, що в традиційних газотурбінних паливах вміст азоту невеликий, і тому основну частку NO_x у вихлопних газах ГТУ, особливо при великих навантаженнях, складають зазвичай оксиди азоту “повітряного” (тобто термічного) походження NO_B . У зв'язку з цим розглянемо заходи щодо зниження емісії саме цих оксидів.

1. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння камери (тобто збіднення суміші в первинній зоні). Цим зменшується температура в зоні горіння і час перебування газів в ній. Цей метод ефективний, якщо передбачені додаткові пристосування для збільшення коефіцієнта повноти згоряння палива при збідненні паливоповітряної суміші.

Можливе при цьому зниження NO_x в різних камерах згоряння показано на рис. 4.1.

При різних конструкціях камер згоряння збільшення α_1 зменшує емісію NO_x , особливо при роботі камер згоряння на газоподібному паливі. Однак слід зауважити, що при збільшенні α_1 збільшується емісія CO і C_xH_y , в результаті чого сумарний фактор токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря зростання емісії продуктів недопалу може бути не настільки різким, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все ж матиме місце. Як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях. Крім того, в камерах класичного виконання при збільшенні α_1 , погіршуються пускові властивості характеристики стійкого горіння.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						114

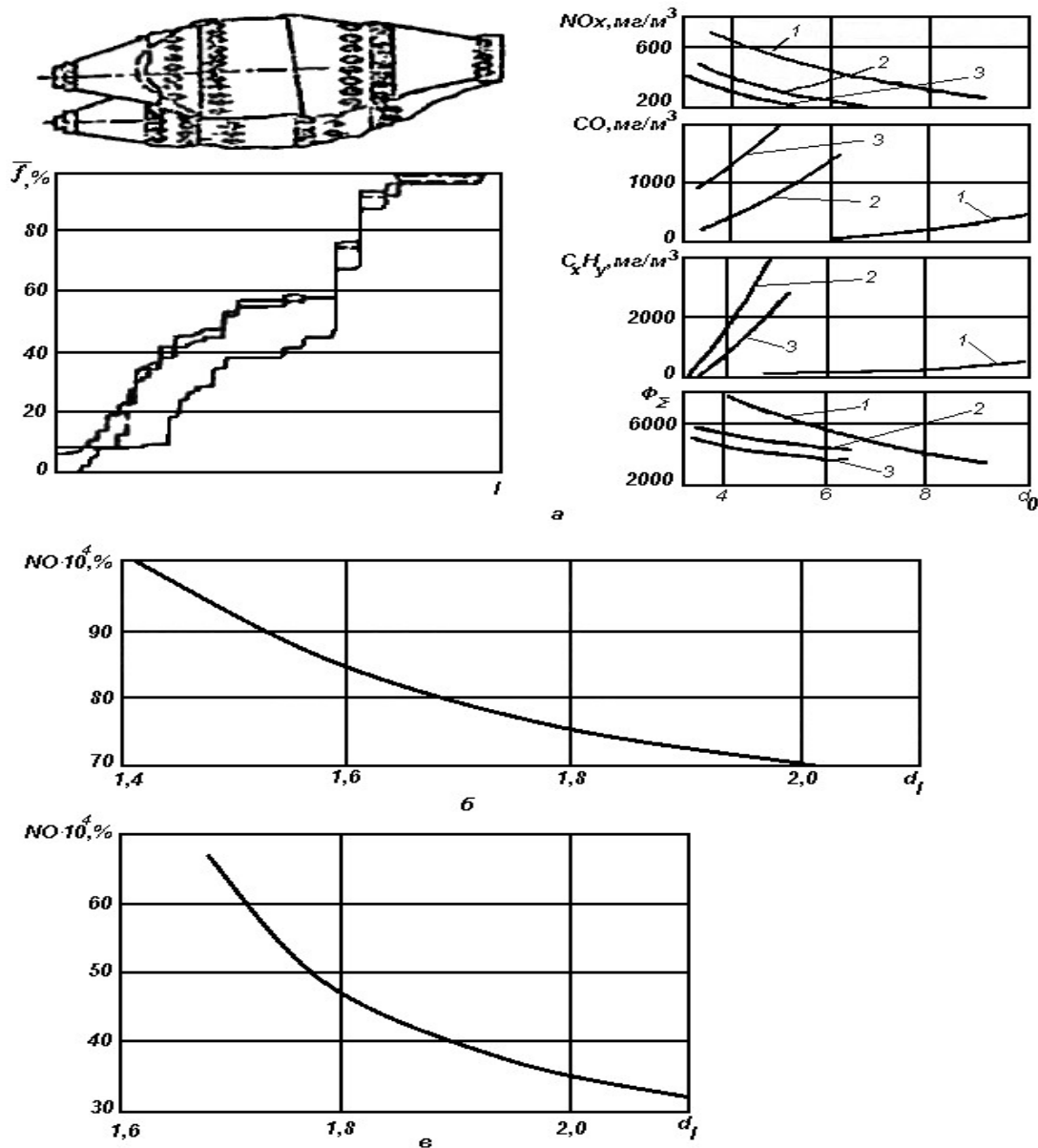


Рисунок 4.1 - Графіки зміни показників токсичності камер згоряння в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а – кільцева камера авіаційного ГТД при роботі на природному газі (умови $P_b=0,12...0,13$ МПа. $T_b = 343...353$ К); 1,2,3 – варіанти розподілу повітря по трактам; б – трубчатая камера (газотурбінне паливо $\alpha_0=5,5$); в – семипальникова камера з регулюючим змішувачем (природний газ, $\alpha_0=5,7$).

З усього викладеного можна зробити висновок, що збіднення (збільшення α_1) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_x , і з цієї точки зору доцільно виконання камери взагалі без розділення повітря на первинну і вторинну зони. Однак для реалізації такого режиму необхідна розробка спе-

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.				Арк.
									115

ціальних конструкцій фронтних пристроїв, здатних ефективно і стійко працювати при високих надлишках повітря.

2. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям. Наприклад, використання низьконапірних паливоповітряних форсунок зменшує вихід оксидів азоту на 25...35%. У цьому розумінні оптимальним є отримання гомогенної паливоповітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. У результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогріву, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування та викиди NO_x . Однак зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери.

3. Подача в зону горіння води або пари. Теплоємність водяної пари майже в два рази перевищує теплоємність повітря, тому подача його в зону горіння дає більш значне зниження температури, ніж рециркуляція продуктів згоряння.

У результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося знизити вміст оксидів азоту в 1,6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

Ще більший ефект дає подача в зону горіння води, тому що тоді зона горіння втрачає додаткове тепло на випаровування рідини.

Але детальні дослідження показують, що введення в зону горіння води або пари дає також ряд побічних ефектів, які помітно впливають на інші характеристики робочого процесу камер згоряння.

4. Застосування каталітичних камер згоряння. Застосування каталізаторів в процесах горіння дозволяє або збільшити швидкість хімічних реакцій при тому ж рівні температур, або зберегти цю швидкість на необхідному рівні при істотно зниженому температурному рівні процесу. Друге – для зменшення утворення окислів азоту. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

Випробування показали, що поряд з видом матеріалу каталізатора велику роль грає також його конструктивне виконання у вигляді спеціальних матриць або ґрат.

5. Введення спеціальних присадок в паливо, які запобігають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						116

0,3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25%.

6. Плазмохімічне горіння. Плазмохімічні технології засновані на використанні низькотемпературних плазмових струменів. Спалювання палив в камерах згоряння за допомогою плазмового факела істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається за участю плазмотрона, який конструктивно розміщується поблизу форсунок або суміщають з ними.

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інов. №						
	Инов. №						
	Инов. №						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.		Арк.
							117

4.3. Заходи, прийняті в проектованому двигуні для зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище

Розвиток нової техніки ставить на перше місце вимоги щодо захисту навколишнього середовища. Для цього створені і створюються, як у нас, так і за кордоном, різні природоохоронні організації, діяльність яких спрямована на контроль і захист навколишнього середовища. У зв'язку з швидким збільшенням числа діючих енергетичних установок, їх вплив на навколишнє середовище з кожним днем зростає.

Завдання охорона навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищувати допустимий рівень забруднення. Це завдання може бути вирішене за двома основними напрямками:

- очищення і зниження токсичності викидів, які неминуче потрапляють у атмосферу;
- створення систем, що працюють по замкнутому циклу і дозволяють утилізувати основну масу відходів.

Характер забруднення середовища залежить від ряду чинників:

- сорт використовуваного палива і масла;
- тип двигуна;
- умови експлуатації.

У проекті була використана ідея контактного ГТД з уприскуванням пари в камеру згоряння. Після камери згоряння парогазова суміш з високою температурою надходить у турбіну, після якої тепло суміші використовується в УПГ. Після УПГ суміш надходить в ПГК, де охолоджується і конденсується пар. Конденсат повертається в цикл, а які відпрацьовані продукти згоряння палива, максимально очищені і охолоджені, викидаються в атмосферу.

Зниження вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах забезпечується плавним процесом згоряння палива в камері згоряння, зниженням температури в зоні горіння за рахунок підмішування пару, наявності УПГ. З точки зору захисту навколишнього середовища, переваги утилізаційного котла полягають у тому, що він не тільки значно знижує теплові викиди в атмосферу, а й зменшує рівень шуму при

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						118

вихлопі і осаджує розпорошені частки, які знаходяться у відпрацьованих газах.

Таким чином видно, що навіть правильно обрана теплова схема установки сприяє захисту від шуму і шкідливих викидів.

До найбільш ефективних технічних заходів щодо захисту навколишнього середовища слід віднести комбіновані системи нейтралізації відпрацьованих газів і утилізації їх теплоти. До таких систем відносяться: каталітичні нейтралізатори, рідинні нейтралізатори, іскрогасники, різні фільтри, що уловлюють сажу і частки палива, масла і токсичних речовин. У даному двигуні для зниження токсичності вихлопних газів крім усього вище перерахованого застосовується і плівковий абсорбер, так як він застосовується при великих швидкостях газів, а також має можливість додатково їх охолодити. Плівковий абсорбер встановлений після конденсатора.

Вихлопні гази повинні розсіюватися в атмосфері до гранично допустимих концентрацій. В енергетичних ГТД необхідного рівня концентрацій вихлопних газів у приземному шарі атмосфери досягають відповідним вибором висоти вихлопних труб. Для проектного двигуна при витраті палива 8834,4 кг/год за графіком на рис. 6.3.1 обрана висота вихлопної труби 14 м.

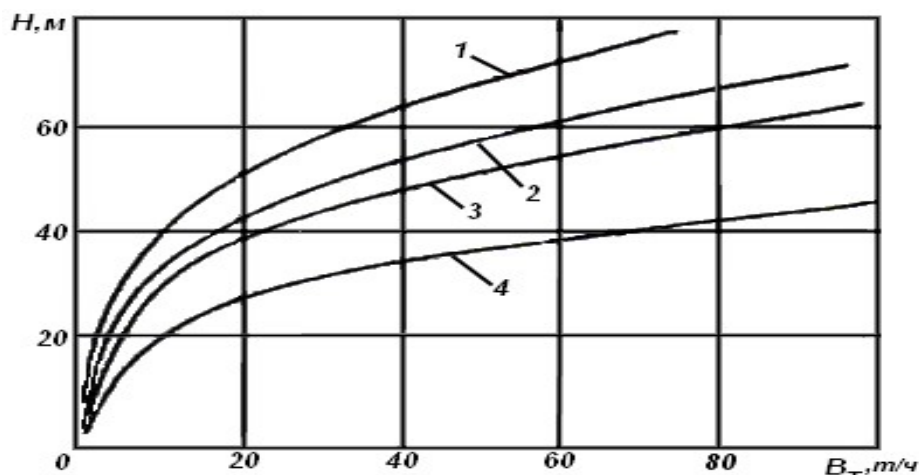


Рисунок 5.2 - Графіки залежності висоти вихлопної труби ГТУ від виду і витрати використовуваного палива: 1 – газотурбінне паливо ($S^P=2,5\%$); 2 – газотурбінне паливо ($S^P=1\%$); 3 – дизельне паливо ($S^P=0,2\%$); 4 – природний газ

З вище викладеного випливає, що запропонована ГТУ з утилізацією теплоти відпрацьованих газів істотно менше забруднює навколишнє середовище шкідливими викидами, ніж базова модель.

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

					КР.142.6231м.08.04.ПЗ.	Арк.
						119
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

5.1. Порівняння характеристик базового і проектного ГТА

Основним завданням цього розділу є економічне обґрунтування доцільності виробництва та експлуатації контактного газотурбінного агрегату для електростанції. Проводиться техніко-економічний аналіз показників проектного агрегату (КГТА з ТУК потужністю $N_e = 60\text{МВт}$) і базового (ГТА простої схеми потужністю $N_e = 110\text{МВт}$), а також визначається величина економічного ефекту від впровадження нової установки. Вибір в якості базового двигуна ГТД-110 обумовлений схожістю газо- і термодинамічних показників, а також схожістю конструктивного виконання. Зіставляються, як правило, взаємозамінні варіанти, тобто у всіх варіантах базова і нова техніки повинні бути представлені для однієї і тієї ж мети. У даному випадку базова і проектна установки служать для приводу електрогенератора з частотою обертання $n = 3000$ об/хв при тих же експлуатаційних умовах.

Проектна установка відрізняється від базової теплової схемою, ступенем підвищення тиску в компресорі і рядом інших параметрів. Порівняльна характеристика показників базової і проектного установок наведена в табл.6.1.

Таблиця 6.1

Характеристика	Базова ГТУ	Проект. ГТУ
1.Номинальна потужність N_e , кВт	110000	60000
2.Питома витрата палива C_{Ne} , кг/(кВт·год)	0,2046	0,1472
3.Температура робочого тіла T_3 , К	1483	1490
4.Степінь підвищення тиску π_k	14,7	16,5
5.Оберти ГТД n , об/хв.	3000	5500
6.Кількість ГТД, шт.	1	1
7.Кількість УПГ, шт.	0	1
8.Кількість ПГК, шт.	0	1
9.Редуктор, шт.	0	1
10.Обслуговуючий персонал	15	15
11.Експлуатаційний період T_e , діб	330	330
12.Об'єм будівлі електростанції $V_{буд}$, м ³	12000	14000
13.Габарити ГТД:		
довжина, м	7	4
максимальний діаметр, м	3,1	1,707
14.Вага ГТД, кг	50000	28500
15.Вид палива	Газ	Газ

У базової установки ресурс двигуна становить 100 тис. годин, а ресурс лопаток 25 тис. годин. Оскільки умови експлуатації не змінюються, то ресурс проектного двигуна можна залишити таким же.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										122
					КР.142.6231м.08.05.ПЗ.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

5.2. Розрахунок економічного ефекту від створення і використання проектової установки на електростанції

Основним показником ефективності нової техніки є економічний ефект, що представляє собою економію всіх виробничих ресурсів, одержувану народним господарством в результаті виробництва та впровадження нової техніки. Так, для енергетичних установок, корисний ефект вимірюється кількістю виробленої енергії в кВт·год і величиною коштів, витрачених на їх створення і використання. Як критерій порівняльної економічної ефективності прийнятий показник річного економічного ефекту, який визначається шляхом зіставлення наведених витрат за базовою і новою технікою. Наведені витрати по кожному варіанту представляють собою суму всіх поточних витрат і капітальних вкладень, приведених до однакової (річної) розмірності за допомогою коефіцієнта ефективності капітальних вкладень.

$$З = С + E_n \cdot K,$$

де C – собівартість одиниці продукції, грн.;

K – питомі капіталовкладення у виробничі фонди, грн.;

E_n – коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Таблиця 5.2 - Затрати на будівництво ГТУ-ТЕС

Статті затрат	Суми затрат, \$/кВт
ГТУ з допоміжним обладнанням	430
Котел-утилізатор	141,5
Конденсатор, живильні насоси	22
Стаціонарне електричне обладнання	23
Інжиніринг, будівництво і монтаж	245
Непередбачувані затрати	90,25

Вартість ГТУ розраховується за формулою:

$$Ц_{ГТУ} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot N_e,$$

де q_i – питомі затрати, [\$/кВт];

N_e – потужність енергоустановки, [кВт].

За даними Національного Банку України (НБУ) вартість одного долара США становить 36,50 грн. станом на 15.10.2022 р.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Вартість ГТУ розраховується за формулою: $Ц_{ГТУ} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot N_e,$ де q_i – питомі затрати, [\$/кВт]; N_e – потужність енергоустановки, [кВт]. За даними Національного Банку України (НБУ) вартість одного долара США становить 36,50 грн. станом на 15.10.2022 р.					Арк.
					КР.142.6231м.08.05.ПЗ.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 5.3					
Показник	Розрахункова формула	Значення			
		Базова ГТУ	Проектована ГТУ		
1.Номінальна потужність установки, $N_{\text{н}}$, кВт	-	110000	60000		
2.Річний експлуатаційний період $T_{\text{е}}$, діб	По даним заводу-виробника	330	330		
3.Річний об'єм виробленої енергії B , (кВт·год/рік)	$24 \cdot T_{\text{е}} \cdot N_{\text{н}}$	$871,2 \cdot 10^6$	$475,2 \cdot 10^6$		
4.Коефіцієнт росту продуктивності $K_{\text{п}}$	B_1/B_2	-	1		
5.Строк служби $T_{\text{с}}$	По даним заводу-виробника	10	10		
6.Доля відрахувань на повне відновлення установки P	$1/T_{\text{с}}$	0,1	0,1		
7.Коефіцієнт капітальних вкладень $E_{\text{н}}$	По даним газети “Бізнес” на 12.01.2014	0,17	0,17		
8.Коефіцієнт довговічності $K_{\text{п}}$	$\frac{P_1 + E_{\text{н}}}{P_2 + E_{\text{н}}}$	-	1		

Продовж. табл.5.3

9.Повні затрати на виготовлення установки З, млн. грн.	-	263,6	295,5
10.Витрата палива в рік $g_{\text{п}}$, тон	$\frac{C_{Ne} \cdot N_{\text{н}} \cdot T_e}{1000}$	178247,52	9895,92
11.Витрата масла в рік $g_{\text{м}}$, тон	$3,6 \cdot 10^{-6} \cdot N_{\text{н}} \cdot T_e$	130,68	71,28
12.Ціна палива $\text{Ц}_{\text{п}}$, грн. за т.	Біржова ціна по даним газети "Бізнес" на 12.01.2014	992	992
13.Ціна масла $\text{Ц}_{\text{м}}$, грн. за т.		13850	13850
14.Річні затрати на паливо і масло $U_{\text{пм}}$, млн. грн.	$g_{\text{п}} \cdot \text{Ц}_{\text{п}} + g_{\text{м}} \cdot \text{Ц}_{\text{м}}$	141,556	108,039
15.Річні затрати на капітальний ремонт $U_{\text{кр}}$, млн. грн.	$\frac{K_{\text{р}} \cdot 3}{T_c}$, де $K_{\text{р}} = 0,3$	7,908	8,865
16.Річні затрати на поточний ремонт $U_{\text{тр}}$, млн. грн.	$K_{\text{пр}} \cdot 3$, де $K_{\text{пр}} = 0,2$	5,272	5,910
17.Річні затрати на утримання машинної команди $U_{\text{мк}}$, грн.	$N_{\text{пр}} \cdot C_{\text{пр}} \cdot T_e$, де $N_{\text{пр}} = 15$ - кількість робітників; $C_{\text{пр}} = 85$ грн/доб - середньодобова заробітна плата	420750	420750
18.Річна економія експлуатаційних затримок витрат споживача ΔU , млн. грн.	$\sum (U_{1j} \cdot \frac{B_1}{B_2} - U_{2j})$	-	31,922
19.Прямі капітальні вкладення в основні кошти без урахування установки K_1 , млн. грн.	$V_6 \cdot \text{Ц}_V$, де $\text{Ц}_V = 500$ грн. за 1м^3	16	17,5
20.Капітальні вкладення в оборотні кошти K_2 , млн. грн.	$K_{\text{п}} = \frac{C_{Ne} \cdot N_{\text{н}} \cdot 10 \cdot 24 \cdot \text{Ц}_{\text{п}}}{1000}$ - запас палива на 10 діб.; $K_{\text{м}} = 3,6 \cdot 10^{-6} \cdot N_{\text{н}} \cdot 180 \cdot \text{Ц}_{\text{м}}$ - запас масла на 180 діб.; $K_2 = K_{\text{п}} + K_{\text{м}}$	-	3,7094
		-	5,3848
		-	9,0942
21.Затрати на освоєння установки K_3 , млн. грн.	$\alpha_e \cdot 3$, де $\alpha_e = 0,05$	-	14,775
22.Затрати на НДДКР K_4 , млн. грн.	$\alpha_{\text{н}} \cdot 3$, де $\alpha_{\text{н}} = 0,04$	-	11,820
23.Супровідні капітальні вкладення K' , млн. грн.	$\sum K_i$	-	53,189
24.Економія супутніх капіталовкладень ΔK , млн. грн.	$K'_1 \cdot (Q_2/Q_1) - K'_2$	-	-53,189
25.Економія споживача на поточних витратах на експлуатацію, відрахуваннях від супутніх капіталовкладень за весь строк служби $E_{\text{л}}$, млн. грн.	$(\Delta U + E_{\text{н}} \cdot \Delta K) / P$, де $P = 1 / T_c = 0,1$	-	242,354
26. Економічний ефект від виробництва та використання нової установки $E_{\text{г}}$, млн. грн.	$3_1 - 3_2 + E_{\text{н}}$	-	210,454

Инов. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.05.ПЗ.	Арк.
						125

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

					КР.142.6231м.08.05.ПЗ.	Арк.
						126
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок

В результаті проведеного техніко-економічного аналізу проектованої установ-
ки встановлено наступне:

1. Очікуваний економічний ефект на одну станцію за 10 років експлуатації складе суму в 210,454 млн. гривень;
2. За один рік експлуатації установки споживач одержить економію експлуатаційних витрат при використанні нової установки в розмірі 31,922 млн. гривень;
3. Економія споживача на поточних витратах на експлуатацію становитиме 242,354 млн. гривень. Експлуатаційні витрати за термін служби складають витрати на паливно-мастильні матеріали, утримання виробничого персоналу, ремонт та технічне обслуговування. Ці витрати є непостійними у часі. Враховуючи динаміку цін на паливно-мастильні матеріали, а саме, їх зростання, можна сказати, що в таких умовах доцільним буде використання найбільш економічного варіанта, тобто проекрованої установки. Це пояснюється більш економічним споживанням палива та масла новим агрегатом, що, в свою чергу, пов'язано з конструктивними рішеннями щодо підвищення економічності установки.
4. Поліпшення економічних показників проекрованої установки досягнуто за рахунок її технічного вдосконалення, а саме: підвищення рівня ККД установки, що в свою чергу обумовлене підвищенням ступеня стиснення в циклі, підвищенням початкової температури газів та підвищенням параметрів пари в циклі. Це, в свою чергу, вимагало додаткових заходів щодо збереження ресурсу роботи агрегату, а значить і додаткових капітальних вкладень. Однак це компенсується більшою економічністю установки в порівнянні із базовою, а отже і меншою ціною самої установки.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
ва та масла повним агрегатом, що, в свою чергу, пов'язано з конструктивними рішеннями щодо підвищення економічності установки. 4. Поліпшення економічних показників проектованої установки досягнуто за рахунок її технічного вдосконалення, а саме: підвищення рівня ККД установки, що в свою чергу обумовлене підвищенням ступеня стиснення в циклі, підвищенням початкової температури газів та підвищенням параметрів пари в циклі. Це, в свою чергу, вимагало додаткових заходів щодо збереження ресурсу роботи агрегату, а значить і додаткових капітальних вкладень. Однак це компенсується більшою економічністю установки в порівнянні із базовою, а отже і меншою ціною самої установки.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.05.ПЗ.				Арк. 127

Висновки

За завданням кафедри турбін розроблено контактну газотурбінну установку потужністю $N_e=60$ МВт для приводу генератора електростанції.

В дипломному проекті виконано оптимізацію ефективних показників, термо і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового ступеня підвищення тиску в циклі ($\pi_{\kappa\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому ступені стиснення $\pi_{\kappa\Sigma}=18$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0,5016$, питома потужність N_e _{уд}=710,48 кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{N_e}=0,1433$ кг/(кВт год), температура газів на виході з установки $T_{yx}=306,2$ К.

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

При габаритно-компоновочному розрахунку ГТД розраховувалися його елементи (турбокомпресорний блок, камера згоряння та силова турбіна). Компресор має 15 ступеней. Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева, має 20 жарових труб. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить горілочний пристрій. Передбачено додаткові пристрої для подачі екологічної та енергетичної пари в камеру згоряння. Турбіна має чотири ступені.

Утилізаційний парогенератор одного тиску, орбреного типу, із продуктивністю по перегрітій парі $D_{\text{УП}}=16,42$ кг/с, температура перегрітої пари $T_{\text{П}}=720$ К.

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	має 15 ступеней. Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева, має 20 жарових труб. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить горілочний пристрій. Передбачено додаткові пристрої для подачі екологічної та енергетичної пари в камеру згоряння. Турбіна має чотири ступені. Утилізаційний парогенератор одного тиску, оребреного типу, із продуктивністю по перегрітій парі $D_{уIII}=16,42$ кг/с, температура перегрітої пари $T_{III}=720$ К. Отримано габаритні і термодинамічні показники контактного конденсатора, що встановлюється за УПГ та служить для улавлювання води із газопарової суміші та повернення її в конденсатно-живильну систему для багатократного використання в циклі. Конструктивні розрахунки в проєкті містять розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня, розрахунок на міцність диску, розрахунок на довговічність підшипника. Виконано розрахунок закрутки робочої лопатки першої ступені.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.В.ПЗ. 128

В розділі з охорони праці розглянуті шкідливі фактори, що впливають на людину у процесі експлуатації ГТД та зроблено розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будинку 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.

Крім того, в дипломному проекті проведено техніко-економічний аналіз спроектованої установки з метою обґрунтування доцільності капіталовкладень у виробництво та експлуатацію агрегату, а також визначення економічного ефекту за встановлений експлуатаційний період від використання спроектованої установки на електростанції.

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

Список використаних джерел

1. Ващиленко Н.В. Выбор оптимальных термодинамических параметров судовых газотурбинных установок с использованием ЕС ЭВМ: Учебное пособие.- Николаев: НКИ, 1986.
2. Сорока Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей: Учебное пособие.- Л.: Судостроение, 1982.
3. Романовский Г.Ф., Сербин С.И. Выбор параметров и расчет элементов камеры сгорания судового газотурбинного двигателя. Учебное пособие - Николаев: НКИ, 1988.
4. Вакулович М.П. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. – Л: Судостроение, 1979.
5. Горбов В.М., Ипатенко А.Я.. Расчет осевых ступеней судовых турбин: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1986.
6. Известия академии инженерных наук Украины. Специальное тематическое приложение отделения машиностроения и прогрессивных технологий. Выпуск 1/1999/ Жирицкий О.Г. - Николаев: Шамрай, 1999.
7. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет на прочность элементов ротора турбомашин: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1972.
8. Байзельман Р.Д., Ципкин Б.В., Берель А.Д. Подшипники качения. Справочник. – М: Машиностроение, 1975.
9. Белькевич Б.А., Тимашков В.Д. Справочное пособие технолога машиностроительного завода. – Минск: Беларусь, 1972.
10. Михайлов – Михеев А.В. Справочник по материалам турбинно – и моторостроения. – М.: Машиностроение, 1979.
11. Панов А.А., Аникин В.В., Бойле Н.Г. Обработка металлов резанием. Справочник технолога. – М: Машиностроение, 1988.
12. Балабанов А.Н. Краткий справочник технолога – машиностроителя. – М.: Издательство стандартов, 1992.
13. Орлов А.Н., Скороходов Е.А. Краткий справочник металлиста. – М.: Машиностроение, 1986.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.Л.ПЗ.				Арк.
									189

14. Косилова А.Г., Мещерякова Р.К.. Справочник технолога – машиностроителя в 2-х томах. – М.: Машиностроение, 1985.
- 15.Общемашиностроительные нормативы времени вспомогательного, на обслуживание рабочего места и подготовительно – заключительного для технического нормирования станочных работ серийное производство. – М.: Машиностроение, 1974.
- 16.Риске Ю.С. Расчет средств пожаротушения: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1978.
17. Михайлюк В.О. Цивільний захист. Надзвичайні ситуації: Навчальний посібник: УДМТУ, 2003.
18. Демиденко Г.П., Кузьменко Е.П., Орлов П.П. Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения. Справочник. – К.: Высшая школа, 1984.
- 19.Захаров Ю.В., Шостак В.П., Марченко С.Г. Техничко – економічне обґрунтування технічних рішень в судовій енергетиці.: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1975.
- 20.Дьяченко Б.С. Разработка вопросов экономики и организации производства в дипломных работах: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1977.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.Л.ПЗ.	Арк.
						190