МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____

"12" 12 _____2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Розробка і дослідження ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією для блокової електростанції, з використанням компресорного блоку двигуна UGT 15000 моделі DB90*

Виконав:
студент групи 6231м

_____ Стрєльніков М.Д.
(підпис)

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Ващиленко М.В.
(підпис)

Миколаїв – 2023 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми
_____
"5" 09 2023 р.

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

Студенту _____Стрєльнікову Максиму Дмитровичу_____

1. Тема роботи:

" Розробка і дослідження ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією для блокової електростанції, з використанням компресорного блоку двигуна UGT 15000 моделі DB90"

Керівник роботи: __ _____

Затверджені наказом ректора №____ від «___»_____2023 року

2. Термін подання роботи: _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи)_____

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

4.1. Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень та розробок в області підвищення ефективності ГТА з використанням проміжного підігріву газу, а також перерозширенням.

4.2. Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з проміжним підігрівом газу, та перерозширенням.

4.3. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з проміжним підігрівом газу, та перерозширенням.

4.4. Дослідження та оптимізація параметрів термодинамічного циклу ГТА з проміжним підігрівом газу, та перерозширенням..

4.5. Вибір та обгрунтування параметрів схеми перспективного ГТА з проміжним підігрівом газу, та перерозширенням.

4.6. Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання ГТА з проміжним підігрівом газу, та перерозширенням для блокової електростанції.

4.7. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці.

4.8. Заходи по захисту навколишнього середовища, ЦО

5. Перелік графічного матеріалу

5.1. Теплова схема та термодинамічний цикл ГТА з проміжним підігрівом газу, та перерозширенням..

.5.2. Основні положення математичної моделі для дослідження циклу ГТА з проміжним підігрівом газу, та перерозширенням.

5.3. Ілюстративний матеріал по результатах дослідження

5.4. Компоновочне креслення ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням для блокової електростанції.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання_____

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи (КР)	Термін виконання етапів	Примітка
1	Інформаційний пошук		
2	Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням		
3	Розробка математичної моделі для дослідження циклу ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням		
4	Дослідження та оптимізація параметрів циклу ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням		
5	Конструктивні розрахунки та компонування та ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням		
6	Компоновочне креслення ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням для блокової електростанції		
7	Охорона праці		
8	Охорона навколишнього середовища		
9	Оформлення КР та подання її до захисту		

Студент _____ (підпис) **Стрєльніков М.Д.**

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

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка і дослідження газотурбінного агрегата з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією для блокової електростанції, з використанням компресорного блоку двигуна UGT 15000 моделі DB90. Послідовно освітлені наступні питання: аналіз сучасних досліджень та розробок в області підвищення ефективності агрегатів з використанням проміжного підігріву газу, а також перерозширенням; розробка та дослідження схеми і термодинамічного циклу приводного агрегата з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми перспективного агрегата з проміжним підігрівом газу і перерозширенням для електростанції; габаритно-компонувальний розрахунок двигуна та побудова ескізу його меридіонального перерізу; конструктивні розрахунки; огляд заходів з техніки безпеки та охорони праці на блочній електростанції.

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

ABSTRACT

The work includes the development and research of a gas turbine unit with intermediate gas heating, re-expansion and recuperation for a block power plant, using the UGT 15000 engine compressor unit model DB90. The following issues are consistently covered: analysis of modern research and development in the field of increasing the efficiency of units using intermediate gas heating, as well as re-expansion; development and research of the scheme and thermodynamic cycle of a drive unit with intermediate gas heating, re-expansion and recuperation; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and scheme of a promising unit with intermediate gas heating and re-expansion for a power plant; overall layout calculation of the engine and construction of a sketch of its meridional section; structural calculations; review of safety and labor protection measures at a block power plant.

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

ЗМІСТ

Пояснювальна записка 2
Перелік умовних позначень 8
Вступ 9
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОЗРОБОК В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОМІЖНОГО ПІДІГРІВУ ГАЗУ, А ТАКОЖ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ 11
1.1. Методи підвищення ефективності ГТА використанням проміжного підігріву газу, а також перерозширенням 12
1.2. Постановка задачі дослідження 24
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМИ І ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ПРИВОДНОГО ГТА З ПРОМІЖНИМ ПІДІГРІВОМ ГАЗУ, ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ І РЕКУПЕРАЦІЄЮ 25
2.1. Схема та термодинамічний цикл ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням 26
2.2. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією 28
2.3. Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією 37
2.4. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного ГТА з проміж-ним підігрівом газу та перерозширенням для електростанції 42
РОЗДІЛ 3. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ТА СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ГТА З ПРОМІЖНИМ ПІДІГРІВОМ ГАЗУ І ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ І РЕКУПЕРАЦІЄЮ ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ 44
3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією на режимі повної потужності 45
РОЗДІЛ 4. ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ 54
4.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів та ексгаустеру двокаскадного ГТД 55

4.2. Визначення габаритних розмірів основної камери згоряння ГТД 60
4.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД 62
4.4. Визначення габаритних розмірів камери згоряння проміжного підігріву 66
4.5. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД 70
4.5.1. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД 70
4.5.2. Габаритний розрахунок кінцевого охолоджувача за ГТД 73
4.5.3. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води після ексгаустеру 75
РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ 78
5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції 83
5.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будинку електростанції (система піногасіння) 87
5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів 90
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА 93
6.1. ГТД як джерело забруднення навколишнього середовища 94
6.2. Шкідливий вплив продуктів згоряння ГТД на навколишнє середовище 97
6.3. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів 99
6.4. Міри, прийняті в проектованому двигуні для зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище 102
РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ. ТЕМА: Дослідження стійкості роботи електростанції і ГТА від дії впливу ядерного вибуху (ЕМІ) 104
7.1. Обґрунтування необхідності проведення дослідження 105
7.1.1. Актуальність питання захисту електричної станції від ЕМІ 106
7.2. Оцінка стійкості будівлі електростанції та ГТА від дії ЕМІ 109
7.2.1. Коротка характеристика об'єкта дослідження 109
7.2.2. Методика оцінки стійкості об’єкту 109
7.2.3. Оцінка стійкості роботи електростанції до дії ЕМІ 110
7.3. Аналіз про необхідність проведення дослідження. Економічна до-цільність планованих заходів щодо підвищення стійкості електростанції 115
ВИСНОВКИ 117
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 119

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВНА – вхідний напрямний апарат

ВП – вхідний пристрій

ГТА – газотурбінний агрегат

ГТД – газотурбінний двигун

Е – ексгаустер

ЕУ – енергетична установка

ЖН – живильний насос

КЗПП – камера згоряння проміжного підігріву

КВПТ – коефіцієнт відновлення повного тиску

КВТ – компресор високого тиску

ККД – коефіцієнт корисної дії

КНТ – компресор низького тиску

КПОП – комплексний повітроочисний пристрій

НА – напрямний апарат

НЛ – напрямна лопатка

ОВ – опорний вінець

ОКЗ – основна камера згоряння

ПГУ – парогазова установка

ППО – проміжний повітроохолоджувач

ПТ – парова турбіна

РК – робоче колесо

РЛ – робоча лопатка

СА – спрямний апарат

СТ – силова турбіна

ТВТ – турбіна високого тиску

ТГ – турбіна гвинта, турбіна генератора

ТКВТ – турбокомпресорний блок високого тиску

ТКНТ – турбокомпресорний блок низького тиску

ТНТ – турбіна низького тиску

ВСТУП

Актуальність теми. Потреби в електричній енергії у світі постійно зростають, і від того, яким способом ця енергія буде добуватися, багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні агрегати знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТА для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанціях для покриття пікових та напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. Це пояснюється рядом переваг ГТА у порівнянні з іншими установками, до числа яких відносять:

– малу питому масу;

– компактність;

– високу агрегатну потужність одного двигуна;

– високий ступінь автоматизації;

– можливість швидкої агрегатної заміни, що сприяє зменшенню затрат праці при ремонті.

Але незважаючи на ці переваги, ГТА мають і недоліки, головний з яких – це більша питома витрата палива, у порівнянні з дизельними двигунами. Можна назвати такі основні напрями удосконалення газотурбінних агрегатів:

– підвищення початкових параметрів робочого тіла (температури та тиску газу перед турбінною частиною), що призведе до збільшення термічного ККД та зменшення питомої витрати палива;

– підвищення економічності внаслідок удосконалення окремих його елементів та вузлів (компресора, турбіни, камери згоряння і т.д.);

– розвиток теплової схеми агрегату введенням до його складу додаткових теплообмінних апаратів – теплоутилізаційного парогенератора, регенератора, повітряохолоджувача, то що;

– максимальне зменшення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище.

Представлена кваліфікаційна робота присвячена вирішенню проблеми збільшення показників ефективності газотурбінних двигунів за рахунок введення про-

міжного підігріву газу та перерозширення за останньою турбіною, що конструктивно можна реалізувати введенням в схему ГТА ексгаустера, що приводиться в обертання від ротора турбокомпресорного блоку низького тиску (ТБНТ) ГТД.

Мета і завдання дослідження. Метою даної наукової роботи є розробка і дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу та теплової схеми ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією, що може бути реалізованим з використанням вітчизняних технологій та вузлів вже існуючих двигунів.

Об'єкт дослідження – процеси у термодинамічному циклі ГТА для електростанції з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією теплоти вихлопних газів.

Предмети дослідження – термодинамічний цикл і теплова схема ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією.

Методи дослідження – математичне моделювання термодинамічних процесів в ГТА, оптимізація параметрів та аналіз показників, що характеризують економічність енергетичних установок та обладнання; також проведення числового дослідження, оптимізаційних розрахунків та аналізу за допомогою спеціально розробленого комп'ютерного програмного забезпечення.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі аналізу результатів математичного моделювання вперше було виконано порівняльне дослідження ефективності ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією теплоти вихлопних газів, з ГТА простого циклу для рівня технології вітчизняного проектанта та виробника ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект". Обґрунтованість і достовірність наукових положень підтверджується ідентифікацією алгоритму та математичної моделі по параметрах та показниках вітчизняних ГТД.

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

					ДП.142.6231м.18.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент.		Стрєльніков М.Д.			Аналіз сучасних досліджень та розробок в області підвищення ефективності ГТА з використанням перерозширення та рекуперації	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					11	24
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОЗРОБОК В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА З ВИКОРИСТАННЯМ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ ТА РЕКУПЕРАЦІЇ

1.1. Методи підвищення ефективності ГТА використанням перерозширення, а також рекуперації

Застосування газотурбінного двигуна в якості привода генератора електроенергії економічно доцільно в тому випадку, коли електростанція розташована у важкодоступних районах, де відсутні магістральні електромережі, а також для резервування джерела енергопостачання в аварійних ситуаціях. Тому задача підвищення ефективності таких ГТА є дуже актуальною [1].

Існують два основних шляхи підвищення ККД ГТА:

- ускладнення теплової схеми;
- підвищення температури газів перед турбіною ГТД.

Перший шлях призводить до збільшення масогабаритних показників установки та її собівартості. Інший шлях також пов’язаний із підвищенням вартості двигуна, що в даному випадку обумовлено використанням дорогих жароміцних та жаростійких матеріалів та зниженням загального ресурсу двигуна. А отже, для проектування двигуна з достатньо високим рівнем ККД та прийнятними масогабаритними показниками необхідно використовувати, де це можливо, ускладнені схеми ГТД із більш високими початковими параметрами робочого тіла.

Газотурбінні двигуни й установки з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною поки не досить добре вивчені і не мають широкого використання, що потребує подальших дослідницьких робот, а також конструкторських розробок.

Перша згадка про ГТУ з перерозширенням дається в документі під назвою «Свод русских привилегий», вип. 7, 1908 року. У зазначеному привілею № 1404 від 28 липня 1908 року розглядається одновальний двигун, що працює на продуктах газифікації твердого палива і включає в себе камеру згоряння, турбіну, регенератор, газоохолоджувач і ексгаустер (дожимаючий компресор). У записках ІРТО (№ 3, 1915 р.) І. В. Грибов розглядає одновальний двигун, де в камеру згоряння подається паливо і підігріте в регенераторі повітря. Потім продукти згоряння надходять на ту-

рбіну і через регенератор і охолоджувач подаються на ексгаустер. У працях П. Ф. Плющєва у 1925 році для ГТУ з перерозширенням розглядається змішувальний теплообмінник (перед дожимаючим компресором) [2].

У праці [3] професором В. М. Маковським описана ГТУ, зображена на рис. 1.1. Тут *1* – повітряний компресор; *2* – компресор доменних газів; *3* – ексгаустер (дожимаючий компресор); *4* – газова турбіна; *5* – камера згоряння; *6* – регенератор; паливо – колосниковий газ, тиск в камері згоряння 6 – 10 ата, тиск після перерозширення 0,2 ата, ККД = 17%. Робота системи полягає в наступному: зовнішнє повітря стискається компресором *1* і подається на регенератор *6* і далі – у камеру згоряння *4*. Компресор *2* стискає доменні гази і подає їх в камеру згоряння *5* у якості палива. Продукти згоряння після газової турбіни *5* надходять в регенератор *6* і потім – на дожимаючий компресор – ексгаустер *3*.

На можливість реалізації способу роботи з перерозширенням робочого тіла вказує також і А. А. Стодола [4].

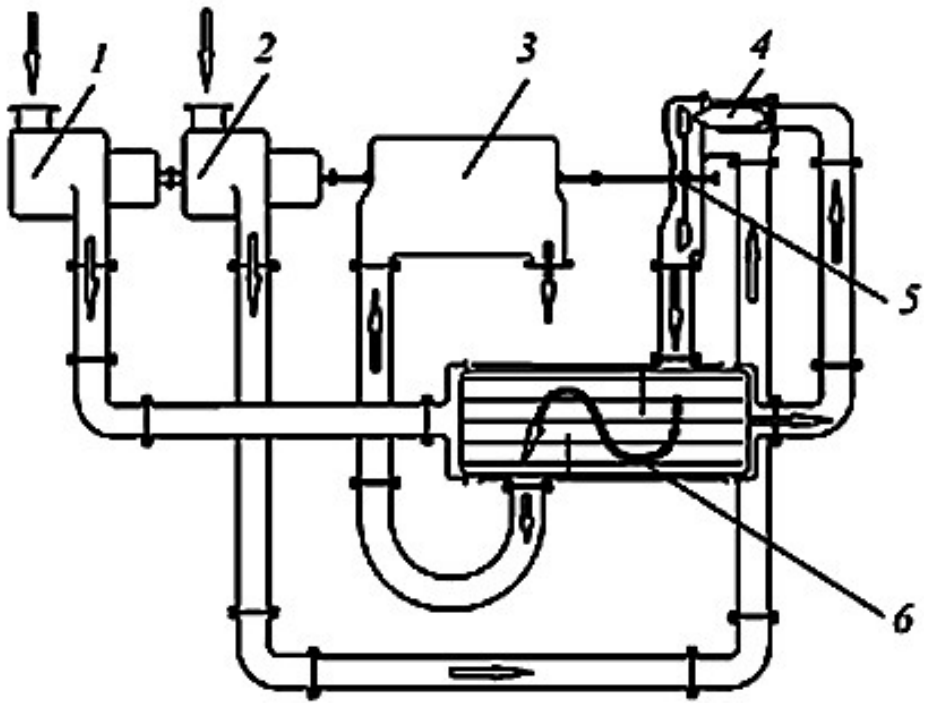

Рис. 1.1. ГТУ з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною за схемою В. М. Маковського: *1* – повітряний компресор; *2* – компресор доменних газів; *3* – ексгаустер; *4* – камера згоряння; *5*– газова турбіна; *6* – регенератор

У працях Г. Ш. Розенберга [5] розглянуті питання застосування турбін, працюючих в області розрідження в комбінованій установці з поршневими і газотур-

бінними двигунами. Можна вважати, що це – перше велике параметричне дослідження проблеми перерозширення.

Розрахункове дослідження можливостей циклу з перерозширенням виконувалося також Пфлаумом та Хаузе [6].

У праці Ю. А. Данилова [7] було розглянуто застосування перерозширення у газотурбінних і комбінованих силових установках. Параметричне дослідження стосувалося порівняння параметрів таких установок з регенеративним циклом. Зазначалося, що економічність установки з перерозширенням на 4% вище, ніж максимальна економічність установки з регенерацією. У цій же роботі вивчалися питання вакуумування за поршневими двигунами.

Таким чином, можна констатувати, що в більшості робіт виявлена перспективність ГТД з перерозширенням. Водночас глибина розробки у перерахованих працях, як правило, обмежувалася параметричним аналізом самого простого циклу, причому конструктивна реалізація циклу передбачала одновальну ГТУ з приводом дожимаючого компресора (ексгаустера) від силової турбіни ГТУ або від окремого двигуна.

Розвиваючи ексгаустерну схему, М. Г. Дубінський, С. З. Копелєв та А. С. Мацюк захистили авторським свідоцтвом ДТРД з перерозширенням, де перед реактивним соплом внутрішнього контуру встановлено дожимаючий компресор, що приводиться турбіною вентилятора. Охолодження перерозширених газів досягалося повітрям другого контуру в теплообміннику [8].

У виданому на ім'я КАІ авторському свідоцтві [9] для реалізації циклу з перерозширенням був запропонований звернений газогенератор (він же вакуумуючий агрегат (ВА) або турбоутілізатор вихлопних газів). Цей агрегат абсолютно автономний і може встановлюватися, наприклад, в існуючому газоході за силовою турбіною основного двигуна практично будь-якої конфігурації (рис. 1.2).

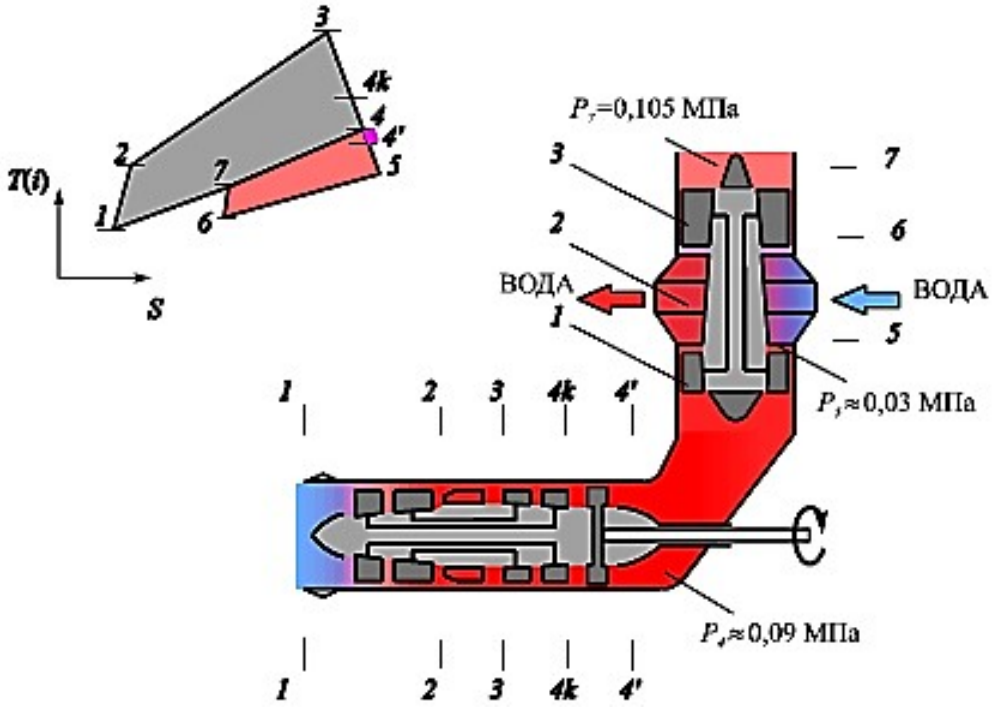

Рис. 1.2. ГТУ з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною на базі зверненого газогенератора: *1* – турбіна перерозширення; *2* – холодильник; 3 – дожимаючий компресор; точка 4' – тиск нижче навколишнього середовища

Звернений газогенератор складається послідовно з турбіни перерозширення *1*, холодильника *2* и дожимаючого компресора *3*. При установці вакуумуючого агрегату за силовою турбіною встановлюється тиск нижче навколишнього середовища (точка 4', діаграма T(I)–S)), що збільшує теплоперепад на силовій турбіні ГТД. Сам ВА може бути встановлений практично за будь-яким типом ГТД існуючих і перспективних параметрів, а також тих, які використовуються у ряді технологічних схем (хімічних, металургійних) як для створення вакууму, так і безпосередньо для провадження роботи. У процесі дослідження було встановлено, що в ряді випадків допустимо виконувати звернений газогенератор з використанням контактного теплообмінника з уприскуванням води (з ефектом аеротермопресії) [10].

На рис. 1.3 наведені конструктивні схеми виготовлюваних і розроблюваних агрегатів з регенерацією тепла:

а) схема, за якою виконані енергетичні агрегати ГТ-009(М) ВАТ "Энергомашкорпорация" і UGT 3200RG (ДО42) НВКГ "Зоря"-"Машпроект", у яких для зниження частоти обертання між двигуном та електрогенератором додатково встановлюється редуктор;

б) двовальна, яку мають агрегати ВАТ "Невский завод" ГТК-10М (ГТНР-10), ГТНР-12 і ГТНР-16;

в) з регенерацією і проміжним охолодженням повітря, за якою виконаний агрегат "Надежда".

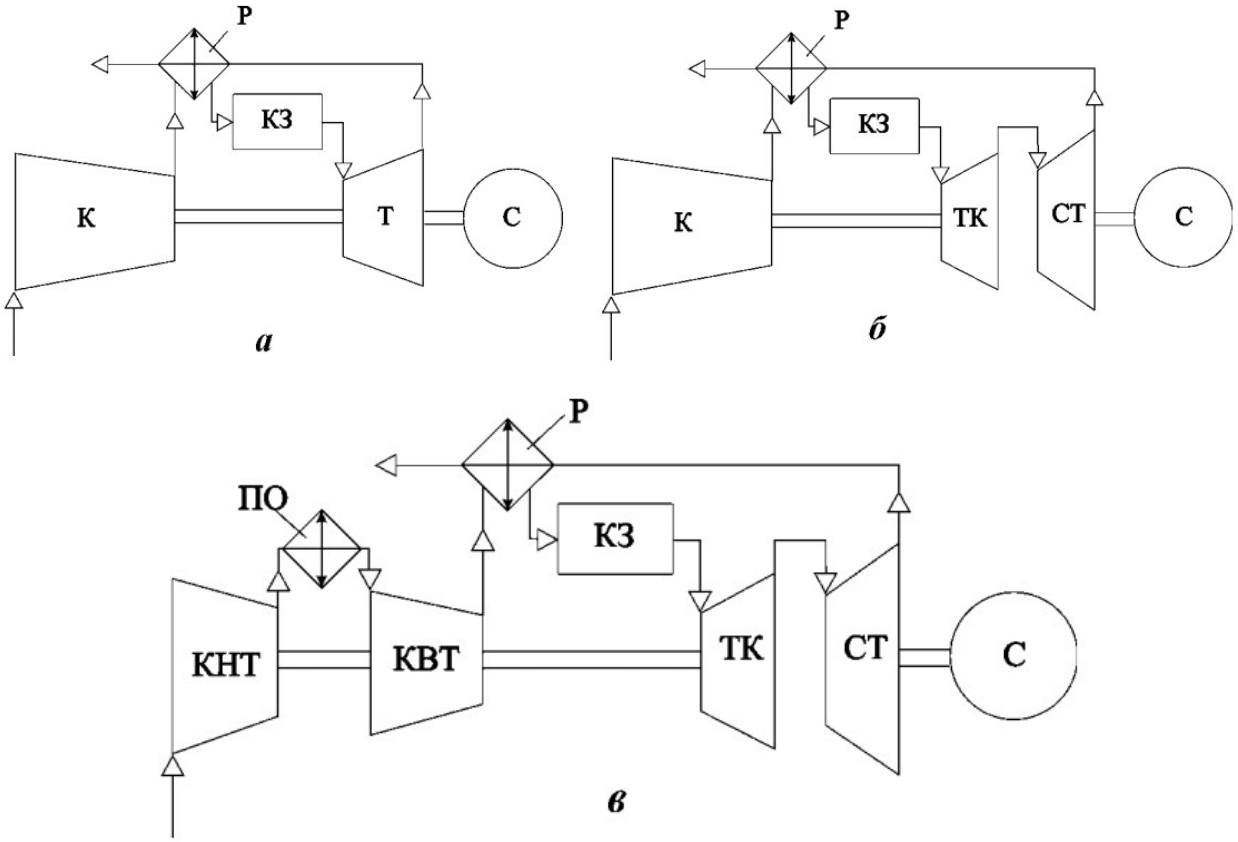

Рис. 1.3. Конструктивні схеми газотурбінних агрегатів з регенерацією:
Р – регенератор; ПО – повітроохолоджувач

Газотурбінний двигун промислового типу UGT 3200 (ДО41) виконаний за одновальною схемою із вбудованим редуктором і призначений для приводу генератора електричного струму.

На базі UGT 3200, який підтвердив свою працездатність і гарні характеристики окремих вузлів, розроблений газотурбінний агрегат UGT 3200RG (ДО42) з регенерацією тепла газів (рис. 1.4).

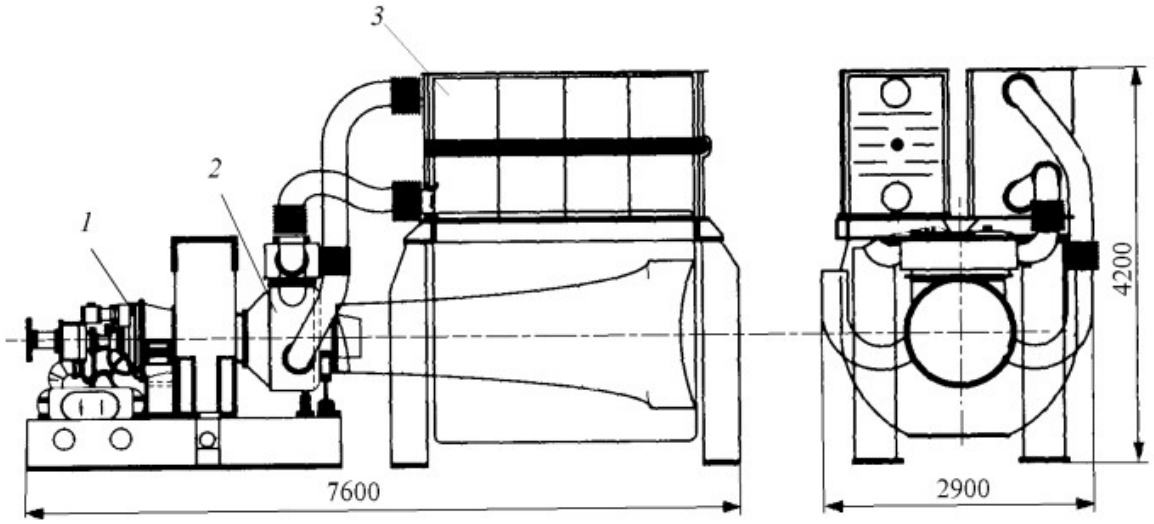

Рис. 1.4. Схема газотурбінного агрегату з регенерацією тепла газів:
1 – редуктор; 2 – двигун; 3 – регенератор

Агрегат WR-21 виконаний двокаскадним з вільною силовою турбіною. Використано теплову схему з проміжним охолодженням повітря між компресорами та регенерацією тепла відпрацьованих газів (рис. 1.5). Необхідно відзначити, що WR-21 створювався на базі авіаційного турбовентиляторного двигуна RB211, який серійно випускається "Rolls-Royce plc" для широкофюзеляжних пасажирських літаків компаній "Boeing" та "Lockheed".

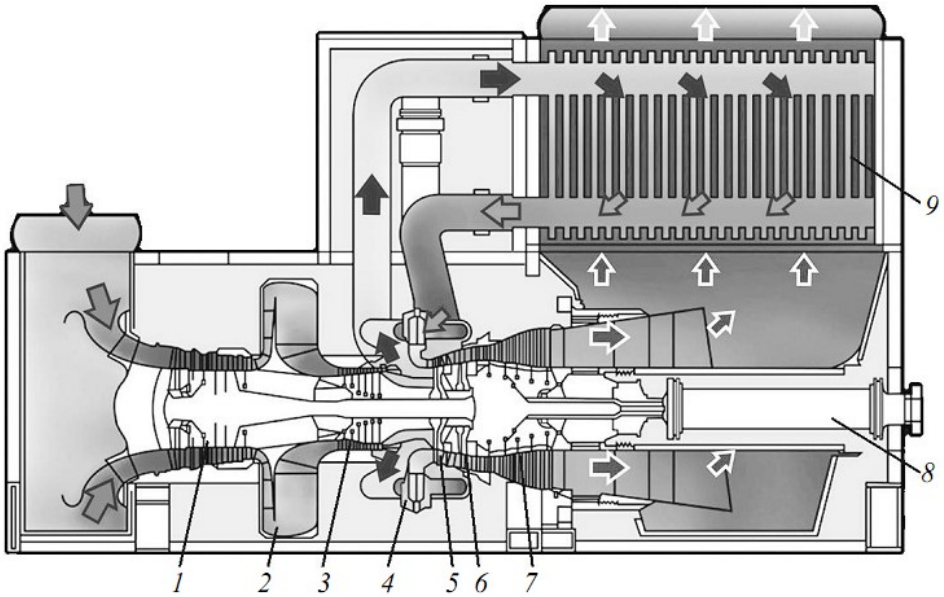

Рис. 1.5. Подовжній переріз агрегату WR-21:
1 – КНТ; 2 – повітроохолоджувач; 3 – КВТ; 4 – КЗ; 5 – ТВТ; 6 – ТНТ; 7 – СТ;
8 – вал відбирання потужності; 9 – регенератор

Агрегат WR-21 має модульну конструкцію. До нього входять 16 конструктивних модулів: КНТ, проміжний корпус, КВТ, центральний модуль високого тиску, ТВТ, сопловий апарат ТВТ, ТНТ, сопловий апарат ТНТ, механізм керування поворотними регульованими сопловими лопатками, силова турбіна, опорний вінець силової турбіни, насосні агрегати, привід допоміжних механізмів, проміжний охолоджувач, контрольні системи, регенератор.

З метою дослідження параметрів і основних характеристик циклу ГТД з регенерацією теплоти і циклу ГТД з турбіною перерозширення їх можна представити у вигляді циклу Брайтона, послідовно ускладненого шляхом введення регенерації теплоти, і циклу ГТД, де застосований турбокомпресорний утилізатор (ТКУ), який складається з турбіни перерозширення (ТП), дожимаючого компресора (ДК) та охолоджувачів газу між ними ТТ и КУ (рис. 1.6).

Для аналізу циклів ГТД застосована універсальна термодинамічна модель циклу ГТД [20], яка дозволяє визначати параметри циклу при зміні величини ступеня підвищення тиску в компресорі двигуна $\pi_к$, початкової температури газу T_3, а також зміни величини ступеня регенерації σ та ступеня підвищення тиску в дожимаючому компресорі $\pi_{дк}$ й фіксованих значеннях інших величин, що впливають на параметри циклу двигуна.

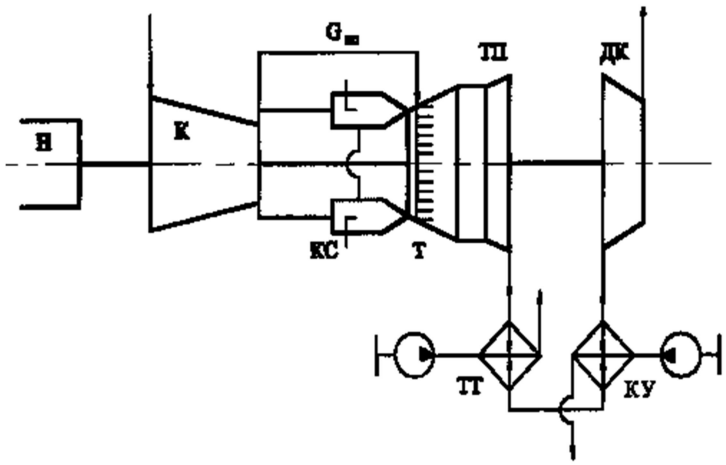

Рис. 1.6. Схема ГТД з турбокомпресорним утилізатором: К – компресор; КС – камера згоряння; Т – турбіна; ТП – турбіна перерозширення; ДК – дожимаючий компресор; ТТ – теплофікаційний теплообмінник; Н – навантаження; КУ – котел-утилізатор

На рис. 1.7 показані залежності ефективного ККД η_e і питомої потужності $N_{пит}$ від $\pi_к$ у компресорі газогенератора двигуна при $\pi_{дк}$ = 2,0 та ступені регенерації σ = 0,85 для циклу ГТД з ТП й Р (ТП+Р) в порівнянні з простим циклом Брайтона (П) і циклом ГТД з Р. З представлених залежностей видно, що збільшення ККД для циклу ГТД з ТП і Р становить 20…25% відносних по відношенню до простого циклу, значення питомої потужності значно перевищують величини для ГТД з Р. Оптимальна за ККД $\pi_{корt}$ у циклі ГТД з ТП і Р становить 4…6, що забезпечує більш високий ККД компресора.

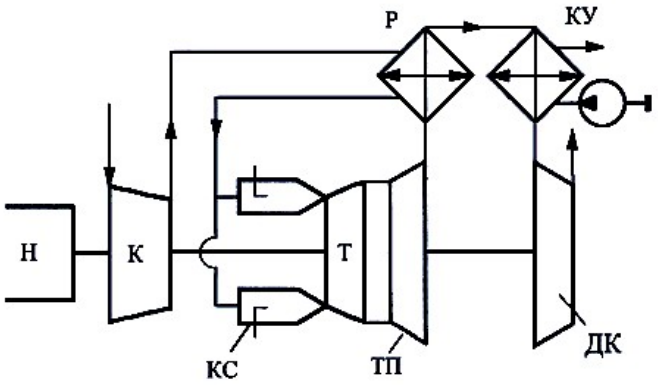

Рис. 1.7. Схема ГТД з турбіною перерозширення і регенерацією теплоти

Найбільші значення питомої потужності в циклах ГТД з ТП і Р максимально наближені до $\pi_{корt}$ за ККД, а $\pi_{дкорt}$ становить 1,8…2,2, що сприятливо позначається при проектуванні на масогабаритні характеристики теплообмінного обладнання ТКУ. За рівнем економічності ГТД з ТП і Р знаходиться поряд з ГТД Wr-21 фірми Rolls-Royce і є ГТУ когенераційного типу.

Розповсюджені в 50–70-х роках ГТА з регенерацією тепла відпрацьованих газів у другій половині 70-х років стали поступово витіснятися ПГУ, які забезпечували більшу ефективність. Із серійно виготовлюваних у даний час агрегатів цього типу можна назвати розроблений у рамках програми "Advanced Turbine Systems" Департаменту енергетики США енергетичний агрегат "Mercury 50" потужністю 4,6 МВт компанії "Solar Turbines Inc.". Агрегат виконаний одновальним (рис. 1.8,а); стискання повітря здійснюється в 10-ступінчастому осьовому компресорі; потужність на привід компресора і корисна потужність генеруються двоступінчастою осьовою ту-

рбіною. При початковій температурі газу 1436 К і мірі підвищення тиску 9,9 ефективний ККД агрегату складає 38,5 %.

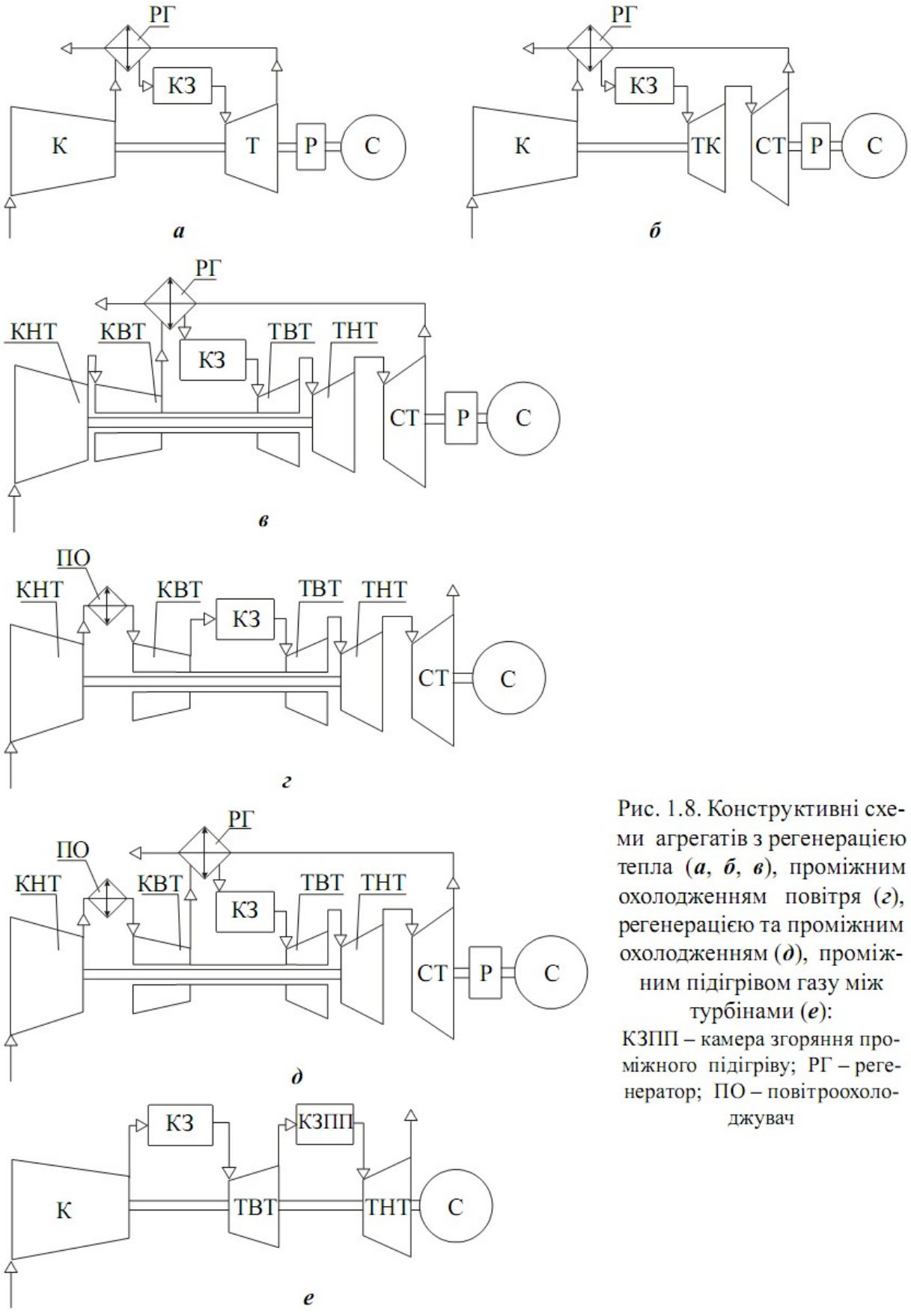

Рис. 1.8. Конструктивні схеми агрегатів з регенерацією тепла (*а*, *б*, *в*), проміжним охолодженням повітря (*г*), регенерацією та проміжним охолодженням (*д*), проміжним підігрівом газу між турбінами (*е*):
КЗПП – камера згоряння проміжного підігріву; РГ – регенератор; ПО – повітроохолоджувач

Компаніями "General Electric Co." і "Honeywell International, Inc." Спільно розробляється танковий ГТД нового покоління LV100-5 потужністю 1120 кВт (див.рис. 1.8,б). Компресор двигуна однокаскадний, складається із чотирьох осьових та одного відцентрового ступенів. Потужність генерується одноступінчастою турбіною компресора і двоступінчастою вільною силовою турбіною.

Із 1979 р. компанією "AVCO Lycoming Co." (а згодом "Honeywell International, Inc.") серійно виготовляється танковий газотурбінний двигун AGT1500 потужністю 1120 кВт (див. рис. 1.8,в). Двигун має тривальну схему. Міра регенерації становить 0,70.

Певний (проте, дуже обмежений) попит мають дотепер регенеративні модифікації агрегатів "Frame 3" та "Frame 5" компанії "General Electric Co.".

Іноді за схемою з регенерацією тепла відпрацьованих газів можуть виконуватися двигуни малої потужності (до 1 МВт). До таких, наприклад, належать привідні й енергетичні ГТД сімейства "CNT" (CNT-625ER, CNT-750ER, CNT-1000ER та ін.), що випускаються підприємством "Niigata Power System Co., Ltd.", яке входить з 2003 р. до складу компанії "Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.".

У грудні 2003 р. "General Electric Co." представила свій новий газотурбінний агрегат LMS100 (див. рис. 1.8,г) номінальною потужністю 100 МВт, характерною рисою якого є використання теплової схеми з проміжним охолодженням повітря між компресорами. Сьогодні це єдиний у світі серійно виготовлюваний агрегат подібного типу. Проміжне охолодження дозволило збільшити міру підвищення тиску повітря до 40, що в сукупності з початковою температурою газу 1653 К забезпечило ККД 45,5 %.

У 90-х роках "Rolls Royce plc" разом із "Westinghouse Electric Corp." За замовленням військово-морського відомства Департаменту оборони США створила судновий газотурбінний агрегат WR-21 (див. рис. 1.8,д) потужністю 25 МВт, який повинен був замінити на флоті двигун LM2500 "General Electric Co.". Із метою підвищення ефективності були застосовані водночас проміжне охолодження повітря між компресорами та регенерація тепла відпрацьованих газів.

Незважаючи на високі показники ефективності (42,3 % на номінальному режимі та 41,4 % на режимі 0,4 від номінального) й успішно проведені в 1999–2000 рр. тестові випробування, замовлень на його виготовлення поки не отримано.

Єдиним зразком ГТА з проміжним підігрівом газу між турбінами є геометрично подібні двигуни GT24 і GT26 (див. рис. 1.8,е), розроблені компанією "ALSTOM S.A.". Для останнього з них потужністю 287 МВт ККД складає 39,0 % (при початкових параметрах газу 1528 К і 3,2 МПа). Позитивною якістю такої теплової схеми є те, що зростання ККД не супроводжується збільшенням початкової температури газу, а значить ускладненням системи охолодження проточної частини турбіни і зростанням емісії оксидів азоту. Компанія "ALSTOM S.A." вважає, що послідовне спалювання палива сьогодні є найбільш інноваційною технологією для створення малоемісійних високопродуктивних ГТА.

На рис. 1.9 зображена схема ГТД із проміжним підігрівом (ПП) газу в газогенераторі двигуна й силовою турбіною перерозширення (СТП). ПП газу проводиться в другій камері згоряння (КЗ2), установленої між турбіною високого тиску (ТВТ) Т1 і турбіною середнього тиску (ТСТ) Т2, механічно не зв'язаних між собою. Перерозширення газу за силовою турбіною здійснює дожимний компресор (ДК), перед яким газ охолоджується в охолоджувачі газу (ОГ). У координатах S-T (рис. 1.15) представлений цикл ГТД із ПП і СТП, де реальні процеси розширення газу у високотемпературних турбінах, охолоджуваних цикловим повітрям, представлені еквівалентними процесами: 3см-4.1 – у турбіні Т1; 3.2см-4.2 – у турбіні Т2; 4.2см-5 – у СТП. Температура газу $T_{3.2}$ перед турбіною T_2 дорівнює початковій температурі газу T_3 у двигуні. У ГТД із ПП і СТП, також, як і в ГТД простого циклу, аналіз економічності циклів проводився при зміні величини ступені підвищення тиску в компресорі $\pi_к$, початкової температури газу T_3, а також ступені зниження тиску в ТП при інших рівних фіксованих параметрах, що впливають на ККД циклу. Математична модель для визначення параметрів циклів високотемпературних ГТД із ТП [22] була доповнена введенням ПП газу між турбінами газогенератора, за допомогою якої визначалося поле проміжних значень і область оптимальних значень характеристик циклів [22].

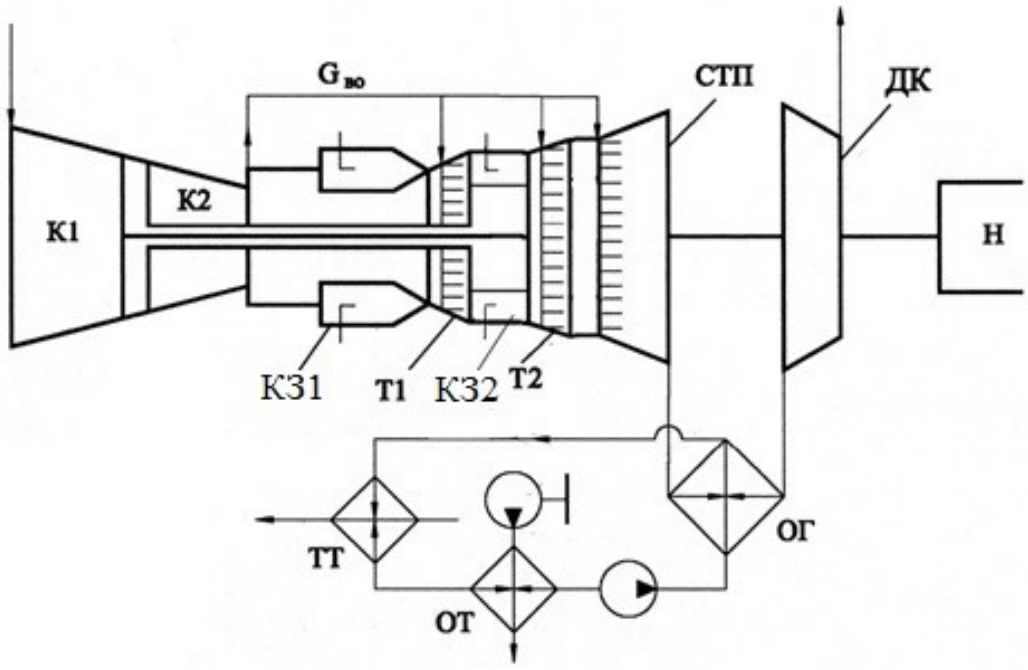

Рис. 1.9. Схема ГТД з промпідігрівом газу й силовою турбіною перерозширення: К1 і К2 – компресори; КЗ1 – основна камера згоряння; КЗ2 – камера згоряння промпідігріва; Т1 і Т2 – турбіни; СТП – силова турбіна перерозширення; ДК – компресор, що дожимає; ОГ – охолоджувач газу; Н – навантаження

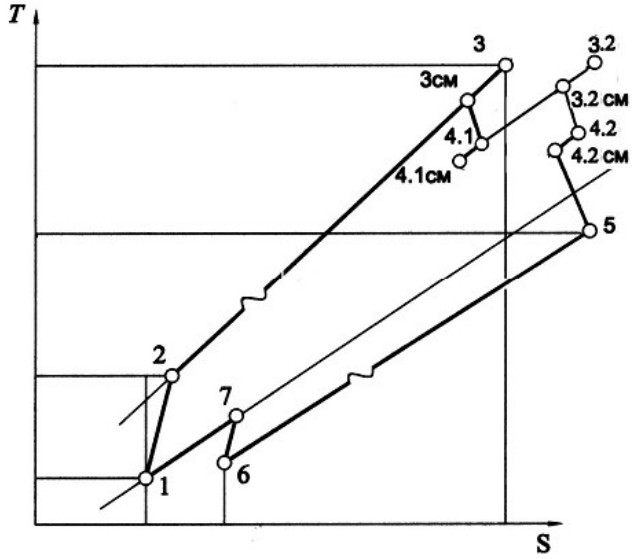

Рис. 1.10. Цикл ГТД із проміжним підігрівом газу в газогенераторі й силовою турбіною перерозширення

1.2. Постановка задачі дослідження

Вищенаведені результати досліджень в певній мірі стали стимулом для розробки представленої кваліфікаційної роботи, яка покликана дати відповідь на такі запитання:

1. Виявити характерні особливості різних модифікацій циклу з проміжним підігрівом газу і перерозширенням, а також на основі загального термодинамічного аналізу провести порівняльне дослідження ГТА з перерозширенням та рекуперацією з ГТА постої схеми.

2. Розробити математичну модель циклу ГТД з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією, а також алгоритм оптимізації його параметрів і необхідне програмне забезпечення для комп'ютерних розрахунків.

3. Виконати параметричне дослідження циклу ГТД з проміжним підігріву газу, перерозширенням та рекуперацією, одержати його оптимальні параметри, порівняти с показниками ефективності ГТА простої схеми.

4. Вибрати та обґрунтувати параметри схеми перспективного ГТД з проміжним підігріву газу, перерозширенням та рекуперацією з використанням компресорного блоку двигуна UGT 15000 моделі DB90 для детальної розробки.

5. Розробити методику теплового проектувального розрахунку схеми ГТД з проміжним підігріву газу, перерозширенням та рекуперацією на номінальному режимі.

6. Розробити конструктивний варіант ГТА з проміжним підігріву газу, перерозширенням та рекуперацією що використовується для приводу генератора електричного струму на блочній електростанції з використанням компресорного блоку двигуна UGT 15000 моделі DB90.

7. Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці, заходів по захисту навколишнього середовища та ЦЗ.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.18.02.ПЗ		
Студент.		Стрєльніков М.Д.			Розробка та дослідження схеми і термодинамічного циклу приводного ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією	Літ.	
Керівник		Ващиленко М.В.				Арк. 25	Аркушів 43
Консульт.						НУК	
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.					

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМИ І ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ПРИВОДНОГО ГТА З ПРОМІЖНИМ ПІДІГРІВОМ ГАЗУ, ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ І РЕКУПЕРАЦІЄЮ

2.1. Схема та термодинамічний цикл ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням

Дослідження циклу ГТА з проміжним підігрівом газу показують, що існує оптимальне співвідношення міри зниження тиску турбін до і після КЗПП. Це забезпечує одержання в циклі максимального ККД або максимальної питомої потужності.

При виборі теплової схеми установки враховуються наступні основні критерії: компактність, велика питома потужність, економічність і надійність установки, необхідний ресурс, а також простота в експлуатації. У залежності від призначення проектованої установки і здійснюється вибір найбільш важливих критеріїв. У даному випадку метою проекту є розробка парогазової установки (ПГУ) для електростанції , отже, найважливішими критеріями є економічність і надійність установки.

Схема ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією для електростанції, зображена на рис.2.1.

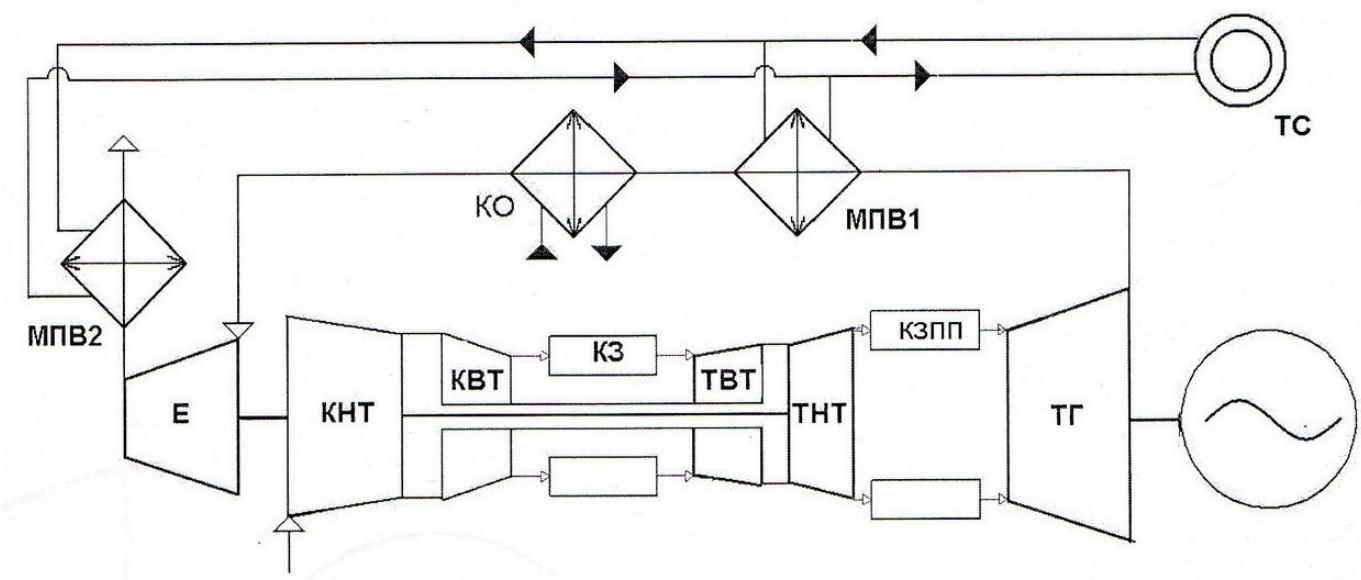

Рисунок 2.1 – Схема ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією для електростанції: Е - ексгаустер; КО - кінцевий охолоджувач; МПВ - мережевий підігрівай води; КЗПП - камера згоряння проміжного підігріву; ТС - тепловий споживач

Гази, що відходять від ГТД, силова турбіна якого працює з перерозширенням, послідовно проходять мережевий підігрівач води - МПВ1, потім охолоджуються в кінцевому охолоджувачі - КО і надходять в ексгаустер, який представляє собою осьовий компресор, що приводиться від турбокомпресорного блоку низького тиску ГТД. Ексгаустер підвищує тиск газів, які відходять від ГТД, до атмосферного. За ексгаустером також встановлений мережевий підігрівач води - МПВ2.

ГТД у складі ГТА з проміжним підігрівом повітря, перерозширенням та рекуперацією має двокаскадний компресор, який складається з компресора низького тиску (КНТ) з ексгаустером та компресора високого тиску (КВТ), включених послідовно. Ці компресори приводяться в обертання кожен своєю турбіною: КНТ з ексгаустером - турбіною низького тиску (ТНТ), КВТ - турбіною високого тиску (ТВТ), а вільна ТГ виробляє корисну потужність за рахунок використання ефекту перерозширення газу на виході з неї, що дозволяє отримати за винятком енергії на дотискування газу в ексгаустері додаткову роботу, яка підвищить ККД і питому потужність ГТА. Термодинамічний цикл розглядаємого ГТА показаний на рис. 2.2.

Цикл побудований у координатах температура-ентропія. На рис. 2.2. проведені ізобари: $P_{зов}$ - атмосферний тиск; P_1 - тиск повітря перед компресором; P_2 - тиск повітря на виході з компресора; P_3 - тиск газу перед турбіною; P_4 - тиск газу на виході з турбіни перерозширення; P_5 - тиск газу після охолодження в КО перед ексгаустером; P_6 - тиск газів на виході з ексгаустеру. Компресор ГТД забирає повітря з атмосфери з параметрами $P_{зов}$ і $T_{зов}$ та здійснює процес підвищення тиску від P_1, T_1 до P_2, T_2 у теоретичному ізоентропійному процесі і до P_2, T_2 у дійсному політропічному процесі.

Процес (1-2) – політропічний процес підвищення тиску повітря в компресорі. Після компресора повітря надходить в основну камеру згоряння (ОКЗ), куди також подається і паливо. Параметри кінця процесу теплопідведення в КЗ (P_3 і T_3) характеризують стан робочого тіла перед турбінами ГТД. Процес (3-4.1) - політропічний процес розширення газу в турбінах до камери згоряння проміжного підігріву газу (КЗПП). Процес (4.1-3р) – підведення тепла в КЗПП, кінцева точка цього процесу (т. $3_д$) характеризується параметрами $T_{3Д}$ і $P_{3Д}$. Підігрів продуктів згоряння в КЗПП

здійснюється звичайно або до верхньої температури циклу $T_{3д} = T_3$,або до температури, меншої від T_3 на деяку величину $\Delta_д$, іменовану недогрівом газу до T_3. Процес ($3_д$-4) - політропічний процес подальшого розширення робочого тіла в турбіні приводу компресора, а потім у турбіні приводу генератора до ГТД до тиску P_4 на вході в газовідвід, кінцеві параметри: T_4 і P_4. Після цього відбувається зменшення тиску і температури газів у процесі підігріву води у МПВ1 і охолодженні газу у КО (P_5 і T_5). Підвищення тиску газу до атмосферного і температури є кінцевими параметрами газу на виході з ексгаустеру й усього ГТА (P_6 і T_6). Уся потужність ТНТ витрачається на КНТ та ексгаустер, а потужність, яка виробляється ТГ з ефектом перерозширення передається генератору.

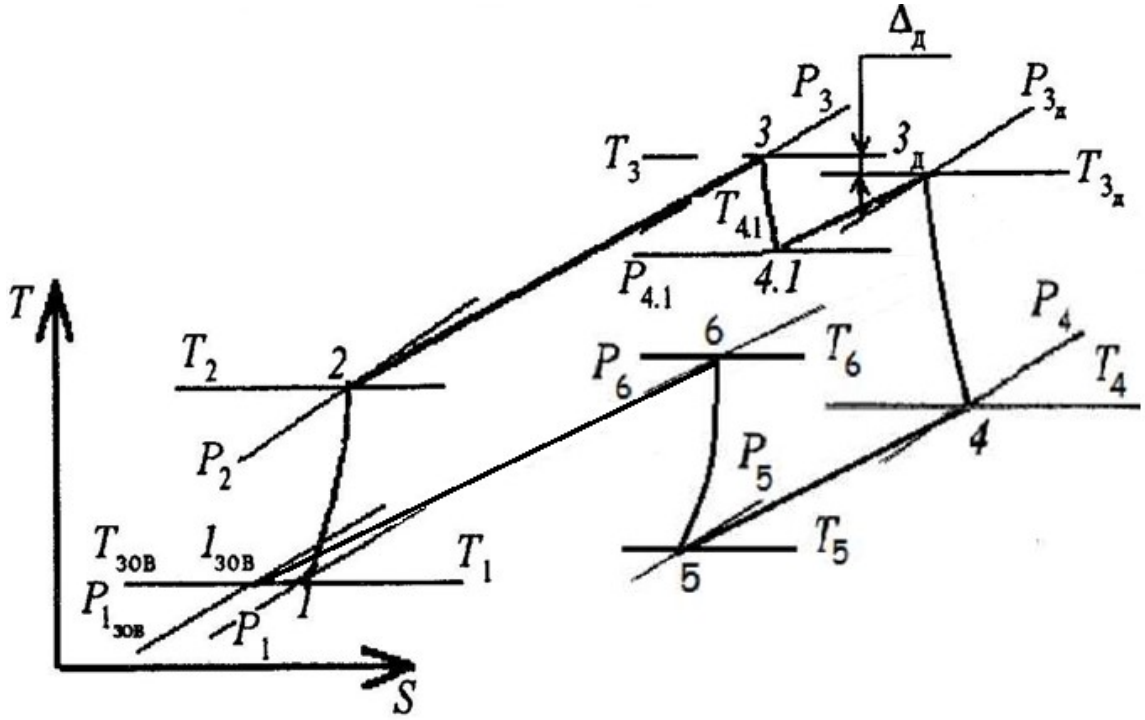

Рисунок 2.2 – Термодинамічний цикл ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією

2.2. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу та схеми ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією

Розроблено математичну модель досліджуваної схеми ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією. На базі цієї математичної моделі було створено комп'ютерну програму, яка написана алгоритмічною мовою Fortran 90, для проведення числових досліджень та проектних напрацювань термодинамічного циклу і схеми розглядаємого ГТА.

Опис математичної моделі дається в запису на 1 кг/с витрати повітря на вході до КНТ ГТД.

1. Дійсний підігрів повітря в КНТ

$$\Delta T_{к1} = \frac{T_{зов}\left(\pi_{к}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1\right)}{\eta_{к1}}$$

2. Температура повітря за КНТ

$$T_{2.1} = T_{зов} + \Delta T_{к1}$$

3. Середня температура процесу в КНТ

$$T_{сер_{к1}} = T_{зов} + \frac{\Delta T_{к1}\eta_{к1}}{2}$$

4. Теплоємність повітря в КНТ

$$c_{P_{П1}} = f\left(T_{сер_{К1}}\right)$$

за діаграмою $c_p - T$

5. Показник ізоентропи для процесу в КНТ (перехід на п.36 для другого наближення)

$$k_{п1} = \frac{c_{P_{П1}}}{c_{P_{П1}} - R_{п}}$$

6. Тиск повітря на вході в КНТ

$$P_1 = P_{зов}\nu_{вх}$$

7. Тиск повітря на вході в КНТ

$$P_{2.1} = P_1\pi_{К1}$$

8. Адіабатичний ККД КВТ (у першому наближенні $k_{П2} = 1{,}38$)

$$\eta_{К2} = \frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}\eta_{ак}}} - 1}$$

9. Дійсний підігрів повітря в КВТ

$$\Delta T_{к2} = \frac{T_{2.1}\left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1\right)}{\eta_{к2}}$$

10. Температура повітря за КВТ

$$T_2 = T_{2.1} + \Delta T_{к2}$$

11. Середня температура процесу в КВТ

$$T_{\text{сер}_{к2}} = T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2}\eta_{к2}}{2}$$

12. Теплоємність повітря в КВТ

$$c_{P_{П2}} = f\left(T_{\text{сер}_{К2}}\right)$$

за діаграмою $c_p - T$

13. Показник ізоентропи процесу в КВТ (перехід на п.44 для другого наближення)

$$k_{n2} = \frac{c_{P_{П2}}}{c_{P_{П2}} - R_{\text{п}}}$$

14. Тиск повітря на вході в КНТ

$$P_{1.2} = P_{2.1} \cdot \nu_K$$

15. Тиск повітря на виході з КВТ

$$P_2 = P_{1.2} \cdot \pi_{K2}$$

16. Теплоємності повітря в ОКЗ

$$c_{P_П}\Big|_{293}^{T_3} = f\left(T_{\text{сер}_{К2}}\right) \qquad c_{P_П}\Big|_{293}^{T_3} = f\left(T_{\text{сер}_{К2}}\right)$$

за діаграмою $c_p - T$ за діаграмою $c_p - T$

17. Теплоємність чистих продуктів згоряння

$$c_{P_Г}\Big|_{293}^{T_3} = f\left(T_{\text{сер}_{К1}}, \alpha = 1\right)$$

за діаграмою $c_p - T$

18. Відносна витрата палива в ОКЗ

$$g_{t_o} = \frac{c_{p_п}\Big|_{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{p_п}\Big|_{293}^{T_2}(T_2 - 293)}{H_u\eta_{КЗ} - \left[c_{p_{\alpha=1}}\Big|_{293}^{T_3}(L_0 + 1) - c_{p_п}\Big|_{293}^{T_3}L_0\right](T_3 - 293)}$$

19. Коефіцієнт надлишку повітря в ОКЗ

$$\alpha_1 = \frac{1}{g_{t_o} \cdot L_0}$$

20. Тиск газу на виході з ОКЗ

$$P_3 = P_2 \cdot \nu_{КЗ}$$

21. Число охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста, $n_{\text{ох}1}$=2)

$$n_{ox1} = \text{ціле}\frac{2 \cdot \lg \frac{T_Д}{T_3}}{\lg\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$$

22. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТВТ ($T_{ox} = T_2$; $\beta_{т1} = 0,9$; $k_t = 1,05$)

$$g_{ox1} = ak_T g_e \beta_{T_1} \frac{n_{ox_1} + 1}{2} \cdot \frac{T_3 - T_Д}{T_Д - T_{ox}} \left(\frac{T_3}{T_{ox}}\right)^{0,25}$$

23. Оціночна температура перед ТНТ

$$T`_{3.2} = T_3 - 0,91\frac{\Delta T_{K_2}}{2}$$

24. Число рядів охолоджуваних лопаток ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ двоступінчаста, n_{ox2}=2)

$$n_{ox2} = \text{ціле}\frac{2 \cdot \lg \frac{T_Д}{T'_{3.2}}}{\lg\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$$

25. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТНТ (k_t= 1,05; T_{ox}=T_2; β = 0,98)

$$g_{ox_2} = ak_t g_e \frac{n_{ox_2} + 1}{2} \times \beta_{T_2} \frac{T'_{3.2} - T_д}{T_д - T_{ox}} \left(\frac{T'_{3.2}}{T}\right)^{0,25}$$

26. Температура газу за КЗПП

$$T_{3д} = T_3 - \Delta_d$$

27. Число охолоджуваних вінців ТГ

$$n_{ox3} = \text{ціле}\frac{2 \cdot \lg \frac{T_д}{T_{3_д}}}{\lg\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$$

28. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТГ, (прийнято $T_{ox} = T_{2.1}$; $\beta_{т_3}$ =0,98; $k_т$ =1,05)

$$g_{ox_3} = 1,4k_т g_e \beta_{т_3} \frac{(n_{ox_3} + 1)}{2} \times \frac{\left(T_{3_д} - T_д\right)}{\left(T_д - T_{ox}\right)} \cdot \left(\frac{T_{3_д}}{T_{ox}}\right)^{0,25}$$

29. Коефіцієнт витрати повітря для ОКЗ

$$\alpha_{КЗ} = \alpha_{к_2} - g_{ox_1} - g_{ox_2} - g_{ox_3} - 0,012$$

30. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ

$$\beta_{T_1} = \frac{(1 + g_{пал}).\alpha_{КЗ}}{\alpha_{K_2}}$$

31. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ

$$\beta_{T_2} = \beta_{T_1}\alpha_{k_2} + g_{ox_1} + 0,006$$

32. Коефіцієнт витрати для КЗПП

$$\alpha_{КЗПП} = \beta_{T_2} + g_{ox_2} + 0,004$$

33. Коефіцієнт витрати газу для газовідводу

$$\beta_{ГВ} = \beta_{T_3} + 0,004$$

34. Середня температура газу в ТВТ

$$T_{сер_{Т1}} = T_3 - 0,91\frac{T_{k_2}}{2\eta_{T_1}}$$

35. Теплоємність газу для процесу в ТВТ:

$$c_{P_{Г1}}|_{293}^{T_{сер1}} = f\left(T_{\text{сер}_{\text{К1}}}, \alpha = 1\right)$$

за діаграмою $c_p - T$

36. Показник ізоентропи для процесу в ТВТ

$$k_{Г_1} = \frac{c_{p_{Г_1}}}{c_{p_{Г_1}} - R_Г}$$

37. Коефіцієнт балансу потужності ТКВТ

$$C_2 = \frac{c_{p_{П_2}}}{\beta_{T_1} c_{p_{Г_1}} \eta_{T_1}}$$

38. Температурний перепад у ТВТ

$$\Delta T_{T_1} = C_2 . \Delta T_{к_2}$$

39. Оціночна температура за ТВТ

$$T'_{4.1} = T_3 - \Delta T_{T_1}$$

40. Теплоємності повітря і газу для процесу змішування: $кДж/(кг.К)$

$$c_{p_{П.сум}} = f(T'_{4.1}, \alpha_П),\ c_{p_{Г.сум}} = f(T'_{4.1}, \alpha)$$

41. Температура газу за ТВТ

$$T_{4.1} = \frac{\alpha_{к_2} . \beta_{T_1} . \left(T_3 - \Delta T_{T_1}\right)}{\left(\alpha_{к_2} . \beta_{T_1} + g_{ox_1}\right)} + \frac{c_{p_{п.сум}} . g_{ox_1} . T_2}{c_{p_{г.сум}} . \left(\alpha_{к_2} . \beta_{T_1} + g_{ox_1}\right)}$$

42. Міра зниження тиску в ТВТ

$$\pi_{T_1} = \left(\frac{T_3 \eta_{T_1}}{T_3 \eta_{T_1} - \Delta T_{T_1}}\right)^{\frac{k_{Г_1}}{k_{Г_1} - 1}}$$

43. Тиск газу за ТВТ

$$P_{4.1} = \frac{P_3}{\pi_{T_1}}$$

44. Температура газу перед ТНТ

$$\mathrm{T}_{3.2} = \mathrm{T}_{4.1}$$

45. Середня температура газу в ТНТ

$$T_{сер_{Т2}} = T_{3.2} - 0,9\frac{T_{k_1}}{2\eta_{T_2}}$$

46. Теплоємність газу для процесу в ТНТ

$$c_{P_{Г2}}|_{293}^{T_{сер2}} = f\left(T_{\text{сер}_{\text{К2}}}, \alpha = 1\right)$$

за діаграмою $c_p - T$

47. Показник ізоентропи для процесу в ТНТ

$$k_{\Gamma_2} = \frac{c_{p_{\Gamma_2}}}{c_{p_{\Gamma_2}} - R_\Gamma}$$

48. Температура перед ексгаустером

$$T_8 = T_{охв} + \Delta T_{охв}$$

49. Адіабатичний ККД ексгаустера

$$\eta_{екс} = \frac{\pi_{екс}^{\frac{k_{ге}-1}{k_{ге}}} - 1}{\pi_{екс}^{\frac{k_{ге}-1}{k_{ге}\cdot\eta_{ак}}} - 1}$$

50. Дійсний підігрів газу в ексгаустері

$$\Delta T_{екс} = \frac{T_8 \cdot (\pi_{екс}^{\frac{k_{ге}-1}{k_{ге}}} - 1)}{\eta_{екс}}$$

51. Температура газу за ексгаустером

$$T_9 = T_8 + \Delta T_{екс}$$

52. Середня температура газу для процесу в ексгаустері

$$T_{ср.екс} = T_8 + \frac{\Delta T_{екс} \cdot \eta_{екс}}{2}$$

53. Масова ізобарна теплоємність для процесу в ексгаустері

$c_{рге}|_{T_8}^{T_9} = f(T_{ср.екс}; \alpha)$ за діаграмою c_p - T

54. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в ексгаустер

$$k_{ге} = \frac{c_{рге}|_{T_8}^{T_9}}{c_{рге}|_{T_8}^{T_9} - R_г}$$

55. Температурний перепад у ТНТ

$$\Delta T_{T_2} = \frac{\alpha_{к1}.C_{РП1}.\Delta T_{к1} + \beta_{ГВ}.c_{рге}|_{T_8}^{T_9}.\Delta T_{екс}}{\beta_{T2}.C_{рг2}}$$

$\alpha_{к1} = 1$ - коефіцієнт витрати КНТ

56. Оціночна температура за ТНТ

$$T'_{4.2} = T_{3.2} - \Delta T_{T_2}$$

57. Теплоємності повітря і газу для процесу змішування

за діаграмою c_p - T

$$c'_{p_{П.сум}} = f(T'_{4.2}, \alpha_П)$$

$$c'_{p_{Г.сум}} = f(T'_{4.2}, \alpha)$$

58. Температура газу за ТНТ

$$T_{4.2} = \frac{\beta_{T_2}\left(T_{3.2} - \Delta T_{T_2}\right)}{\beta_{T_2} + g_{ох_2}} + \frac{c'_{p_{п.сум}} g_{ох_2} T_2}{c'_{p_{Г.сум}}\left(\beta_{T_2} + g_{ох_2}\right)}$$

59. Міра зниження тиску в ТНТ

$$\pi_{T_2} = \left(\frac{T_{3.2}\eta_{T_2}}{T_{3.2}\eta_{T_2} - \Delta T_{T_2}} \right)^{\frac{k_{\Gamma_2}}{k_{\Gamma_2}-1}}$$

60. Тиск газу перед ТНТ (з урахуванням того, що $\nu_{T_1} = 1,0$)

$$P_{3.2} = P_{4.1} \cdot \nu_{T_1}$$

61. Тиск газу за ТНТ

$$P_{4.2} = \frac{P_{3.2}}{\pi_{T_2}}$$

62. Температура газу за КЗПП

$$T_{3\partial} = T_3 - \Delta_d$$

63. Теплоємності повітря в КЗ

$$c_{p_n}\Big|_{293}^{T_{3\partial}} = \mathrm{f}\left(\mathrm{T}_{сер}\right) \text{ за діаграмою } \mathrm{c_p} - \mathrm{T}$$

64. Теплоємність продуктів згоряння

$$c_{p_z}\Big|_{293}^{T_{3\partial}} = \mathrm{f}\left(\mathrm{T}_{сер}\right) \text{ при } \alpha_1 \text{ за діаграмою } \mathrm{c_p} - \mathrm{T}$$

65. Теплоємність чистих продуктів згоряння

$$c_{p.z_{\alpha=1}}\Big|_{293}^{T_{3\partial}} = f\left(T_{\mathrm{сер_{К1}}}, \alpha = 1\right)$$

за діаграмою $c_p - T$

66. Відносна витрата палива на КЗПП

$$g_{t_o} = \frac{c_{p_z}\Big|_{293}^{T_{3\partial}} \cdot \left(T_{3\partial} - 293\right) - c_{p_z}\Big|_{293}^{T_{4.2}} \cdot \left(T_{4.2} - 293\right)}{H_u\eta_{кспп} - \left[c_{p.z_{\alpha=1}}\Big|_{293}^{T_{3\partial}} \cdot \left(L_0 + 1\right) - c_{p_n}\Big|_{293}^{T_{3\partial}} \cdot L_0\right] \cdot \left(T_{3\partial} - 293\right)}$$

67. Відносна витрата палива на ГТД

$$g_{t_\Sigma} = g_{t_o} + \frac{\alpha_{кзпп}}{\alpha_{кз}} \cdot g_{t_\partial}$$

68. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗПП

$$\alpha_2 = \frac{1}{g_{t_\Sigma} \cdot L_0}$$

69. Температура газу перед ТГ

$$T_{3.3} = T_{3\partial}$$

70. Тиск газу перед ТГ

$$P_{3.3} = P_{4.2} \cdot \nu_{T3}$$

71. Тиск газу за ТГ

$$P_4 = \frac{P_{зов}}{\pi_{екс} \cdot \nu_{гв} \cdot \nu_{кто} \cdot \nu_{пв_2} \cdot \nu_{m_3}}$$

72. Тиск газу перед ТГ

$$P_{3.3} = P_{4.2} \cdot \nu_{кзпп}$$

73. Міра зниження тиску в ТГ

$$\pi_{T_3} = \frac{P_{3.3}}{P_4}$$

74. Коефіцієнт витрати для ТГ

$$\beta_{t_3} = (1 + g_{t_\partial}) \cdot \beta_{t_2}$$

75. Середня температура газу в ТГ

$$T^{'}_{сер_{ТЗ}} = T_{3.3} - \frac{\Delta T_{k_1} + \Delta T_{k_2}}{4}$$

76. Теплоємність газу для процесу в ТГ

$c_{p_{ГЗ}} = f(T^{'}_{сер_{ТЗ}}, \alpha)$ за діаграмою c_p - T

77. Показник ізоентропи для процесу в ТГ

$$k_{Г_3} = \frac{c_{p_{ГЗ}}}{c_{p_{ГЗ}} - R_Г}$$

78. Температурний перепад у ТГ

$$\Delta T_{T_3} = T_{3.3}\left(1 - \frac{1}{\pi_{T_3}^{\frac{k_{г3}-1}{k_{г3}}}}\right)\eta_{T_3}$$

79. Температура газу за ТГ

$$T_4 = T_{3.3} - \Delta T_{T_3}$$

80. Середня температура газу в ТГ

$$T_{серт3} = T_{3.3} - \frac{\Delta T_{T_3}}{2\eta_{T_3}}$$

81. Ефективна питома потужність ГТА

$$N_{\text{пит}_{\text{гтд}}} = c_{p_{\text{г}_3}} \cdot \Delta T_{\text{т}_3} \cdot \beta_{\text{т}_3} \cdot \eta_{m_3} \cdot \nu_{\text{вх}}$$

82. Приведена витрата повітря через КНТ ГТД

$$G_{к_{1ПР}} = \frac{N_e}{N_{\text{пит}_{\text{гтд}}}}$$

83. Витрата повітря через КНТ

$$G_{к_1} = G_{к_{1ПР}} . \nu_{вх}$$

84. Витрата повітря через КВТ

$$G_{к_2} = G_{к_1} . \alpha_{к2}$$

85. Витрата повітря через ОКЗ

$$G_{П_{кз}} = G_{к_1} . \alpha_{кз}$$

86. Годинна витрата палива на ГТД

$$G_{Пал.год} = g_{t_\Sigma} \cdot \alpha_{кз} \cdot G_{к_1} \cdot 3600$$

87. Годинна витрата палива на ОКЗ

$$G_{пал_{окз}} = g_{t_o} \cdot \alpha_{кз} \cdot G_{к_1} \cdot 3600$$

88. Годинна витрата палива на КЗПП

$$G_{пал_{кзпп}} = G_{пал_{год}} - G_{пал_{окз}}$$

89. Витрата повітря на охолодження лопаток ТВТ

$$G_{ox_1} = G_{к_1} . g_{ox_1}$$

90. Витрата газу на через ТВТ

$$G_{T_1} = G_{к_2} . \beta_{T_1}$$

91. Витрата повітря на охолодження лопаток ТНТ , кг/с

$$G_{ox_2} = G_{к_1} . g_{ox_2}$$

92. Витрата газу через ТНТ

$$G_{T_2} = G_{к_1} . \beta_{T_2}$$

93. Витрата повітря на охолодження лопаток ТГ

$$G_{ox_3} = \mathrm{G}_{к_1} \mathrm{g}_{ox_3}$$

94. Витрата газу на вході КЗПП

$$G_{кзпп} = \mathrm{G}_{к_1} \alpha_{кзпп}$$

95. Витрата газу через ТГ

$$G_{T_3} = G_{к_1} . \beta_{T_3}$$

96. Витрата газу через газовідвідний пристрій

$$G_{гв} = G_{к_1} . \beta_{ГВ}$$

97. Питома витрата палива на ГТА

$$C_{N_e} = \frac{G_{\text{пал}_{\text{год}}}}{N_e}$$

98. Ефективний ККД ГТА

$$\eta_e = \frac{3600}{C_{N_e} . H_u}$$

99. Електричний ККД електростанції

$$\eta_{ел} = \eta_e \cdot \eta_{ег}$$

100. Температура газу за МПВ1

$$T_6 = T_{1_{вп}} + \Delta T_{квп}$$

101. Середня температура газу для процесу в МПВ1

$$T_{ср.квп} = \frac{\mathrm{T}_4 + T_6}{2}$$

102. Середня теплоємність газу для процесу в МПВ1

$c_{рг}\,|_{T_6}^{T_4} = \mathrm{f}\left(\mathrm{T}_{сер}\right)$ при α_2 за діаграмою $\mathrm{c_p} - \mathrm{T}$

103. Товарна кількість тепла когенерації за ГТД

$$Q_{к_{гтд}} = G_{гв} \cdot c_{рг}\,|_{T_6}^{T_4} \cdot \left(\mathrm{T}_4 - T_6\right)$$

104. Температура газу за МПВ2

$$T_{10} = T_{2_{вп}} + \Delta T_{квп}$$

105. Середня температура газу для процесу в МПВ2

$$T_{ср.квп} = \frac{\mathrm{T}_9 + T_{10}}{2}$$

106. Середня теплоємність газу для процесу в МПВ2

$c_{рг}\,|_{T_{10}}^{T_9} = \mathrm{f}\left(\mathrm{T}_{сер}\right)$ при α_2 за діаграмою $\mathrm{c_p} - \mathrm{T}$

107. Товарна кількість тепла когенерації за ексгаустером

$$Q_{к_{екс}} = G_{гв} \cdot c_{рг}\,|_{T_{10}}^{T_9} \cdot \left(\mathrm{T}_9 - T_{10}\right)$$

108. Товарна кількість тепла когенерації електростанції

$$Q_к = Q_{к_{гтд}} + Q_{к_{екс}}$$

109. Коефіцієнт ефективності когенерації

$$\beta_{ког} = \frac{Q_{к_{гтд}} + Q_{к_{екс}}}{g_{t_\Sigma} \cdot \alpha_{кз} \cdot G_{к_1} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}$$

110. Тепловий ККД електростанції

$$\frac{N_e \cdot \eta_{ег} + Q_{к_{гтд}} + Q_{к_{екс}}}{g_{t_\Sigma} \cdot \alpha_{кз} \cdot G_{к_1} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}$$

2.3. Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією

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

На рис. 2.3 наведена залежність ефективного ККД η_e циклу ГТА КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням та рекуперацією при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{кη.}$ На рис. 2.4 – залежність питомої потужності циклу від того ж параметру. Тут, і надалі, штрих пунктиром показані параметри ГТА простого циклу – без ексгаустеру, що отримані у таких саме умовах.

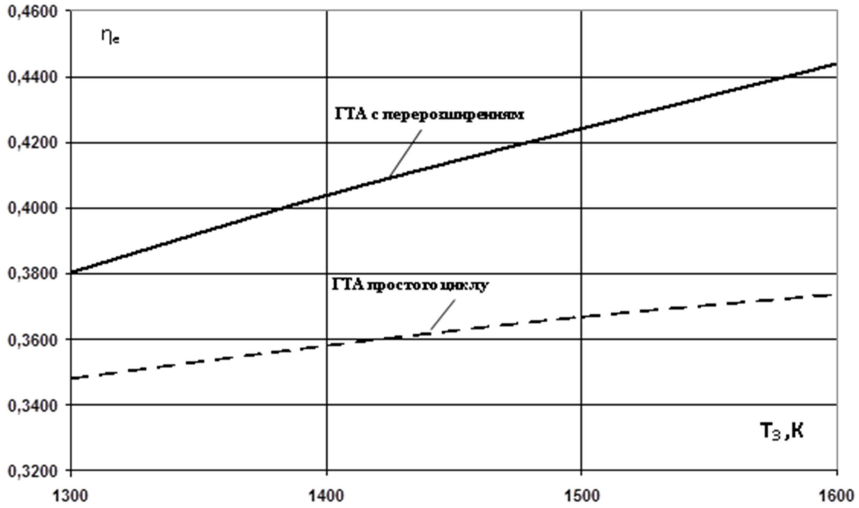

Рисунок 2.3 - Ефективний ККД циклу ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням третьому і рекуперацією при оптимальних значеннях ступеня підвищення тиску

Аналіз показує, що в розглянутому інтервалі температур газу перед турбіною ГТД T_3 = (1300 ... 1600) К може бути досягнутий максимальний ККД циклу ГТА з проміжним підігрівом газу і перерозширенням, а також рекуперацією від 38% до 44,5% при помірних значеннях оптимального ступеня підвищення тиску в циклі. При цьому, питома потужність такого ГТА буде досягати значень від 350 до 580 кВт/(кг/с) відповідно.

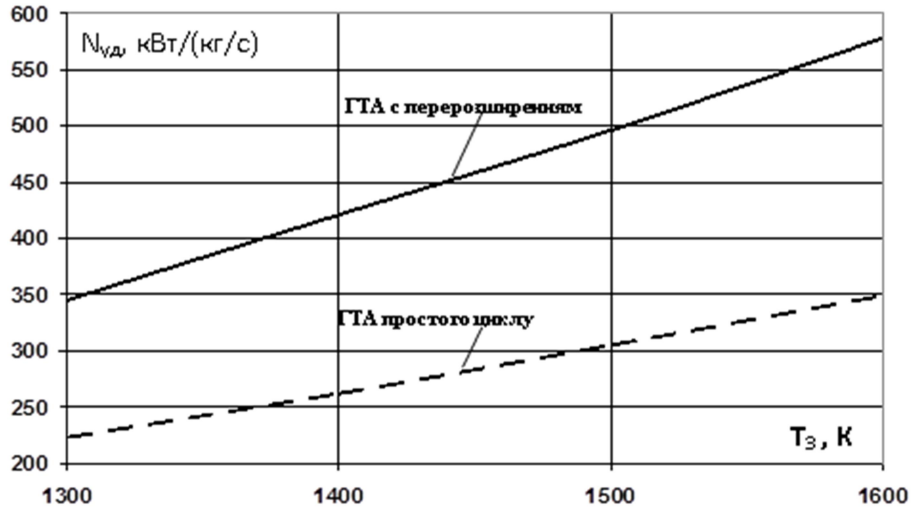

Рисунок 2.4 - Питома потужність ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією при оптимальних значеннях міри підвищення тиску

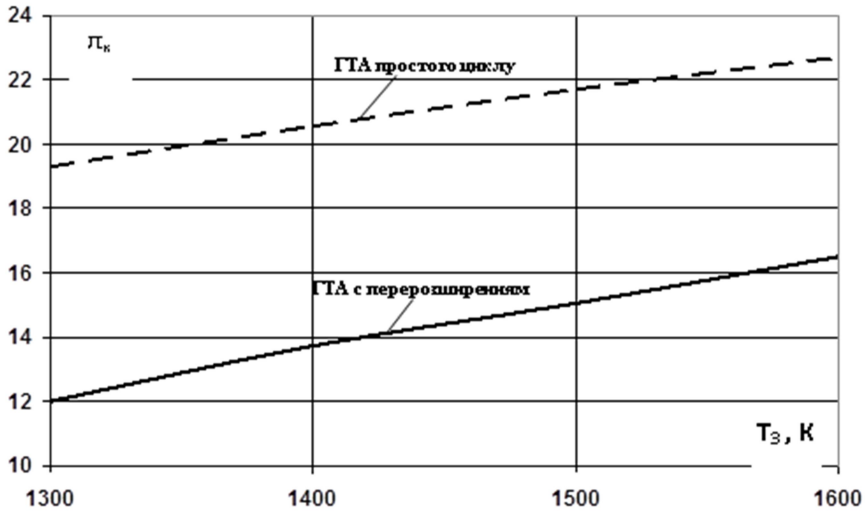

Рисунок 2.5 - Оптимальні значення міри підвищення тиску в циклі ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією

Порівняння з показниками ефективності циклу ГТА простої схеми показує, що виграш по економічності, в розглянутому діапазоні температур газу перед турбінами

ГТД 1300 - 1600 К становить від 6 до 18%, зростаючи зі зростанням температури, а за питомою потужністю, виграш в середньому від 54 до 66% також збільшуючись зростанням температури газу перед турбінами ГТД. Зазначені показники ефективності досліджуваного циклу досягаються при оптимального ступеня підвищення тиску в компресорі πк від 12,0 до 16,5, що суттєво нижче, ніж у ГТА простої схеми

На рис. 2.6. представлені значення оптимальної міри підвищення тиску газу в ексгаустері ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД і перерозширенням. Слід констатувати, що з ростом температури газу перед турбінами в розглянутому інтервалі температур значення цього параметра зростають від 2,9 до 4,1.

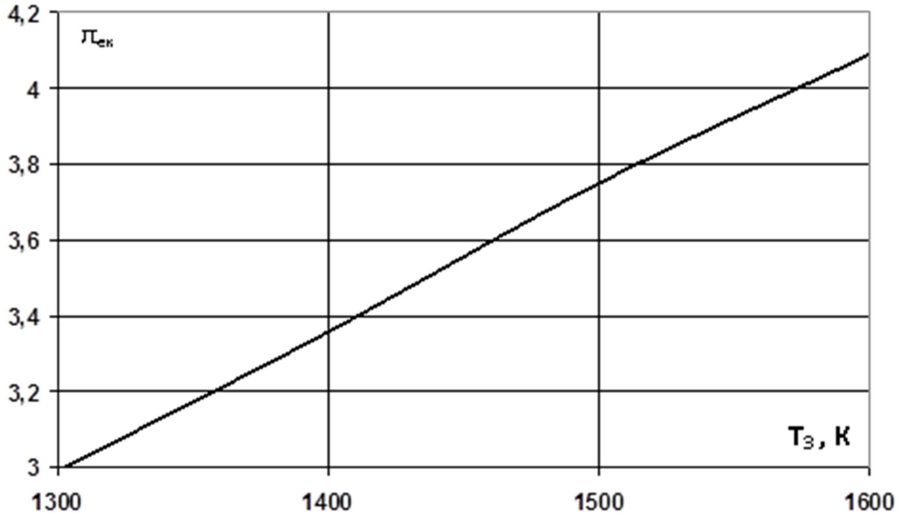

Рисунок 2.6 - Оптимальні значення міри підвищення тиску в ексгаустері для циклу ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією

Певний інтерес представляє дослідження впливу мінімального температурного напору за КО - на ККД і питому потужність циклу ГТА з перерозширенням, оскільки величина цього параметра безпосередньо впливає на потужність приводу ексгаустера – рис.2.7.

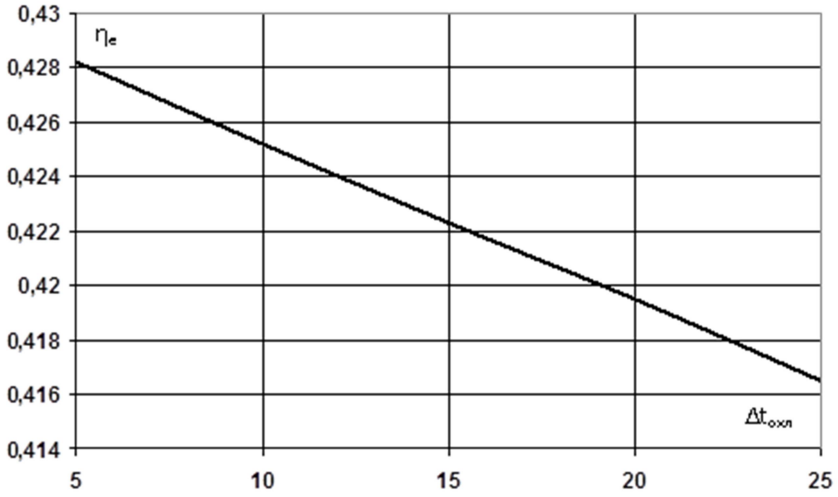

Рисунок 2.7 - ККД циклу ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією при різних значеннях мінімального температурного напору за КО

Як випливає з рис. 2.7., при зменшенні мінімального температурного напору за кінцевим охолоджувачем на кожні 5 ° ККД і питома потужність циклу зростають в середньому на 0,7%.

Використання рекуперації тепла газів, що відходять за ГТД, а також за ексгаустером дозволяє найбільш повно використовувати енергію палива, що генерує додатково тепло для опалення та інших потреб. Для кількісної оцінки використання залишкового ресурсу тепла відхідних газів ГТД з КЗПП і перерозширенням можна використовувати поняття коефіцієнта ефективності когенерації, який, для даного випадку, може бути визначений за формулою:

$$\beta_{ког} = \frac{q_{ког.д} + q_{ког.э}}{q_{окс} + q_{кспп}}$$

де: $q_{ког.д}$, $q_{ког.э}$ - питома кількість тепла когенерації в МПВ1 і МПВ2 відповідно; $q_{окс}$ - питомий теплопідвід в ОКЗ ГТД. $q_{кспп}$ - питомий теплопідвід в КЗПП.

Результати, представлені на рис. 2.8. показують, що в досліджуваній схемі ГТА при температурах газу перед турбінами ГТД від 1300 до 1600 К значення цього параметра для оптимальних параметрів газотурбінного циклу має значення 0,454 ... 0,483. Показником комплексного використання енергетичного потенціалу, спаленого в КЗ ГТД палива є тепловий ККД ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією, що визначається за формулою:

$$\eta_{\text{тепл}} = \frac{N_{\text{уд}} + q_{\text{ког.д}} + q_{\text{ког.э}}}{q_{\text{окс}} + q_{\text{кспп}}}$$

де: $N_{\text{уд}}$ - питома потужність ГТА

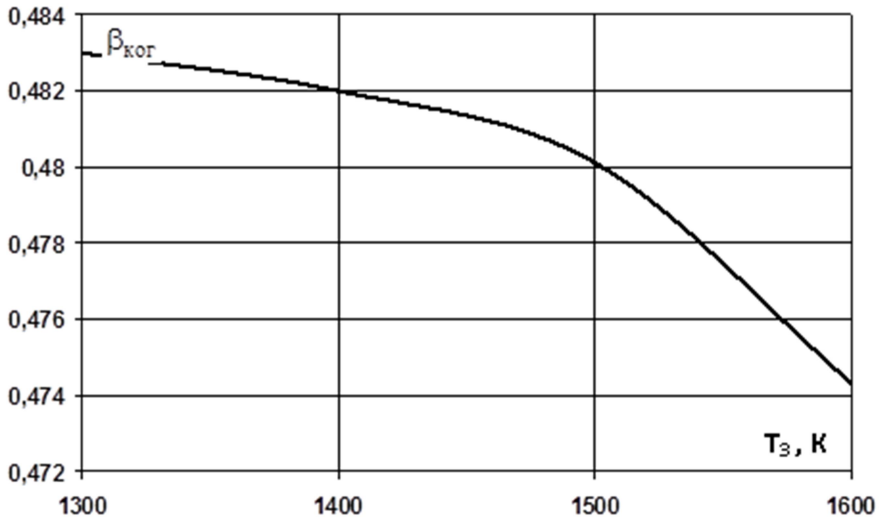

Рисунок 2.8 - Коефіцієнт ефективності когенерації ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією

На рис. 2.9. представлена залежність теплового ККД, розглянутого ГТА від температури газу перед турбінами ГТД в умовах оптимальних параметрів газотурбінного циклу.

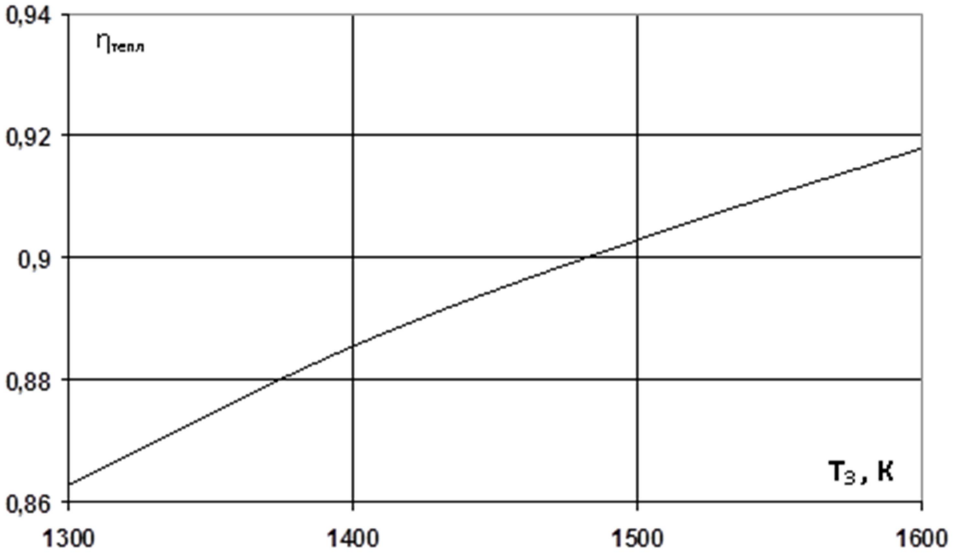

Рисунок 2.9 - Тепловий ККД ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією

Аналіз показує, що в розглянутому інтервалі температур газу перед турбінами ВМД значення цього показника для оптимальних параметрів циклу має значення 0,864 ... 0,918. Таким чином, можна очікувати досягнення теплового ККД розглянутого циклу ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД, перерозширенням і рекуперацією значень (86,0 ... 92,0)% при помірних величинах оптимального ступеня підвищення тиску в циклі $\pi_к$ = 12,0 ... 16,5.

2.4. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного ГТА з проміжним підігрівом газу та перерозширенням для електростанції

При виборі параметрів схеми перспективного ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією для електростанції будемо користуватися такими міркуваннями:

1. Використання перерозширення в схемі ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД і рекуперацією дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300 ... 1600 К максимального ККД циклу (38,0 ... 44,5)%, а питомої потужності від 350 до 580 кВт/(кг/с) відповідно, при відносно невисоких значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_к$ = 12,0 ... 16,5.

2. Застосування перерозширення в схемах ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД і рекуперацією дозволяє досягти приросту ККД циклу, в порівнянні з ГТА простої схеми, від 6 до 18% зі зростанням при більш високих температурах газу перед турбінами ГТД - T_3. За питомою потужністю, виграш від 54 до 66% і також збільшується зростанням температури газу перед турбінами ГТД.

3. Оптимальні, з міркування отримання в циклі максимального ККД, значення міри підвищення тиску газу в ексгаустері, мають величину від 2,9 до 4,1 для інтервалу температур газу перед турбіною ГТД 1300 ... 1 600 К. Недогрів газу в КЗПП до температури T_3 встановлює 300 градусів.

4. Суттєво впливає на ефективний ККД і питому потужність досліджуваного циклу ГТА величина мінімального температурного напору за кінцевим охолоджувачем. Визначено, що при зменшенні цього параметра на кожні 5 градусів ККД і питома потужність циклу зростають в середньому на 0,7%.

5. Застосування рекуперації в схемі приводного ГТА з перерозширенням дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300 ... 1600 К теплового ККД циклу (86,0 ... 92,0)%. При цьому, значення коефіцієнта ефективності когенерації становить 0,45 ... 0,48.

Приймаючи до уваги вище зазначене, для більш детального розгляду перспективного ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією для електростанції пропонується розглядати ГТА з компресорним блоком двигуна UGT 15000 моделі DB90, з наступними параметрами:

- температура зовнішнього повітря $T_{зов}$: 288 К;

- витрата повітря через КНТ: 71,0 кг/с;-

- міра підвищення тиску в двокаскадному компресорному блоку (КБ) ГТД – 19,6;

- розподіл міри підвищення тиску у КБ: $\pi_{к1}$ = 4,455; $\pi_{к2}$= 4,4:

- максимальна температура газу в циклі T_3: 1480 К;

- міра підвищення тиску в ексгаустері: 2,8;

- "Недогрів" газу до T_3 у КЗПП, Δ_d : 240 град.

Ці параметри, на наш погляд, є найбільш доречними з урахуванням конструкторських і технологічних можливостей згідно рівню технології вітчизняних ГТД третьої і четвертої генерації, спроектованих і створених на вітчизняному НВКГ «Зоря»-«Машпроект».

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.18.03.ПЗ		
Студент.		Стрєльніков М.Д.			Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми перспективного ГТА з проміжним підігрівом газу і перерозширенням для електростанції	Літ.	Арк. 44 / Аркушів 53
Керівник		Ващиленко М.В.					
Консульт.						НУК	
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.					

РОЗДІЛ 3 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ТА СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ГТА З ПРОМІЖНИМ ПІДІГРІВОМ ГАЗУ І ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ І РЕКУПЕРАЦІЄЮ ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією на режимі повної потужності

Тепловий проектувальний розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, ексгаустеру, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик ГТА, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також уточнюються показники економічності ГТА, його питома потужність.

За результатами оптимізації термодинамічного циклу розробляємого ГТА приймаємо: температура газу перед турбіною високого тиску 1480 К; міра підвищення тиску в двокаскадному компресорному блоку ГТД – 19,6; міра підвищення тиску в ексгаустері – 2,8; базовий двигун – UGT15000.

Таблиця 3.1. - Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з КЗПП, перерозширенням і рекуперацією за ГТД та ексгаустером

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
1	2	3	4
1. Міра підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{к\Sigma}$	Задано	19,6	—
2. Максимальна температура газу в циклі T_3, К	Так само	1480	—
3. Розрахункова температура зовнішнього повітря $T_{зов}$, К	—"—	288	—
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{зов}$, МПа	—"—	0,1013	—
5. Допустима температура лопаток турбіни $T_д$, К	—"—	1070	—

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
6. Адіабатичний ККД ступеня компресора $\eta_{ак}$	—"—	0,895	—
7. Коефіцієнт повноти згоряння КЗ та КЗПП, $\eta_{кз}$, $\eta_{кзпп}$	—"—	0,99	—
8. КВПТ вхідного пристрою $v_{вх}$	—"—	0,98	—
9. КВПТ перехідника компресора $v_к$	—"—	0,995	—
10. КВПТ КЗ, $v_{КЗ}$	—"—	0,96	—
11. КВПТ КЗПП, $\nu_{кзпп}$	—"—	0,97	—
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{т3}$	—"—	0,995	—
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	—"—	0,98	—
14. КВПТ МПВ1 і КО $\nu_{кто}$	—"—	0,96	—
15. КВПТ МПВ2 $\nu_{пв_2}$	—"—	0,98	—
16. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{Т1}$	—"—	0,89	—
17. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{Т2}$	—"—	0,91	—
18. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{Т3}$	—"—	0,92	—
19. Механічний ККД турбін η_{mi}	—"—	0,995	—
20. Механічний ККД редуктора $\eta_р$	—"—	1,000	—
21. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{К2}$	—"—	0,985	—
22. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолоджуючого повітря g_e	—"—	0,0220	—
23. "Недогрів" газу до T_3 у КЗПП, Δ_d, град.	—"—	240	—
24. Міра підвищення тиску в ексгаустері $\pi_{екс}$	—"—	2,8	—
25. Температура охолоджуючої води на вході в КО, $T_{охв}$, К	—"—	288	—
26. Мінімальний температурний напір в КО $\Delta T_{охв}$, К	—"—	15	—
27. Температура води перед МПВ, $T_{1_{вп}}$, К	—"—	333	—
28. Температура води за МПВ, $T_{2_{вп}}$, К	—"—	373	—
29. Мінімальний температурний напір в МПВ, $\Delta T_{квп}$, град.	—"—	12	—
30. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u, кДж/кг	—"—	50032	—
31. Стехіометрічна кількість повітря L_0, кг/кг	—"—	17,18	—
32. Витрата повітря через КНТ $G_{к_1}$, кг/с	—"—	71,0	—
33. ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	—"—	0,985	—

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
34. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{к2}$	—"—	4,455	—
35. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{к1}$	$\pi_{K1} = \frac{\pi_{K_\Sigma}}{\pi_{K2}}$	4,4	—
36. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{к1}$ (у першому наближені $k_{п1} = 1{,}4$)	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}\eta_{ак}}} - 1}$	0,8714	0,8716
37. Дійсний підігрів повітря в компресорі $\Delta T_{к1}$, град	$\frac{T_{зов}\left(\pi_{к}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1\right)}{\eta_{к1}}$	174,16	172,88
38. Температура повітря за КНТ $T_{2.1}$, К	$T_{зов} + \Delta T_{к1}$	462,16	460,88
39. Середня температура процесу в КНТ $T_{сер_{к1}}$, К	$T_{зов} + \frac{\Delta T_{к1}\eta_{к1}}{2}$	363,88	363,34
40. Теплоємність повітря в КНТ $c_{P_{П1}}$, кДж/ (кг·К)	$f\left(T_{сер_{К1}}\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,01	1,01
41. Показник ізоентропи для процесу в КНТ $k_{п1}$ (перехід на п.36 для другого наближення)	$\frac{c_{P_{П1}}}{c_{P_{П1}} - R_{п}}$	1,3967	1,3968
42. Тиск повітря на вході в КНТ P_1, МПа	$P_{зов}\nu_{вх}$	0,0993	—
43. Тиск повітря на вході в КНТ $P_{2.1}$, МПа	$P_1\pi_{K1}$	0,4370	—
44. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{К2}$ (у першому наближенні $k_{П2} = 1{,}38$)	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}\eta_{ак}}} - 1}$	0,8721	0,8724
45. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, град	$\frac{T_{2.1}\left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1\right)}{\eta_{к2}}$	269,69	267,49
46. Температура повітря за КВТ T_2, К	$T_{2.1} + \Delta T_{к2}$	731,85	728,37
47. Середня температура процесу в КВТ $T_{сер_{к2}}$, К	$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2}\eta_{к2}}{2}$	579,76	577,56
48. Теплоємність повітря в КВТ $c_{P_{П2}}$, кДж/ (кг·К)	$f\left(T_{сер_{К2}}\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,0470	1,0460
49. Показник ізоентропи процесу в КВТ $k_{п2}$ (перехід на п.44 для другого наближення)	$\frac{c_{P_{П2}}}{c_{P_{П2}} - R_{п}}$	1,3778	1,3781
50. Тиск повітря на вході в КНТ $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1}\nu_K$	0,4346	—

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
51. Тиск повітря на виході з КВТ P_2, МПа	$P_{1.2}\pi_{K2}$	1,936	—
52. Теплоємності повітря в ОКЗ, кДж/(кг*К), $c_{P_П}\Big\|_{293}^{T_3}$, $c_{P_П}\Big\|_{293}^{T_2}$	$f\left(T_{\text{сер}_{K2}}\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,1180 1,0320	—
53. Теплоємність чистих продуктів згоряння $c_{P_Г}\Big\|_{293}^{T_3}$, кДж/(кг*К)	$f\left(T_{\text{сер}_{K1}}, \alpha = 1\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,2900	—
54. Відносна витрата палива в ОКЗ g_{t_o}	$\dfrac{c_{p_n}\Big\|_{293}^{T_3}(T_3-293) - c_{p_n}\Big\|_{293}^{T_2}(T_2-293)}{H_u\eta_{K3} - \left[c_{p_{\alpha=1}}\Big\|_{293}^{T_3}(L_0+1) - c_{p_n}\Big\|_{293}^{T_3}L_0\right](T_3-293)}$	0,0197	—
55. Коефіцієнт надлишку повітря в ОКЗ, α_1	$\dfrac{1}{g_{t_o}\cdot L_0}$	2,9500	—
56. Тиск газу на виході з ОКЗ P_3, МПа	$P_2\nu_{K3}$	1,8586	—
57. Число охолоджуваних вінців ТВТ n_{ox1} (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста, n_{ox1}=2)	$\text{ціле}\dfrac{2\cdot\lg\dfrac{T_Д}{T_3}}{\lg\left[1-\left(\dfrac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$	2	—
58. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТВТ g_{ox1} ($T_{ox} = T_2$; $\beta_{т1} = 0{,}9$; $k_t = 1{,}05$)	$ak_T g_e \beta_{T_1}\dfrac{n_{ox_1}+1}{2}\times \times\dfrac{T_3 - T_Д}{T_Д - T_{ox}}\left(\dfrac{T_3}{T_{ox}}\right)^{0,25}$	0,063	—
59. Оціночна температура перед ТНТ $T`_{3.2}$, К	$T_3 - 0{,}91\dfrac{\Delta T_{K_2}}{2}$	1358,3	—
60. Число рядів охолоджуваних лопаток ТНТ n_{ox2} (з урахуванням того, що ТНТ двоступінчаста, n_{ox2}=2)	$\text{ціле}\dfrac{2\cdot\lg\dfrac{T_Д}{T'_{3.2}}}{\lg\left[1-\left(\dfrac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$	2	—
61. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТНТ g_{ox_2}, (k_t = 1,05; $T_{ox}=T_2$; β = 0,98)	$ak_t g_e\dfrac{n_{ox_2}+1}{2}\times\beta_{T_2}\dfrac{T'_{3.2}-T_д}{T_д - T_{ox}}\left(\dfrac{T'_{3.2}}{T}\right)^{0,25}$	0,0469	—
62. Температура газу за КЗПП, $T_{3д}$, К	$T_3 - \Delta_d$	1240,0	—
63. Число охолоджуваних вінців ТГ n_{ox3}	$\text{ціле}\dfrac{2\cdot\lg\dfrac{T_д}{T_{3_д}}}{\lg\left[1-\left(\dfrac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$	3	—

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
64. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТГ, g_{ox_3} (прийнято $T_{ox} = T_{2.1}$; $\beta_{т_3}$ =0,98; $k_т$ =1,05)	$1{,}4k_т g_e \beta_{т_3} \frac{(n_{ox_3}+1)}{2} \times \frac{\left(T_{3_д} - T_д\right)}{\left(T_д - T_{ox}\right)} \cdot \left(\frac{T_{3_д}}{T_{ox}}\right)^{0,25}$	0,0360	—
65. Коефіцієнт витрати повітря для ОКЗ $\alpha_{КЗ}$	$\alpha_{к_2} - g_{ox_1} - g_{ox_2} - g_{ox_3} - 0{,}012$	0,8270	—
66. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{T_1}	$\frac{(1+g_{пал}).\alpha_{КЗ}}{\alpha_{K_2}}$	0,8560	—
67. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{T_2}	$\beta_{T_1}\alpha_{k_2} + g_{ox_1} + 0{,}006$	0,9120	—
68. Коефіцієнт витрати для КЗПП $\alpha_{КЗПП}$	$\beta_{T_2} + g_{ox_2} + 0{,}004$	0,9630	—
69. Коефіцієнт витрати газу для газовідводу $\beta_{ГВ}$	$\beta_{T_3} + 0{,}004$	0,9670	—
70. Середня температура газу в ТВТ $T_{сер_{T1}}$, К	$T_3 - 0{,}91\frac{T_{k_2}}{2\eta_{T_1}}$	1358,3	—
71. Теплоємність газу для процесу в ТВТ: $c_{p_{Г_1}}$ $кДж/(кг.К)$	за діаграмою c_p - T	1,2740	—
72. Показник ізоентропи для процесу в ТВТ $k_{Г_1}$	$\frac{c_{p_{Г_1}}}{c_{p_{Г_1}} - R_Г}$, $R_Г = 0{,}288$	1,2908	—
73. Коефіцієнт балансу потужності ТКВТ C_2	$\frac{c_{p_{П_2}}}{\beta_{T_1} c_{p_{Г_1}} \eta_{T_1}}$	0,9636	—
74. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{T_1}, К	$C_2.\Delta T_{к_2}$	257,75	—
75. Оціночна температура за ТВТ $T'_{4.1}$, К	$T_3 - \Delta T_{T_1}$	1222,3	—
76. Теплоємності повітря і газу для процесу змішування: $кДж/(кг.К)$ $c_{p_{П.сум}}$ $c_{p_{Г.сум}}$	за діаграмою c_p - T $f(T'_{4.1}, \alpha_П)$ $f(T'_{4.1}, \alpha)$	— 1,1790 1,2490	— — —
77. Температура газу за ТВТ $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{к_2}.\beta_{T_1}.\left(T_3 - \Delta T_{T_1}\right)}{\left(\alpha_{к_2}.\beta_{T_1} + g_{ox_1}\right)} + \frac{c_{p_{п.сум}}.g_{ox_1}.T_2}{c_{p_{г.сум}}.\left(\alpha_{к_2}.\beta_{T_1} + g_{ox_1}\right)}$	1185,3	—
78. Міра зниження тиску в ТВТ π_{T_1}	$\left(\frac{T_3\eta_{T_1}}{T_3\eta_{T_1} - \Delta T_{T_1}}\right)^{\frac{k_{Г_1}}{k_{Г_1}-1}}$	2,629	—
79. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{T_1}}$	0,7070	—
80. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1185,0	—

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
81. Середня температура газу в ТНТ $T_{сер_{Т2}}$, К	$T_{3.2} - 0{,}9\dfrac{T_{k_1}}{2\eta_{T_2}}$	1107,5	—
82. Теплоємність газу для процесу в ТНТ $c_{p_{Г2}}$	за діаграмою c_p - Т	1,2280	—
83. Показник ізоентропи для процесу в ТНТ $K_{Г_2}$	$\dfrac{c_{p_{Г_2}}}{c_{p_{Г_2}} - R_Г}$	1,3049	—
84. Температура перед ексгаустером Т8, К	Тохв + ΔТохв	303,0	—
85. Адіабатичний ККД ексгаустера $\eta_{екс}$ в першому наближенні приймаємо: $k_{ге} = 1.34$	$\dfrac{\pi_{екс}^{\frac{k_{ге}-1}{k_{ге}}} - 1}{\pi_{екс}^{\frac{k_{ге}-1}{k_{ге}\cdot\eta_{ак}}} - 1}$,	0,8810	0,8800
86. Дійсний підігрів газу в ексгаустері $\Delta T_{екс}$, К	$\dfrac{T_8 \cdot (\pi_{екс}^{\frac{k_{ге}-1}{k_{ге}}} - 1)}{\eta_{екс}}$	102,71	111,75
87. Температура газу за ексгаустером T_9, К	$T_8 + \Delta T_{екс}$	405,71	414,75
88. Середня температура газу для процесу в ексгаустері $T_{ср.екс}$, К	$T_8 + \dfrac{\Delta T_{екс} \cdot \eta_{екс}}{2}$	348,23	352,15
89. Масова ізобарна теплоємність для процесу в ексгаустері $c_{рге}\|_{T_8}^{T_9}$, $кДж/(кг.К)$	$c_{рге}\|_{T_8}^{T_9} = f(T_{ср.екс};\alpha)$ за діаграмою c_p - Т	1,0520	1,0520
90. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в ексгаустер $k_{ге}$	$k_{ге} = \dfrac{c_{рге}\|_{T_8}^{T_9}}{c_{рге}\|_{T_8}^{T_9} - R_г}$	1,3750	1,3750
91. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{T_2}, K	$\Delta T_{T_2} = \dfrac{\alpha_{к1}.C_{РП1}.\Delta T_{к1} + \beta_{ГВ}.c_{рге}\|_{T_8}^{T_9}.\Delta T_{екс}}{\beta_{Т2}.C_{рг2}}$ $\alpha_{к1} = 1$ - коефіцієнт витрати КНТ	261,23	—
92. Оціночна температура за ТНТ $T'_{4.2}$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{T_2}$	924,11	—
93. Теплоємності повітря і газу для процесу змішування, $кДж/(кг.К)$: $c'_{p_{П.сум}}$ $c'_{p_{Г.сум}}$	за діаграмою c_p - Т $f(T'_{4.2}, \alpha_П)$ $f(T'_{4.2}, \alpha)$	1,1260 1,1880	—
94. Температура газу за ТНТ $T_{4.2}$, К	$\dfrac{\beta_{T_2}(T_{3.2} - \Delta T_{T_2})}{\beta_{T_2} + g_{ox_2}} + \dfrac{c'_{p_{п.сум}} g_{ox_2} T_2}{c'_{p_{Г.сум}}(\beta_{T_2} + g_{ox_2})}$	912,68	—
95. Міра зниження тиску в ТНТ π_{T_2}	$\left(\dfrac{T_{3.2}\eta_{T_2}}{T_{3.2}\eta_{T_2} - \Delta T_{T_2}}\right)^{\frac{k_{Г_2}}{k_{Г_2}-1}}$	3,2764	—

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
96. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа (з урахуванням того, що $\nu_{T_1} = 1,0$)	$P_{4.1}\nu_{T_1}$	0,7070	—
97. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{T_2}}$	0,2158	—
98. Температура газу за КЗПП, $T_{3д}$, К	$T_3 - \Delta_d$	1240,0	
99. Теплоємності повітря в КЗ, $c_{p_п}\|_{293}^{T_{3д}}$ кДж/(кг*К)	$f(T_{сер})$ за діаграмою $c_p - T$	1,0910	—
100. Теплоємність продуктів згоряння , кДж/(кг*К), $c_{p_г}\|_{293}^{T_{3д}}$; $c_{p_г}\|_{293}^{T_{4.2}}$	$f(T_{сер})$ при α_1 за діаграмою $c_p - T$	1,2510 1,1990	—
101. Теплоємність чистих продуктів згоряння $c_{p.г_{\alpha=1}}\|_{293}^{T_{3д}}$, кДж/(кг*К)	$f\left(T_{сер_{К1}}, \alpha = 1\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,2510	—
102. Відносна витрата палива на КЗПП, $g_{t_д}$	$\frac{c_{p_г}\|_{293}^{T_{3д}} \cdot (T_{3д} - 293) - c_{p_г}\|_{293}^{T_{4.2}} \cdot (T_{4.2} - 293)}{H_u \eta_{кспп} - \left[c_{p.г_{\alpha=1}}\|_{293}^{T_{3д}} \cdot (L_0 + 1) - c_{p_п}\|_{293}^{T_{3д}} \cdot L_0\right] \cdot (T_{3д} - 2}$	0,0091	—
103. Відносна витрата палива на ГТД, g_{t_Σ}	$g_{t_o} + \frac{\alpha_{кзпп}}{\alpha_{кз}} \cdot g_{t_д}$	0,0290	—
104. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗПП, α_2	$\frac{1}{g_{t_\Sigma} \cdot L_0}$	2,016	—
105. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{3д}$	1240,0	—
106. Тиск газу перед ТГ $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2}\nu_{T3}$	0,2150	—
107. Тиск газу за ТГ P_4, МПа	$\frac{P_{зов}}{\pi_{екс} \cdot \nu_{гв} \cdot \nu_{кто} \cdot \nu_{пв_2} \cdot \nu_{т_3}}$	0,0390	—
108. Тиск газу перед ТГ $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot \nu_{кзпп}$	0,2090	
109. Міра зниження тиску в ТГ π_{T_3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	5,443	—
110. Коефіцієнт витрати для ТГ, β_{t_3}	$(1 + g_{t_д}) \cdot \alpha_{кзпп}$	0,9717	—
111. Середня температура газу в ТГ $T'_{сер_{Т3}}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{k_1} + \Delta T_{k_2}}{4}$	1129,9	—
112. Теплоємність газу для процесу в ТГ $c_{p_{Г3}}$, $кДж/(кг.К)$	$f(T'_{сер_{Т3}}, \alpha)$ за діаграмою c_p - T	1,2324	1,1732
113. Показник ізоентропи для процесу в ТГ $k_{Г_3}$	$\frac{c_{p_{Г3}}}{c_{p_{Г3}} - R_Г}$	1,3036	1,3239

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
114. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{T_3}, K$	$T_{3.3}\left(1-\frac{1}{\pi_{T_3}^{\frac{k_{г3}-1}{k_{г3}}}}\right)\eta_{T_3}$	375,51	390,78
115. Температура газу за ТГ T_4, К	$T_{3.3}-\Delta T_{T_3}$	864,49	849,22
116. Середня температура газу в ТГ Тсерт3, К (повернення до п.)	$T_{3.3}-\frac{\Delta T_{T_3}}{2\eta_{T_3}}$	1035,9	—
117. Ефективна питома потужність ГТА, $N_{пит_{гтд}}$, кВт/(кг/с)	$c_{p_{г_3}}\cdot\Delta T_{т_3}\cdot\beta_{т_3}\cdot\eta_{m_3}\cdot\nu_{вх}$	434,38	—
118. Ефективна потужність ГТА N_e, кВт	$N_{e_{пт}}\cdot G_{к_1}$	30841	
119. Витрата повітря через КВТ $G_{к_2}$, кг/с	$G_{к_1}.\alpha_{к2}$	69,94	—
120. Витрата повітря через ОКЗ $G_{П_{кз}}$, кг/с	$G_{к_1}.\alpha_{кз}$	58,73	—
121. Годинна витрата палива на ГТД $G_{Пал.год}$, кг/с	$g_{t_\Sigma}\cdot\alpha_{кз}\cdot G_{к_1}\cdot 3600$	6083,3	—
122. Годинна витрата палива на ОКЗ, $G_{пал_{окз}}$, кг/г	$g_{t_o}\cdot\alpha_{кз}\cdot G_{к_1}\cdot 3600$	4172,1	
123. Годинна витрата палива на КЗПП, $G_{пал_{кзпп}}$, кг/г	$G_{пал_{год}}-G_{пал_{окз}}$	1911,2	
124. Витрата повітря на охолодження лопаток ТВТ G_{ox_1}, кг/с	$G_{к_1}.g_{ox_1}$	4,442	—
125. Витрата газу на через ТВТ G_{T_1}, кг/с	$G_{к_2}.\beta_{T_1}$	59,89	—
126. Витрата повітря на охолодження лопаток ТНТ G_{ox_2}, кг/с	$G_{к_1}.g_{ox_2}$	3,279	—
127. Витрата газу через ТНТ G_{T_2}, кг/с	$G_{к_1}.\beta_{T_2}$	64,76	—
128. Витрата повітря на охолодження лопаток ТГ G_{ox_3} кг/с	$G_{к_1}g_{ox_3}$	2,581	—
129. Витрата газу на вході КЗПП, $G_{кзпп}$, кг/с	$G_{к_1}\alpha_{кзпп}$	58,73	
130. Витрата газу через ТГ G_{T_3}, кг/с	$G_{к_1}.\beta_{T_3}$	68,37	—

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
131. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$ кг/с	$G_{к_1}.\beta_{ГВ}$	68,65	—
132. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e}, кг/(кВт·год)	$\frac{G_{пал_{год}}}{N_e}$	0,1973	—
133. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e}.H_u}$	0,3648	—
134. Електричний ККД електростанції $\eta_{ел}$	$\eta_e \cdot \eta_{ег}$	0,3593	—
135. Температура газу за МПВ1, T_6, К	$T_{1_{вп}} + \Delta T_{квп}$	345,0	—
136. Середня температура газу для процесу в МПВ1, $T_{ср.квп}$	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	604,74	—
137. Середня теплоємність газу для процесу в МПВ1, $c_{рг}\|_{T_6}^{T_4}$ кДж/(кг*К)	$f(T_{сер})$ при α_2 за діаграмою $c_p - T$	1,1273	—
138. Товарна кількість тепла когенерації за ГТД, $Q_{к_{гтд}}$ кВт	$G_{гв} \cdot c_{рг}\|_{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6)$	40205	—
139. Температура газу за МПВ2, T_{10}, К	$T_{2_{вп}} + \Delta T_{квп}$	385,0	—
140. Середня температура газу для процесу в МПВ2, $T_{ср.квп}$	$\frac{T_9 + T_{10}}{2}$	395,35	—
141. Середня теплоємність газу для процесу в МПВ2, $c_{рг}\|_{T_{10}}^{T_9}$ кДж/(кг*К)	$f(T_{сер})$ при α_2 за діаграмою $c_p - T$	1,0768	—
142. Товарна кількість тепла когенерації за ексгаустером, $Q_{к_{екс}}$ кВт	$G_{гв} \cdot c_{рг}\|_{T_{10}}^{T_9} \cdot (T_9 - T_{10})$	1530,8	—
143. Товарна кількість тепла когенерації електростанції, $Q_к$ кВт	$Q_{к_{гтд}} + Q_{к_{екс}}$	41736	—
144. Коефіцієнт ефективності когенерації, $\beta_{ког}$	$\frac{Q_{к_{гтд}} + Q_{к_{екс}}}{g_{t_\Sigma} \cdot \alpha_{кз} \cdot G_{к_1} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}$	0,4986	—
145. Тепловий ККД електростанції	$\frac{N_e \cdot \eta_{ег} + Q_{к_{гтд}} + Q_{к_{екс}}}{g_{t_\Sigma} \cdot \alpha_{кз} \cdot G_{к_1} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}$	0,8616	—

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

					ДП.142.6231м.18.04.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент.		Стрєльніков М.Д.			Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перерізу	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					54	77
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 4
ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ

При розрахунку теплової схеми газотурбінного агрегату, отримані значення параметрів повітря і газу, що дозволяють визначити розміри проектованого агрегату і викреслити меридіональний переріз проточної частини ГТД, а також ескізи, ПК. Але для цього необхідно знати габаритні розміри компресорів, камери згоряння, турбін, ПК.

Габаритний розрахунок виконується з метою визначення радіальних і осьових розмірів компресорів, турбін і камери згоряння. Він дозволяє оцінити в першому наближенні число ступенів компресорів і турбін, і частоти обертання турбокомпресорних блоків, для камери згоряння оцінити число жарових труб, щоб отримати дані для викреслювання меридіонального перерізу проточної частини ГТД. При компоновані поздовжнього розрізу ГТД перехідники між агрегатами визначаються конструктивно [3].

4.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів та ексгаустеру двокаскадного ГТД

В результаті розрахунку ГТА на повну потужність отримані основні початкові дані, необхідні для розрахунку компресорів. Щоб викреслити меридіональний переріз проточної частини компресорів, необхідно визначити: зовнішній і внутрішній діаметри на вході, число ступенів, величину проекцій хорд лопаток на осьовий напрямок на середньому діаметрі, осьові зазори між лопатками, зовнішній і внутрішній діаметри на виході з компресора.

Розрахунок компресора багато в чому пов’язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обертання турбокомпресорного блоку, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування турбіни.

Іншою важливою задачею розрахунку компресорів є підбор оптимального варіанта стикування КНТ і КВТ, зі збереженням плавності лінії струму на середньому

діаметрі, з метою одержання максимальних ККД компресорів і забезпечення нерозривності струму.

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ГТД, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [2].

Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів компресорів, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності (табл. 4.1.)

Таблиця 4.1 - Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів та ексгаустеру

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення		
			КНТ	КВТ	Ексгаустер
1. Міра підвищення тиску	$\pi_к$	–	4,4	4,455	2,8
2. Витрата повітря через компресор	$G_к$	кг/с	71	69,94	67,28
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	462,16	303
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	462,16	731,85	405,71
5. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0993	0,4346	0,0394
6. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	0,4368	1,9360	0,1104
7. Показник адіабати процесу	$k_в$	–	1,3988	1,3899	1,3986
8. Середня теплоємність повітря	$c_{рв}$	кДж/(кг·К)	1,0067	1,0230	1,0071
9. Газова стала повітря	$R_в$	кДж/(кг·К)	0,2881		

Таблиця 4.2 - Визначення габаритних розмірів осьових компресорів та ексгаустеру

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Ексгаустер
1. Колова швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{н1}$, м/с	Приймається [4] 250...350 – для КНТ 240…340 – для КВТ	300	300	360
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\overline{C}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,45	0,50
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор C_{a1}, м/с	$\overline{C}_{a1} \cdot u_{н1}$	150,0	135,0	180,0
4.Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1, $k_{рп1}$	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3988	1,3899	1,3986
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{C_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,4831	0,3437	0,5652

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Ексгаустер
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}}\left[\frac{k_n+1}{2}\left(1-\frac{k_n-1}{k_n+1}\lambda_{c_{a1}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,6902	0,5163	0,7777
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1, м^2	$\frac{G_к\sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n\cdot 10^3}\left(\frac{2}{k_n+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}\cdot p_1\cdot 10^6\cdot q(\lambda_{c_{a1}})}$	0,4352	0,1662	0,9824
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вт}$	Приймається [4] 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,5	0,75	0,4
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{з1}$, м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi\left(1-d_{вт}^2\right)}}$	0,8596	0,6955	1,2203
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вт}\cdot D_{з1}$	0,4298	0,5216	0,4881
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{с1}$, м	$\frac{1}{2}\left(D_{з1}+D_{в1}\right)$	0,6447	0,6085	0,8542
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$\frac{(D_{з1}-D_{в1})}{2}$	0,2149	0,0869	0,3661
13. Частота обертання ротора компресора $n_к$, об/хв.	$\frac{60\cdot u_{з1}}{\pi\cdot D_{з1}}$	6666	8238	6666
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[4]	ВТ3-1	Х17Н2	ВТ3-1
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{мк}$, кг/м^3	Приймається[4]	4540	7850	4540
16. Межа тривалої міцності матеріалу лопатки $\sigma_к$, МПа	Приймається[4]	950	920	950
17. Напруга розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{к1}$, МПа	$9{,}8\cdot\left(\frac{\rho_{мк}}{7850}\right)\cdot n_к^2\cdot F_1\cdot 10^{-6}$	109,6	110,6	247,4
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	$\frac{\sigma_к}{\sigma_{к_1}}\geq(1{,}5...2{,}0)$	8,85	8,32	3,84
19. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2}, м/с	$(0.9\div 0.94)C_{a1}$	135,00	121,50	169,2
20.Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2, $k_{г2}$	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n}-R_n}$	1,3899	1,3607	1,3944
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1}RT_2}}$	0,3437	0,2469	0,4595

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.18.04.ПЗ	Арк. 57

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Ексгаустер
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}}\left[\frac{k_n+1}{2}\left(1-\frac{k_n-1}{k_n+1}\lambda_{C_{a2}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5163	0,3810	0,6629
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2, м^2	$\frac{G_2\sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n\cdot 10^3}\left(\frac{2}{k_n+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\cdot p_2\cdot 10^6\cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,1679	0,0641	0,4587
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$	$D_3 = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,8596	-	1,2203
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,7246		0,9514
	$D_{C2} = \frac{D_{32}+D_{B2}}{2}$	0,7921		1,0858
	$D_{B2} = D_{B1}$	-	0,5216	-
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$		0,5947	
	$D_{C2} = \frac{D_{32}+D_{B2}}{2}$		0,5582	
25. Висота останньої лопатки компресора l_{K2}, м	$\frac{D_{32}-D_{B2}}{2}$	0,0675	0,0365	0,1345
26. Міра підвищення тиску в компресорі π_K	Приймається	4,455	4,4	2,8
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{ст_к}$	1.22...1.24 – для КНТ 1.15...1.17 – для КВТ	1,22	1,17	1,22
28. Число ступенів компресора z_K	Ціле $\frac{\lg\pi_к}{\lg\pi_{к_{ст}}}$	8	10	6
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ск}$, м^2	$\frac{F_1+F_2}{2}$	0,3016	0,1151	0,7205
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня,м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_в = \text{const}$	$D_3 = \text{const}$
	$D_{3C} = D_{32}$	0,8596	-	1,2203
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3C}^2 - \frac{4F_{ск}}{\pi}}$	0,5957	-	0,7561
	$D_{CC} = \frac{D_{3C}+D_{BC}}{2}$	0,7276	-	0,9882
	$D_{BC} = D_{B2}$	-	0,5216	-
	$D_{3C} = \sqrt{D_{BC}^2 - \frac{4F_{ск}}{\pi}}$	-	0,6471	-
	$D_{CC} = \frac{D_{3C}+D_{BC}}{2}$	-	0,5843	-

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Ексгаустер
31. Висота останньої лопатки компресора $l_{кс}$, м	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$	0,1319	0,0627	0,2321
32.Відносна висота лопатки компресорного ступеня ϑ_c	$\frac{D_{сс}}{l_{кс}}$	5,516	9,316	4,258
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\overline{L}_{стк}$	0,087353+0,02604νлс+0,00092×νлс2+ +0,00004 νлс3	1,052	1,228	1,004
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}$,м	$l_{кс} \cdot \overline{L}_{стк}$	0,1388	0,0770	0,2331
38. Осьовий габарит проточної частини $L_к$,м	$L_{стк} \cdot z_к$	1,1101	0,7704	1,3984
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою Lв.п.,м	0,22·Dз1	0,1547	–	–
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Lп.к.к.,м	0,45·Dз1	0,3868	–	–
41. Довжина перехідника компресора Lп.к.,м	0,34·Dз2	0,3008	–	–

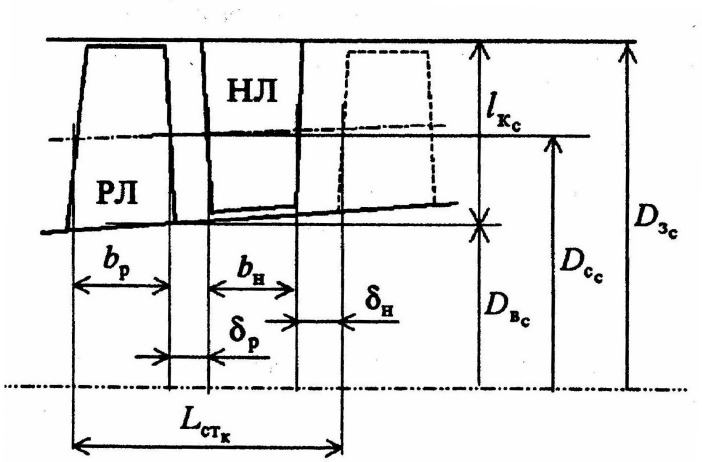

Рисунок 4.1 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьового компресора

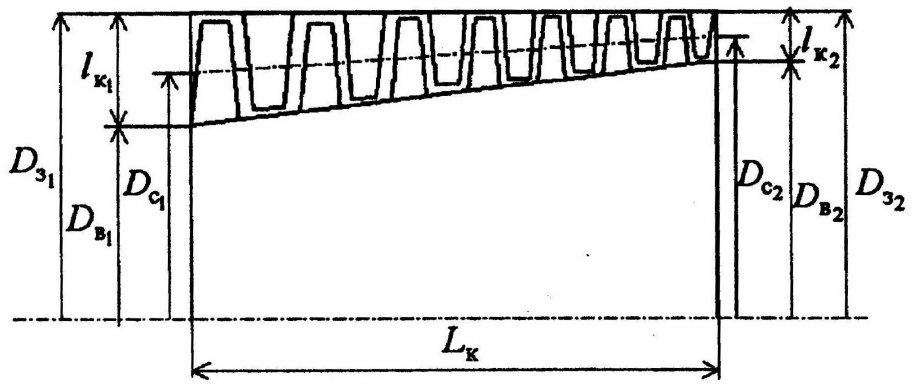

Рисунок 4.2 – Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

4.2. Визначення габаритних розмірів основної камери згоряння ГТД

З розрахунку ГТА на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку ОКЗ.

Камера згоряння протитечійна, трубчасто-кільцевого типу. Для зручності розрахунок ведеться в табличній формі (1.8). Вихідні дані для розрахунку приведені в табл. 4.3. Як паливо для ГТА використовуються природній газ.

Таблиця 4.3 - Вихідні дані до габаритного розрахунку камери згоряння

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗ	$P_{1кз}$	Па	1936000
2.Годинна витрата палива	$G_{пг}$	кг/год	4172,1
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{п.диф.}$	кг/с	58,73
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{кз}$	–	0,990
5.Теплотворна здатність газоподібного палива	H_u	кДж/кг	50032
6.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	17,18

Таблиця 4.4 - Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
1. Тиск повітря на вході в КЗ $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	**1,936·10⁶**		
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v, кДж/(м³·год·Па)	Приймається[1]	**1100**		
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м³	$(G_{пал_{год}} H_u \cdot \eta_{кз})/(Q_v \cdot p_1^{кз})$	**0,097**		
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	14	**16**	18
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.} \cdot 10^{-3}$	6,93	**6,06**	5,39
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[1]	**0,7**		
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	**3,65**		
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,151	**0,145**	0,139
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,552	**0,528**	0,507
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,2 \cdot d_{ж.т.}$	0,030	**0,029**	0,028
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin\frac{180^o}{n_{ж.т.}}}$	0,815	**0,889**	0,961
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_г$	Приймається (1.10...1.8)	**1,4**		
13. Витрата первинного повітря через фронтові пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{пал_{год}} \cdot \alpha_г \cdot L_0)/3600$	**40,64**		

Продовж. табл. 4.4.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{\text{в.п}}$, кг/с	$G_{пал_{диф}} - G_{\text{п1}}$	**18,09**		
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз}_{\text{ж.т.}}}$, м^2	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,251	**0,263**	0,273
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м^2	$2{,}3 \cdot F_{\text{кз}_{\text{ж.т.}}}$	0,578	**0,604**	0,628
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{э_{кз}}$, м	$D_{c_{кз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{c_{кз}}}$	1,041	**1,106**	1,169
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{в}_{\text{кз}}}$, м	$D_{\text{с}_{\text{кз}}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с}_{\text{кз}}}}$	0,590	**0,673**	0,752
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0{,}56 \cdot D_{c2_{квт}}$	**0,313**		
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{\text{цкз}}$, м	$l_{\text{ж.тр}}$ / b	0,484	**0,463**	0,445
21. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1{,}15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,635	**0,607**	0,584

Для подальших розрахунків обираємо 16 жарових труб.

Варто звернути увагу на те, що довжину осерадіального дифузора можна прийняти конструктивно спираючись на досвід проектування подібних двигунів.

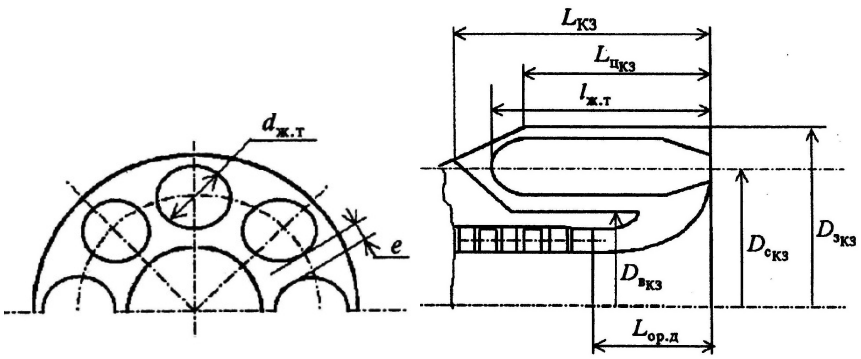

Рисунок 4.3 – Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

4.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

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

Слід зазначити, що розрахунок проводиться для оптимізації на ІВМ РС з використанням програми газодинамічного розрахунку осьової силової турбіни. Це обу-

мовлено необхідністю одержання заданих частот обертання ТКВТ і ТКНТ, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування.

У ході розрахунку визначається середній діаметр на вході в ТГ. Необхідно враховувати загальне компонування турбіни з опорним вінцем ТНТ. А також необхідно забезпечити плавність лінії струму від ТНТ до ТГ. Силовий розрахунок силової ТГ проводиться лише після оціночного газодинамічного розрахунку турбіни для аналізу залежності вихідної потужності і частоти обертання турбіни від середнього діаметра D_{c3}, кута виходу потоку із соплової решітки α_{11}, кутів розкриття проточної частини $\gamma_к$ та $\gamma_п$ і т.д. Необхідність у забезпеченні потужності на фланці двигуна не менш N_e =16 МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі КГТА передбачається висока температура газу і перед турбінами: 1480,0 К перед ТВТ; 1185,3 К перед ТНТ і 1270,0 К перед силовою турбіною. Що вимагає високоефективних схем охолодження соплових робочих лопаток, застосування корозіонностійкого покриття лопаток. Для захисту лопаток від корозії застосовується покриття системи Me·Co·Cr·Al·Y.

Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 4.5. Розрахунок габаритних розмірів турбін представлені в табл. 4.6.

Таблиця 4.5 - Вихідні дані к габаритному розрахунку турбін

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газопарової суміші через турбіну	$G_{гп}$	кг/с	59,89	64,76	68,37
2. Витрата охолоджуючого агента	$G_{ох}$	кг/с	4,44	3,28	2,58
3. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1480,0	1185,3	1270,0
4. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1185,3	916,3	836,64
5. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	1,8586	0,7069	0,2190
6. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	0,7069	0,2201	0,0394
7. Показник адіабати процесу	$k_г$	–	1,2839	1,3004	1,2957
8. Середня ізобарна теплоємність газу	$c_{ргп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	1,2981	1,2576	1,2425
9. Частота обертання турбіни	$n_т$	об/хв	8238	6666	3000
10. Кут виходу газу з соплової решітки	α_{11}	град	16	18	25

Таблиця 4.6- Розрахунок габаритних розмірів турбін

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Кількість ступенів $z_т$ (округлити до цілого значення).	$\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg\left[1-\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$	1	2	6
2. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H^*_{ад}$, кДж/кг	$(1+\xi_{вих})\cdot\frac{c_{ргп}\cdot\Delta T_т}{\eta^*_т}$	387,2	362,0	522,3
3. Віяловість ступеня у першому наближенні $\vartheta_т$	Приймається $\frac{D_c}{l_p}=10\ldots25$	30	30	15
4. Реактивність біля кореня лопатки $\rho_к$	Приймається 0...0,3	0,30	0,26	0,00
5. Реактивність на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_к+\frac{2\vartheta_т-1}{\vartheta_т^2}<0,5$	0,3756	0,3256	0,1289
6. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня c_1, м/с	$\varphi_{c1}\cdot\sqrt{2\cdot\frac{H^*_{ад}}{Z_Т}\cdot a\cdot(1-\rho_1)}$, де a = 1 – для ТВТ, ТНТ; a = 0,9 – для ТГ	681,5	484,2	381,7
7.Газодинамічна функція швидкості λ_{c1}	$\frac{c_1}{\sqrt{2\cdot\frac{k_г}{k_г+1}\cdot T_3\cdot R_{гп}}}$	0,9862	0,7808	0,5950
8.Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c_1}\left[\frac{k_г+1}{2}\left(1-\frac{k_г-1}{k_г+1}\cdot\lambda^2_{c_1}\right)\right]^{\frac{1}{k_г-1}}$	0,9998	0,9439	0,8100
9. Кільцева площа на виході з соплового апарату першого ступеня F_{3c}, м^2	$\frac{G_т\cdot\sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_г}{R_г}\left(\frac{2}{k_г+1}\right)^{\frac{k_г+1}{k_г-1}}}\cdot P_3\cdot q(\lambda_{c_1})\sin\alpha_{11}}$	0,1136	0,2731	0,8207
10. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3}, м	Приймається	0,8893	0,8893	1,2400
11. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1}, м	$\frac{F_{3c}}{\pi\cdot D_{c3}}$	0,0407	0,0977	0,2107
12. Висота робочої лопатки першого ступеня $l_{р1}$, м	$(1\ldots1,08)\cdot l_{c1}$	0,0427	0,1026	0,2212
13. Дійсна віяловість ступеня $\vartheta_{т1}$	$\frac{D_{c3}}{l_{р1}}$	20,83	8,67	5,61

Продовж. табл. 4.6.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
14.Похибка значень віяловості δ_ϑ, %	$\left\|\frac{\vartheta_т - \vartheta_{т1}}{\vartheta_т}\right\| \cdot 100\% \le 10\%$	2,2	3,1	3,2
15.Оптимальне значення (u/c_1) для першого ступеня $\nu_{опт}$	$\frac{\cos\alpha_{11}}{2\cdot(1-\rho_1)}$	0,7697	0,7051	0,5202
16. Окружна швидкість на середньому діаметрі u_3, м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_т}{60}$	383,61	310,38	194,78
17. Дійсне значення (u/c_1) для першого ступеня $\nu_д$	$\frac{u_3}{c_1}$	0,5629	0,6410	0,5103
18.Похибка значень (u/c_1) δ_ν, %	$\delta\nu = \frac{\lvert\nu_д - \nu_{опт}\rvert}{\nu_{опт}} < 15\%$	1,1674	1,0999	1,0193
19. Зовнішній діаметр на виході з СА $D_{з3}$, м	$D_{c3} + l_{c1}$	0,9299	0,9871	1,4507
20. Внутрішній діаметр на виході з СА $D_{в3}$, м	$D_{c3} - l_{c1}$	0,8487	0,7916	1,0293
21. Запас міцності матеріалу робочої лопатки першого ступеня $к_{пр3}$	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{доп}}}{9{,}8\cdot\left(\frac{\rho_м}{7850}\right)\cdot n_т^2\cdot F_{3c}} \ge (1{,}5...2{,}0)$	3,21	2,04	4,31
Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни				
1. Осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4}, м/с	$(1{,}1...1{,}35)\cdot c_1 \cdot \sin\alpha_{11}$	219,8	179,6	193,6
2.Газодинамічна функція швидкості λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_г}{k_г+1}\cdot T_4 \cdot R_{гп}}}$	0,3544	0,3283	0,3699
3.Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{k_г+1}{2}\cdot\left(1-\frac{k_г-1}{k_г+1}\lambda_{c_{a4}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_г-1}}$	0,5344	0,4982	0,5539
4. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4, м^2	$\frac{(G_т + G_{ox})\cdot\sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_г}{R_{гп}}\left(\frac{2}{\kappa_г+1}\right)^{\frac{k_г+1}{k_г-1}}}\cdot P_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}$	0,1488	0,4744	2,2823
5.Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $к_{пр4}$.	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{доп}}}{9{,}8\left(\frac{\rho_м}{7850}\right)\cdot n_т^2\cdot F_4} \ge (1{,}5...2{,}0)$	2,45	2,11	3,01

Продовж. табл. 4.6.

Найменування параметра	Спосіб визначення		Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
6. Тип проточної частини	ТГ	ТВТ, ТНТ	D_c=const	D_c=const	$D_в$=const
7.Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{в4}$, м	$D_{в4} = D_{в3}$	$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D}$	0,8360	0,7195	1,5103
8. Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{з4}$, м	$D_{з4} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$	$D_{з4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D}$	0,9426	1,0591	1,9913
9. Середній діаметр вихідного перерізу D_{c4}, м	$D_{c4} = \frac{D_{н4} + D_{в4}}{2}$	$D_{c4} = D_{c3}$	0,8893	0,8893	1,0293
10. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{р4}$, м	$\frac{D_{з4} - D_{в4}}{2}$		0,0533	0,1698	0,4810
11.Віяловість останнього ступеня $\vartheta_{т4}$	$\frac{D_{c4}}{l_{р4}} \geq 3,5$		16,69	5,24	3,54
Визначення осьового габариту турбіни					
1. Кільцева площа ступеня на середньому перерізі $F_{ст}$, м^2	$\frac{F_3 + F_4}{2}$		0,1312	0,3738	1,5515
2. Зовнішній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{зс}$, м	$D_{зс} = \sqrt{D_{вс}^2 + \frac{4 \cdot F_{ст}}{\pi}}$	$D_{зс} = D_{сс} + \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_c}$	0,8893	0,8893	1,7421
3. Внутрішній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{вс}$, м	$D_{вс} = D_{в3}$	$D_{вс} = D_{сс} - \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_c}$	0,8424	0,7555	1,0293
4. Середній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{сс}$, м	$D_{сс} = \frac{D_{зс} + D_{вс}}{2}$	$D_{сс}=D_{с3}$	0,9363	1,0231	1,3857
5. Висота лопатки середнього ступеня $l_{рс}$, м	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$		0,047	0,1338	0,3564
6. Довжина ступеня турбіни $L_{ст_т}$, м	$l_{р_с}\left[\left(\frac{b}{l}\right)_с + \left(\frac{\delta}{l}\right)_с + \left(\frac{b}{l}\right)_р + \left(\frac{\delta}{l}\right)_р\right]$		0,0900	0,0900	0,1632
7. Довжина турбіни $L_т$, м	$L_{ст_т} \cdot z_т$		0,0900	0,1800	0,9789

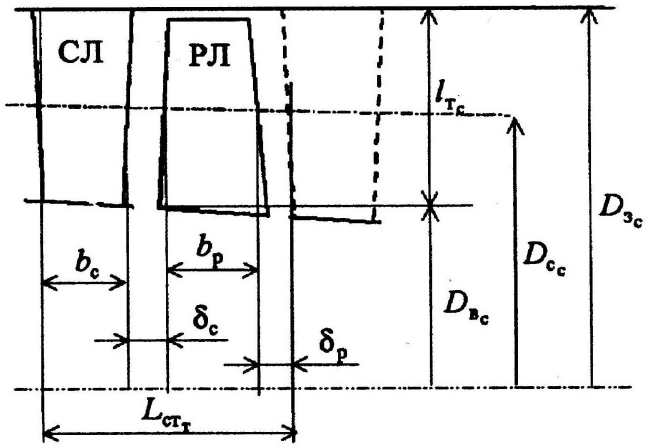

Рисунок 4.4 – Середній ступінь осьової турбіни

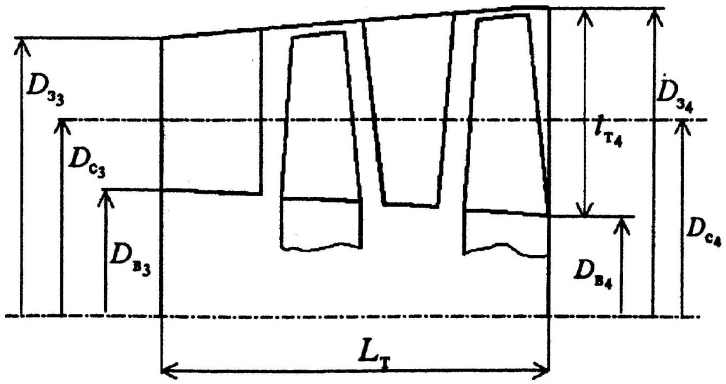

Рисунок 4.5 – Меридіанний переріз проточної частини турбіни

4.4. Визначення габаритних розмірів камери згоряння проміжного підігріву

З детального розрахунку ГТА на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку КЗПП.

Камера згоряння проміжного перегріву прямотокова, трубчасто-кільцевого типу. Для зручності розрахунок ведеться в табличній формі (4.8.). Вихідні дані для розрахунку приведені в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 - Вихідні дані до габаритного розрахунку КЗПП

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗПП	$P_{1кзпп}$	Па	220100
2. Температура газу на вході в КЗПП	$T_{1кзпп}$	К	916,3
3. Годинна витрата палива	$G_{пг}$	кг/год	1911
4. Витрата газу на виході з кільцевого дифузора	$G_{п.диф.кспп}$	кг/с	68,37
5. Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{кз}$	–	0,990
6. Теплотворна здатність газоподібного палива	H_u	кДж/кг	50032
7. Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	17,18

Таблиця 4.8 - Визначення габаритних розмірів КЗПП

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Теплонапруженість робочого об'єму КЗ Q_v, кДж/(м^3·год.·Па)	Приймається[4] 500...1100	**900**				
2. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м^3	$\frac{G_{пал_{год}} H_u \cdot \eta_{кз}}{Q_v \cdot p_1^{кз}}$	**0,4779**				
3. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[3]	8	**10**	12	14	16
4. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м^3	$\frac{V_{ж.т.}}{n_{ж.т}}$	0,060	**0,048**	0,040	0,034	0,030
5. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[4]	**0,7**				
6. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	**3,0**				
7. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,331	**0,307**	0,289	0,275	0,263
8. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,993	**0,921**	0,867	0,824	0,788
9. Встановлювальний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0.07...0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,083	**0,077**	0,072	0,069	0,066
10. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кзпп}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin\frac{180^o}{n_{ж.т.}}}$	1,0807	**1,242**	1,396	1,542	1,683
11. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_г$	Приймається (1.10...1.7)	**1,7**				
12. Витрата первинного повітря через фронтові пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$,кг/с	$(G_{пал_{год}} \cdot \alpha_г \cdot L_0)/3600$	**15,50**				
13. Відносна частина повітря в газі на вході до КЗПП, $d_п$	$1 - \frac{g_{t_o} \cdot \alpha_{кз} \cdot L_0}{\beta_{т_1}}$	**0,6725**				
14. Витрата газу через фронтові пристрої всіх жарових труб $G_{г_{п1}}$	$\frac{G_{п1}}{d_n}$	**23,05**				
15. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п}$, кг/с	$G_{г_{диф}} - G_{Г_{П_1}}$	**45,32**				
16. Осьва швидкість, $W_{кзпп}$ м/с	Приймається (20…40)	**40**				
17.Газодинамічна функція швидкості λw	$\lambda_w = \frac{w_{кзпп}}{18,12 \cdot \sqrt{T_{l_{кзпп}}}}$	**0,0729**				

Продовж. табл. 4.8.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
18.Газодинамічна функція витрати q(λ_w)	$\lambda_w \cdot \left[\frac{k_г+1}{2}\cdot\left(1-\frac{k_г-1}{k_г+1}\lambda_w^2\right)\right]^{\frac{1}{k_г-1}}$	**0,1157**				
19. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни $F_{кзппювіл}$, м^2	$\frac{G_{в.п}\cdot\sqrt{T_{1кзпп}}}{\sqrt{\frac{k_г}{R_{гп}}\left(\frac{2}{к_г+1}\right)^{\frac{k_г+1}{k_г-1}}}\cdot P_{1кзпп}\cdot q(\lambda_w)}$	**1,3606**				
20. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кзпп_{ж.т.}}$,м^2	$\frac{\pi\cdot d_{ж.т.}^2}{4}\cdot n_{ж.т.}$	0,688	**0,741**	0,787	0,829	0,867
21. Сумарна площа кільцевого каналу для $F_{кзпп\Sigma}$, м^2	$F_{кзппювіл}+F_{кзпп_{ж.т.}}$	2,048	**2,101**	2,1479	2,1894	2,2272
22. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,5\cdot D_{c4_{тнт}}$	**0,4447**				
23. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кзпп}}$, м	$\sqrt{D_{c_{кзпп}}{}^2+\frac{2F_{кзпп\Sigma}}{\pi}}$	1,5723	**1,6975**	1,8210	1,9423	2,0613
24. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$\sqrt{D_{c_{кзпп}}{}^2-\frac{2F_{кзпп\Sigma}}{\pi}}$	0,5892	**0,7873**	0,9708	1,1423	1,3039
25. Довжина циліндричної частини $L_{цкз}$,м	$l_{ж.т.}/1{,}14$	0,871	**0,808**	0,761	0,723	0,691
26. Довжина камери згоряння $L_{кзΣ}$, м	$L_{ор.д.}+L_{цкз}$	1,315	**1,253**	1,205	1,167	1,136

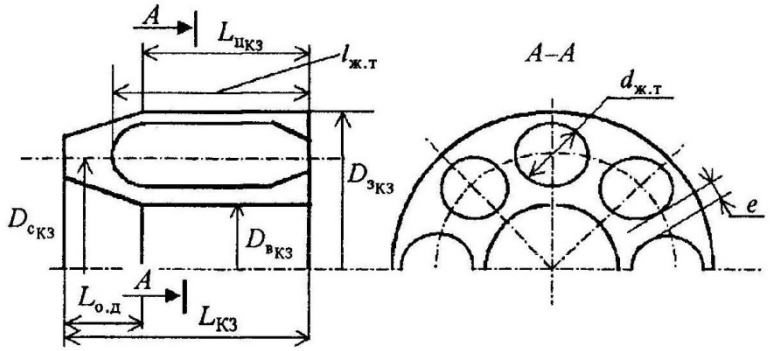

Рисунок 4.6 – Схема трубчато-кільцевої прямотокової камери згоряння

За результатами розрахунків обираємо 10 жарових труб.

За результатами габаритно-компоновочного розрахунку основних елементів ГТД та ексгаустеру будується ескіз його меридіанного перетину рис. 4.7.

М 1:15

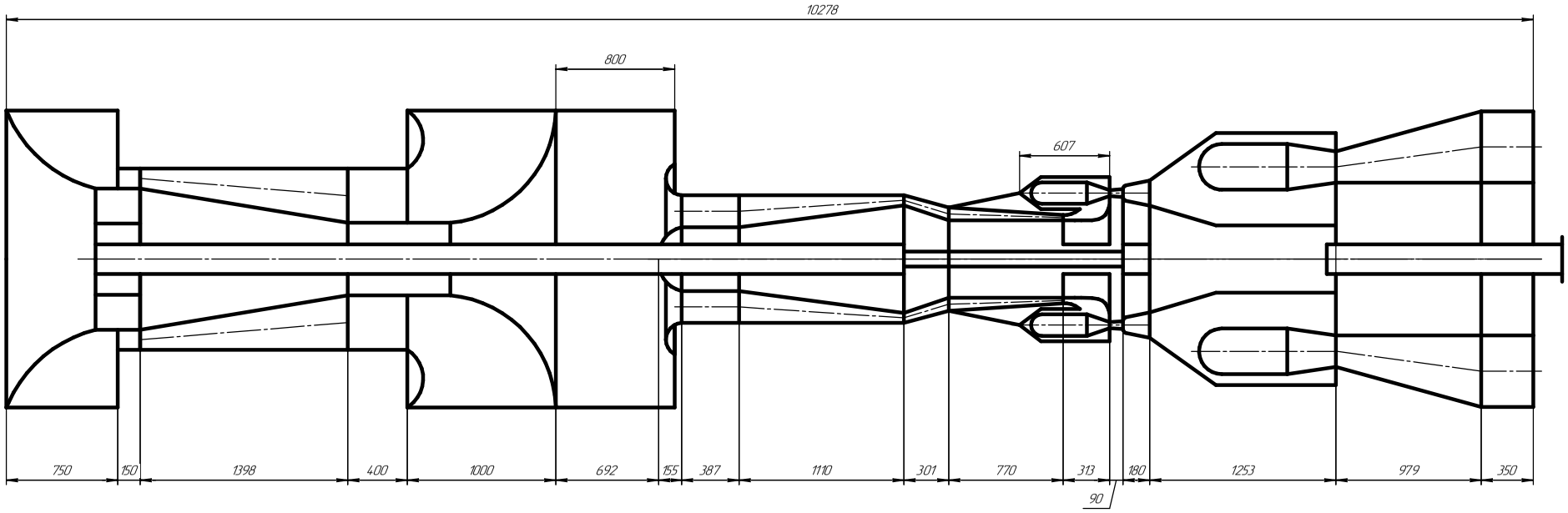

Рис. 4.7. Ескіз меридіонального перерізу проточної частини ГТД та ексгаустеру

4.5. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД

4.5.1. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки мережевого підігрівача води (МПВ). Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі турбін НУК. Вихідними даними для розрахунків МПВ є дані з детального теплового розрахунків схеми рекуперативного ГТА. Розрахунки габаритних розмірів МПВ представлені нижче в табл.4.9.

Таблиця 4.9 - Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу на вході до МПВ, $G_{ГТД}$, кг/с	Розрахунок ГТА	6865
2. Температура газу на виході з ГТД, T_4, К	так само	849,22
3. Температура води перед МПВ, $T_{1в}$, К	так само	333,0
4. Температура води після МПВ, $T_{2в}$, К	так само	373,0
5. Тиск газу на вході до МПВ, P_4, МПа	так само	0,0394
6. Мінімальний температурний напір по газу за МПВ, $\Delta T_{МПВ}$, град.	так само	12,0
7. Температура газу за МПВ, T_6, К	$T_{1_в} + \Delta T_{МПВ}$	345,0
8. Середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ, $c_{P_Г}\|_{T_6}^{T_4}$, кДж/(кг·К)	$c_{P_Г}\|_{T_6}^{T_4} = f\left(T_{\text{сер.МПВ}}, \alpha\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,1273
9. Тепловий потік в МПВ, $Q_{МПВ}$, кВт	$G_{ГТД} \cdot c_{P_Г}\|_{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6)$	39023
10. Температурний напір вхідний, $\Delta T_{вх}$, К	$T_4 - T_{2в}$	476,22
11. Середньо логарифмічний температурний напір у МПВ, $\Delta t_{МПВ}$, К	$\Delta t_{МПВ} = \Delta T_{МПВ} - \Delta T_{вх} / \ln\left(\frac{\Delta T_{МПВ}}{\Delta T_{вх}}\right)$	126,11
12. Коефіцієнт теплопередачі у МПВ, $k_{МПВ}$, кДж/(м^2·год.·К)	Приймаємо: (300…450)	450
13. Площа теплопередаючої поверхні трубного пучка, $F_{МПВ}$, м^2	$\frac{Q_{МПВ} \cdot 3600}{k_{МПВ} \cdot \Delta t_{МПВ}}$	2475,5
14. Середня швидкість газу в міжтрубному просторі, Wr, м/с	Приймаємо: (20…40)	35
15. Середня температура газу МПВ, $T_{сер_{МПВ}}$, К	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	597,11
16. Газова стала продуктів згоряння, $R_г$, Дж/(кг·К)	Розрахунок ГТА	287

Продовж. табл. 4.9.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
17. Середня густина газу, $\rho_{сер}$, кг/ м^3	$\frac{P_4}{T_{сер_{МПВ}} \cdot R_г}$	0,2301
18. Крок розташування ребер на трубці, Sp, м	Приймаємо	0,012
19. Крок розташування труб вздовж газоходу, S_2, м	так само	0,030
20. Крок розташування труб між сусідніми рядами, S_1, м	так само	0,060
21. Діаметр оребреної труби, $D_р$, м	так само	0,038
22. Зовнішній діаметр трубки, $d_н$, м	так само	0,018
23. Внутрішній діаметр трубки, $d_в$, м	так само	0,016
24. Товщина ребра, $\delta_р$, м	так само	0,001
25. Розрахункова ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{кг}$, м	$\sqrt{\frac{G_{ГТД} \cdot S_p \cdot S_2}{\rho_{сер} \cdot W_г \cdot \left[S_p(S_2 - d_н) - \delta_p(D_p - d_н)\right]}}$	4,9746
26. Конструктивна ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{гх}$, м	Приймаємо	5,0
27. Кількість труб по фронту для пучка обраної геометрії Z_1	$\frac{B_{гх}}{2 \cdot S_2}$	83,333
28. Прийнята кількість труб по фронту, $Z_ф$	Приймаємо	68,0
29. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, $f_{от}$ м	$\frac{\pi \cdot B}{S_p}\left[d_н(S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_н^2) + \delta_p \cdot D_p\right]$	1,0419
30. Розрахункова кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ.Р}$	$\frac{F_{МПВ}}{f_{тр} \cdot Z_ф}$	34,94
31. Конструктивна кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ}$	Приймаємо	35
32. Висота трубного пучка, $H_{трмпв}$, м	$Z_{МПВ} \cdot S_1 + D_р$	2,618
33. Конструктивна висота МПВ, $H_{мпв}$, м	$H_{ТРМПВ} + 0,20$	2,818

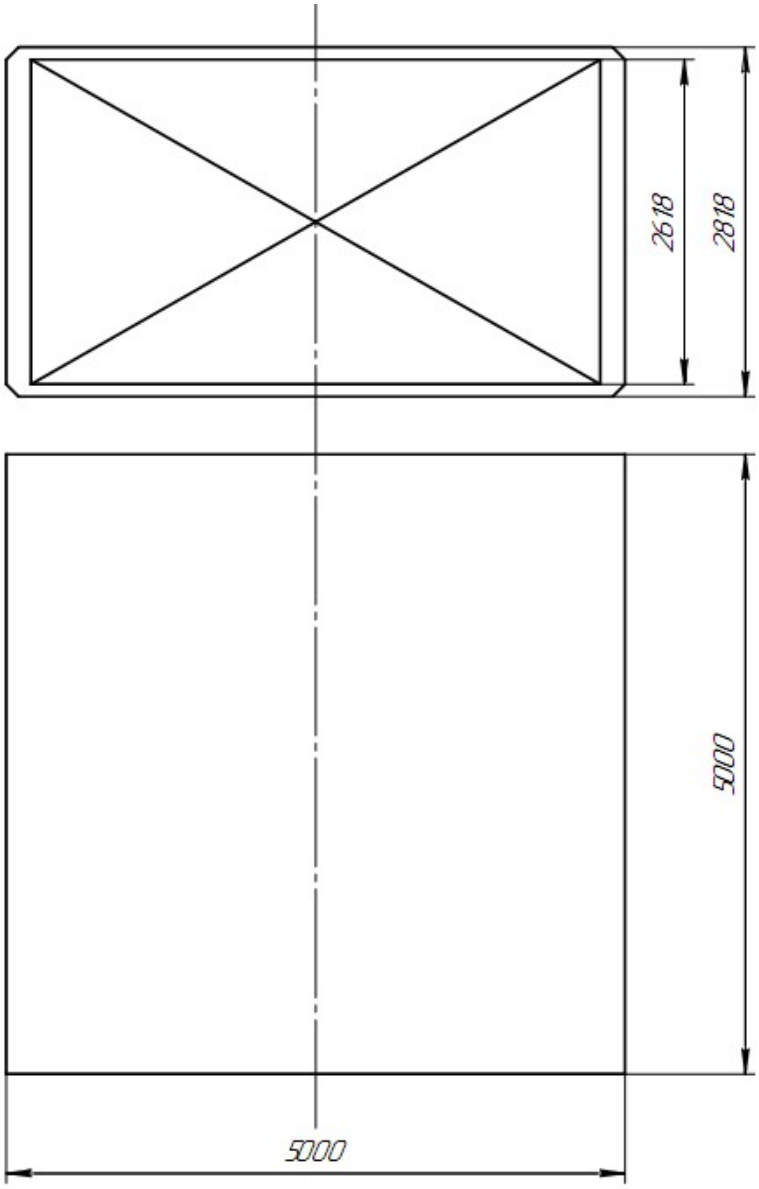

Рисунок 4.8 - Габаритний ескіз МПВ

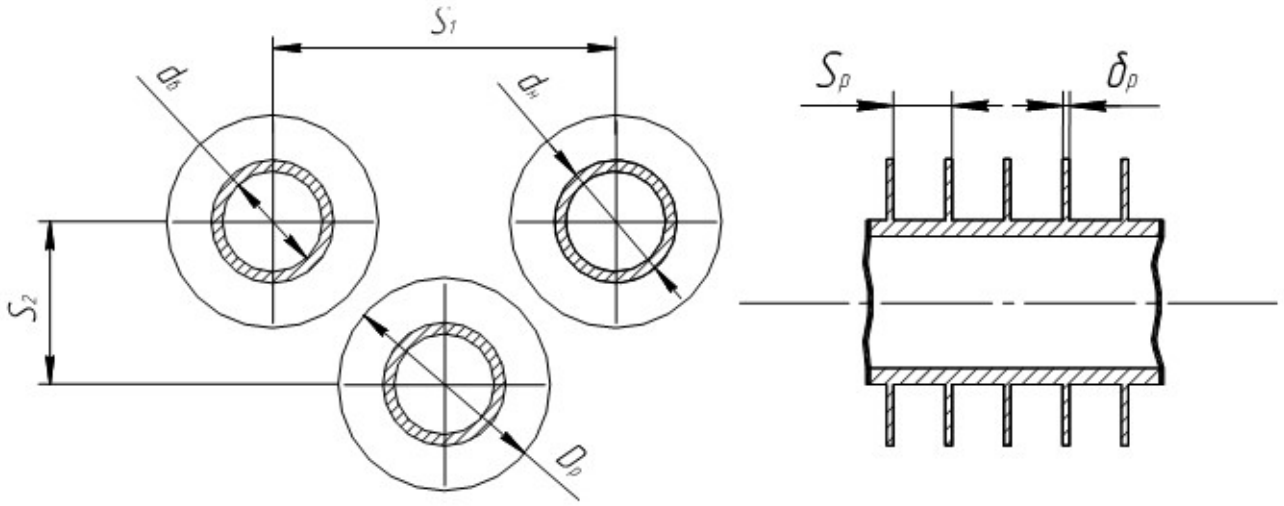

Рисунок 4.9 - Схема розташування трубних пучків в МПВ

4.5.2. Габаритний розрахунок кінцевого охолоджувача за ГТД

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки кінцевого охолоджувача (КО). Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі турбін НУК. Вихідними даними для розрахунків КО є дані з детального теплового розрахунків схеми рекуперативного ГТА. Розрахунки габаритних розмірів КО представлені нижче в табл. 4.10.

Таблиця 4.10 - Габаритний розрахунок кінцевого охолоджувача за ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу на вході до КО, $G_{ГТД}$, кг/с	Розрахунок ГТА	68,65
2. Температура газу на виході з МПВ, T_6, К	так само	345
3. Температура води перед КО, $T_{1в}$, К	так само	288
4. Температура води після КО, $T_{2в}$, К	$T_{1B} + \Delta T_{ох.в}$; $де \Delta T_{ох.в} = 10...15 град.$	303
5. Тиск газу на вході до КО, P_6 , МПа	так само	0,028
6. Мінімальний температурний напір по газу за КО, $\Delta T_{ко}$, град.	так само	15
7. Температура газу за КО, T_8 , К	$T_{1B} + \Delta T_{ко}$	303
8. Середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в КО, $c_{рг}(T_8 T_6)$, кДж/(кг·К)	$f(T_{ср,} \alpha)$	1,0662
9. Тепловий потік в КО, $Q_{ко}$, кВт	$G_{ГТД} \cdot c_{рг}(T_8 T_6) \cdot (T_6 - T_8)$	3074,5
10. Температурний напір вхідний, $\Delta T_{вх,}$ К	$T_6 - \Delta T_{2_в}$	42
11. Середньо логарифмічний температурний напір у МПВ, $\Delta t_{КО}$ К	$\frac{\Delta T_{ко} - \Delta T_{вх}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{ков}}{\Delta T_{вх}}\right)}$	26,223
12. Коефіцієнт теплопередачі у КО, $k_{КО}$ кДж/(м2 ·год.·К)	Приймаємо: (300…450)	450
13. Площа теплопередаючої поверхні трубного пучка, $F_{КО}$, м^2	$\frac{Q_{КО} \cdot 3600}{k_{КО} \cdot \Delta t_{КО}}$	937,94
14. Середня швидкість газу в міжтрубному просторі, Wr, м/с	Приймаємо: (20…35)	35
15. Середня температура газу КО, $T_{сер_{КО}}$, К	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	597,11
16. Газова стала продуктів згоряння, $R_г$ Дж/(кг·К)	Розрахунок ГТА	287

Продовж. табл. 4.10.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
17. Середня густина газу, $\rho_{сер}$, кг/ м^3	$\frac{P_4}{T_{сер_{КО}} \cdot R_г}$	0,2301
18. Крок розташування ребер на трубці, $S_р$, м	Приймаємо	0,012
19. Крок розташування труб вздовж газоходу, S_2, м	Так само	0,030
20. Крок розташування труб між сусідніми рядами, S_1, м	Так само	0,060
21. Діаметр оребреної труби, $D_р$, м	Так само	0,038
22. Зовнішній діаметр трубки, $d_н$, м	Так само	0,018
23. Внутрішній діаметр трубки, $d_в$, м	Так само	0,016
24. Товщина ребра, $\delta_р$, м	Так само	0,001
25. Розрахункова ширина трубного пучка для квадратного газоходу, КО, $B_{кг}$, м	$\sqrt{\frac{G_{ГТД} \cdot S_p \cdot S_2}{\rho_{сер} \cdot W_г \cdot \left[S_p(S_2 - d_н) - \delta_p(D_p - d_н) \right]}}$	4,9746
26. Конструктивна ширина трубного пучка для квадратного газоходу, КО, $B_{гх}$, м	Приймаємо	5,0
27. Кількість труб по фронту для пучка обраної геометрії Z_1	$\frac{B_{гх}}{2 \cdot S_2}$	83,333
28. Прийнята кількість труб по фронту $Z_ф$,	Приймаємо	83
29. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, $f_{от}$,м	$\frac{\pi \cdot B}{S_p}\left[d_н(S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_н^2) + \delta_p \cdot D_p \right]$	1,0419
30. Розрахункова кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{КО.Р}$	$\frac{F_{КО}}{f_{тр} \cdot Z_ф}$	10,85
31. Конструктивна кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{КО}$	Приймаємо	11
32. Висота трубного пучка, $H_{трко}$, м	$Z_{КО} \cdot S_1 + D_p$	0,698
33. Конструктивна висота МПВ, $H_{ко}$, м	$H_{ТР_{КО}} + 0,20$	0,898

Так само, як і для МПВ виконуємо ескіз компонування КО.

Теплообмінника для ГТА з перерозширенням та рекуперацією Для розглянутої схеми ГТА об'єднаємо МПВ та КО у єдиний блок. таким чином маємо конструктивну висоту теплообмінника

$H_{МПВ-КО} = H_{тр_{МПВ}} + H_{тр_{КО}} + 0,50 =$ 2,618+0,698+0,5=3,816м

Виконуємо ескіз компонування теплообмінника.

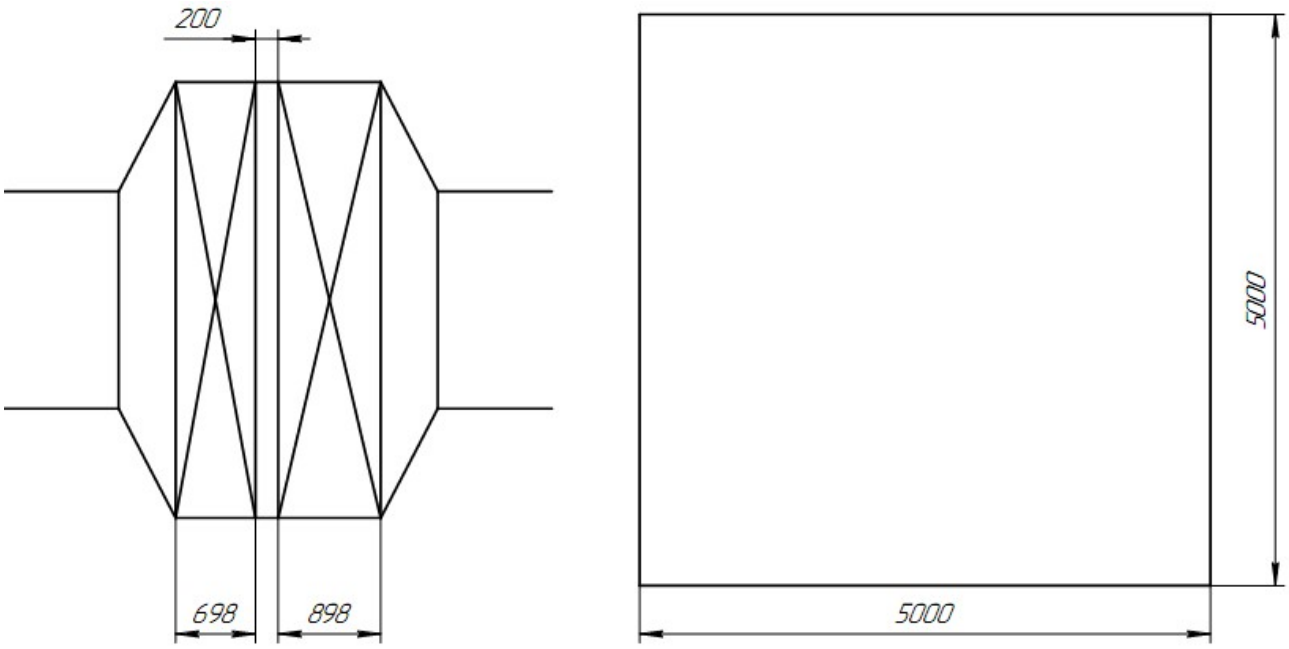

Рисунок 4.10 - Ескіз компонування МПВ за ГТД і КО у єдиний блок теплообмінника

4.5.3. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води після ексгаустеру

Таблиця 4.11 - Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води після ексгаустеру

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу на вході до МПВ, $G_{ГТД}$, кг/с	Розрахунок ГТА	68,65
2. Температура газу на виході з екгаустеру, T_9, К	так само	405,71
3. Температура води перед МПВ, $T_{1в}$, К	так само	333,0
4. Температура води після МПВ, $T_{2в}$, К	так само	373,0
5. Тиск газу на вході до МПВ, P_8, МПа	так само	0,0993
6. Мінімальний температурний напір по газу за МПВ, $\Delta T_{МПВ}$, град.	так само	12
7. Температура газу за МПВ, T_8, К	$T_{1_в} + \Delta T_{МПВ}$	345
8. Середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ, $c_{P_Г}\big\|_{T_6}^{T_4}$, кДж/(кг·К)	$c_{P_Г}\big\|_{T_6}^{T_4} = f\left(T_{\text{сер.МПВ}}, \alpha\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,0705
9. Тепловий потік в МПВ, $Q_{МПВ}$, кВт	$G_{ГТД} \cdot c_{P_Г}\big\|_{T_9}^{T_8} \cdot (T_9 - T_8)$	7548
10. Температурний напір вхідний, $\Delta T_{вх}$, К	$T_9 - T_{2в}$	32,71

Продовж. табл. 4.11.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
11. Середньо логарифмічний температурний напір у МПВ, $\Delta t_{МПВ}$, К	$\Delta t_{МПВ} = \Delta T_{МПВ} - \Delta T_{вх} / \ln\left(\frac{\Delta T_{МПВ}}{\Delta T_{вх}}\right)$	20,65
12. Коефіцієнт теплопередачі у МПВ, $k_{МПВ}$, кДж/(м2·год.·К)	Приймаємо: (300…450)	450
13. Площа теплопередаючої поверхні трубного пучка, $F_{МПВ}$, м2	$\frac{Q_{МПВ} \cdot 3600}{k_{МПВ} \cdot \Delta t_{МПВ}}$	2924,1
14. Середня швидкість газу в міжтрубному просторі, Wr, м/с	Приймаємо: (20…30)	30
15. Середня температура газу МПВ, $T_{сер_{МПВ}}$, К	$\frac{T_8 + T_9}{2}$	354,35
16. Газова стала продуктів згоряння, Rг, Дж/(кг·К)	Розрахунок ГТА	287
17. Середня густина газу, $\rho_{сер}$, кг/ м3	$\frac{P_8}{T_{сер_{МПВ}} \cdot R_г}$	0,9762
18. Крок розташування ребер на трубці, Sp, м	Приймаємо	0,012
19. Крок розташування труб вздовж газоходу, S_2, м	так само	0,030
20. Крок розташування труб між сусідніми рядами, S_1, м	так само	0,060
21. Діаметр оребреної труби, $D_р$, м	так само	0,038
22. Зовнішній діаметр трубки, $d_н$, м	так само	0,018
23. Внутрішній діаметр трубки, $d_в$, м	так само	0,016
24. Товщина ребра, $\delta_р$, м	так само	0,001
25. Розрахункова ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{кг}$, м	$\sqrt{\frac{G_{ГТД} \cdot S_p \cdot S_2}{\rho_{сер} \cdot W_г \cdot \left[S_p(S_2 - d_н) - \delta_p(D_p - d_н)\right]}}$	3,6895
26. Конструктивна ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{гх}$, м	Приймаємо	3,7
27. Кількість труб по фронту для пучка обраної геометрії Z_1	$\frac{B_{гх}}{2 \cdot S_2}$	123,33
28. Прийнята кількість труб по фронту, $Z_ф$	Приймаємо	123
29. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, fот м	$\frac{\pi \cdot B}{S_p}\left[d_н(S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_н^2) + \delta_p \cdot D_p\right]$	0,7711
30. Розрахункова кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ.Р}$	$\frac{F_{МПВ}}{f_{тр} \cdot Z_ф}$	30,83
31. Конструктивна кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ}$	Приймаємо	31
32. Висота трубного пучка, Нтрмпв, м	$Z_{МПВ} \cdot S_1 + D_р$	1,898
33. Конструктивна висота МПВ, Нмпв, м	$H_{ТРМПВ} + 0,20$	2,098

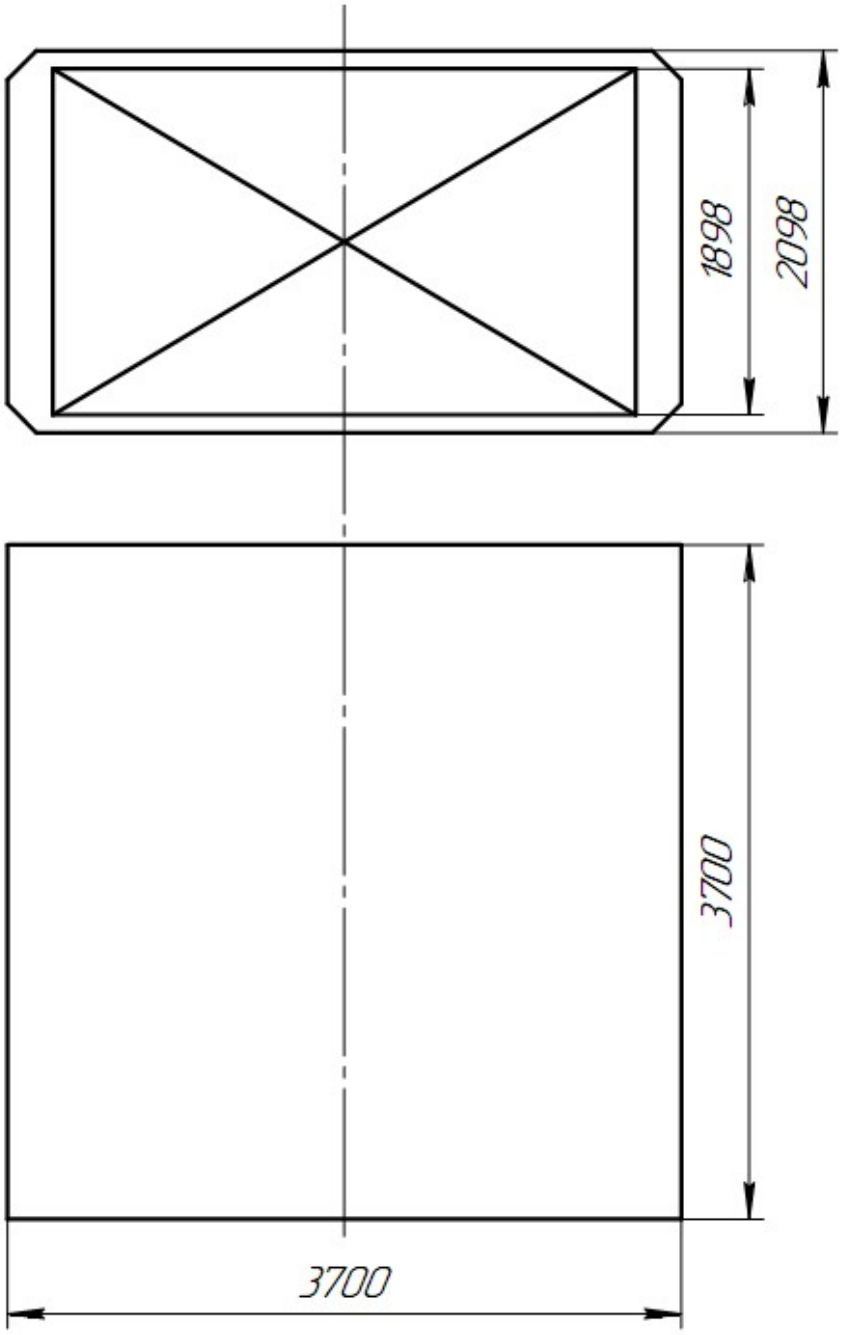

Рисунок 4.4 - Габаритний ескіз МПВ

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

					КР.142.6231м.18.05.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент.		Стрєльніков М.Д.			Охорона праці	Літ.	Арк. 78 / Аркушів 92
Керівник		Ващиленко М.В.					
Консульт.						НУК	
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.					

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Додержання норм охорони праці законодавчо забезпечуються Законом України про охорону праці. Згідно зі статтею 7 Закону України про охорону праці: “Умови праці на робочому місці, безпека технологічних процесів, машин, механізмів, устаткування та інших засобів виробництва, стан засобів колективного та індивідуального захисту, що використовуються працівником, а також санітарно-побутові умови повинні відповідати вимогам нормативних актів про охорону праці. Працівник має право відмовитися від дорученої роботи, якщо створилася виробнича ситуація, небезпечна для його життя чи здоров'я або для людей, які його оточують, зовнішнього природного середовища. Факт наявності такої ситуації підтверджується спеціалістами з охорони праці підприємства з участю представника профспілки і уповноваженого трудового колективу, а в разі виникнення конфлікту - відповідним органом державного нагляду за охороною праці з участю представника профспілки. За період простою з цих причин не з вини працівника за ним зберігається середній заробіток. Працівник має право розірвати трудовий договір за власним бажанням, якщо власник не виконує законодавство про охорону праці, умови колективного договору з цих питань. У цьому випадку працівникові виплачується вихідна допомога в розмірі, передбаченому колективним договором, але не менше тримісячного заробітку.”[8]

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до травми або до іншому раптовому, різкому погіршенню здоров'я.

Шкідливим виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання або зниження працездатності.

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмоведучі частини устаткування, що рухаються, деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самих працюючого або деталей і предметів, наявність місткостей зі стиснутими або шкідливими речовинами і т.п. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє висвітлення, вібрації, шум, ультра- і інфразвук, що іонізують і лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і вагу праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах тощо.

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої границі. Той самий фактор може привести до нещасного випадку.

Нещасний випадок на виробництві - випадок впливу на працюючого небезпечного виробничого фактора при виконанні їм трудових обов'язків або завдань керівника робіт. Вплив на людину шкідливого виробничого фактора може привести до професійного захворювання.

Дисципліна "Охорона праці" - комплексна соціально-технічна дисципліна. Вона включає виробничу санітарію, техніку безпеки, пожежну і вибухову безпеку, законодавство по охороні праці.

5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції

При роботі ГТА мають місце ряд явищ, що шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випари олії і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є ГТД і генератор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показни-

ки, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали припустимим нормам. Це зв'язано з тим, що шкідливі фактори, що мають подразнюючу дію на організм людини, послабляють реакцію людини і погіршують його самопочуття.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 "Загальні вимоги до повітря робочої зони" установлені норми на температуру в машинному залі і на його чистоту. У теплий час року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°С [19].

ГТД насичений трубопроводами. При витоку і випаруванні технічних рідин, олії й інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система приточно-витяжної вентиляції, що забезпечує необхідну кількість повітря. У табл. 5.1.1 приведені гранично припустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння і випару, що можуть попадати в машинний зал.

Таблиця 5.1.1.

ГДК на робочому місці	Токсичні компоненти, мг/м^3						
	пил	сажа	Оксид вуглецю	Водневий оксид вуглецю	Оксид азоту	З'єднання сірки	
	-	C	CO	CH_2O	NO_2	SO_2	H_2SO_4
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

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

У табл. 5.1.2 приведені гранично припустимі рівні шуму для визначених робочих місць.

Таблиця 5.1.2

Вид робочого місця	Рівень звукового тиску, дБ, у октавних полосах з середньогометричними 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 спостереження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і зв'язані з ним вібрації роблять також руйнівний вплив на спорудження і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТД є: усмоктувальний (повітряно-забірний) патрубок турбіни; вихлопний патрубок турбіни; корпус ГТУ і її агрегатів. Рівень акустичної потужності у вирішальній мері визначається витратою повітря, що залежить від потужності ГТУ.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітряно-забірним патрубком ГТУ, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, що складається із широкополосного "білого" шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні по своїй інтенсивності можуть на 15-20 дБ перевищувати рівень широкополосного шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі - струмінь продуктів, що минає, згоряння, що породжує шум у процесі її турбулентного змішування з навколишнім повітрям.

З внутрішніх шумів, що прослухуються на вихлопі, низькочастотні (30-200 Гц) належать звичайно камері згоряння і теплообмінним апаратам, а високочастотні (2000-8000 Гц) - турбіні.

Шум корпуса породжується агрегатами, що знаходяться всередині: компресором, турбіною, камерою згоряння, редуктором, регулювальними клапанами, насосами, і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектра коливань стінок корпуса (30-200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна - аеродинамічними порушеннями. До механічних причин відносяться коливання (вібрації), викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння й інших частин, тим або іншим способом зв'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними порушеннями є різні нестаціонарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Складового 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 Маху в кожній ступені.

Шум камери згоряння має складну природу, відбиваючи складність процесів, що протікають у ній. По самій своїй конструкції вона являє собою зосередження аеродинамічних генераторів шуму: струменів, що втікають у порожнину жарової труби; закручених потоків, створюваних завихрювачами; зворотних плинів.

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Цей шум має широкосмуговий спектр.

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

У даному проекті для зниження шуму в камері згоряння служить подача пари в камеру згоряння. Заміщення в повітрі частини кисню парою дає ефект, аналогічний зменшенню надлишку первинного повітря, тобто подовжує факел. Крім того, позначається і релаксаційне поглинання парою звукових хвиль. При подачі пари в камеру згоряння зменшуються кількість і довжина вібраційних зон, а також падає амплітуда коливань тиску.

Ще одною небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння - це хімічна реакція окислювання, супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібне наявність трьох факторів: пального речовини, окислювача і джерела

загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їхній агресивний стан. Так як горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то як показники пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатнє для горіння кількість газоподібних пальних продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення і розвитку процесу горіння, є температура самозапалювання і концентраційні межі запалення.

5.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будинку електростанції (система піногасіння)

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

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

- резервуар для збереження піноутворювача;
- змішувачі або пристрої для одержання піноутворюючої суміші;
- генератори високократної піни, труби, подовжувачі до них, повітряні трубопроводи і пінопроводи;
- повітряно-пінні стволи;
- трубопроводи;
- рукава пожежні;
- арматура і контрольно-вимірювальні прилади.

Стаціонарні системи піногасіння розміщаються поза охоронюваними приміщеннями в станціях піногасіння. Інтенсивність подачі піноутворюючої суміші для одержання повітряно-механічної піни кратністю 70-100 на кожен квадратний метр охоронюваного приміщення. Час безперервної роботи системи і запас піноутворювача приймаються відповідно до вимог [21].

Розрахунок системи піногасіння для електростанції

Вихідні дані:

- площа будівлі $F = 400\text{м}^2$;
- інтенсивність подачі води $g = 6\text{л}/(\text{хв}\cdot\text{м}^2)$;
- розрахунковий час роботи $t = 15\text{хв}$;
- продуктивність парогенераторів по розчину $G = 600\text{л/хв}$. (для парогенератора ГПВ-1000-2000)

1. Розрахункова кількість піноутворювача, л:

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

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу, л/хв.:

   $g_1 = g \cdot F = 2400$

3. Розрахункова кількість парогенераторів:

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

4. Запас піноутворювача, л:

   $V_1 = V \cdot 6 = 12960$

5. Запас піноутворювача на першої стадії, л:

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

6. Запас піноутворювача, л:

   $V_3 = V_1 - V_2 = 4320$

7. Кількість води на першої стадії, м^3/год.:

   $g_2 = 0{,}06 \cdot g_1 = 144$

8. Кількість води на другій стадії, м^3/год.:

   $g_3 = 0{,}5 \cdot g_2 = 72$

9. Швидкість води в трубопроводі, м/с:

   $W = 2{,}4$

10. Діаметр трубопроводу, м:

    $D = \sqrt{\frac{4 \cdot g_2}{W \cdot \pi \cdot 3600}} = 0{,}145710063$

11.Розмір труби, м:

$D \times S = 0{,}15 \times 0{,}004$

12.Площа перерізу трубопроводу, м^2:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^3}{4} = 0{,}0176625$$

13.Різниця тисків біля діафрагми, Па:

$P_1 - P_2 = 5000$, приймаємо

14.Питомий вага піноутворювача, кг/м^3;

$\gamma = 1110$

15.Добуток коефіцієнтів:

$$m_1 \cdot a = \frac{g_2 \cdot \gamma}{3600 \cdot F_1 \cdot 2 \cdot g \cdot (P_1 - P_2)} = 0{,}041896674,$$

де $a_1 = 0{,}966205795$ - коефіцієнт витрати;

$m = m_1 \cdot \frac{a}{a_1} = 0{,}04336206$ - відношення площ;

16.Площа нормальної діафрагми, м^2;

$F_2 = m \cdot F_1 = 0{,}000765882$

17.Діаметр отвору в нормальній діафрагмі, м;

$$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi}} = 0{,}031$$

18.Розмір труби для пінообтікача, мм:

$D \times S = 0{,}03 \times 0{,}002$

19.Площа перерізу труби для піноутворювача, м^2:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = 0{,}0007065$$

20.Висота піноутворювача, м;

$H = 2$

21.Витрата піноутворювача, м^3/с;

$$g_П = \frac{g_1}{10^6} \cdot 2400 \cdot 10^{-6} = 0{,}0024$$

22.Відношення площ:

$$m_1 = \sqrt{\frac{g_П^2}{g_П^2 + F_3^2 \cdot H \cdot 2 \cdot g + \frac{F_3^2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}}} = 0{,}358888857$$

23. Площа отвору дозуючої діафрагми, м^2;

$$F_4 = m_1 \cdot F_3 = 0{,}000253555$$

24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми, м:

$$D_Д = \sqrt{\frac{4 \cdot F_4}{\pi}} = 0{,}0179722$$

5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів

Керування ГТА повинне здійснюватися дистанційно з пульта дистанційного керування (ПУ). Для забезпечення безпеки людей, що працюють з електричним струмом, усі струмоведучі поверхні повинні бути ізольовані. Ізоляція в процесі експлуатації повинна задовольняти вимогам ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ "Електробезпечність. Загальні вимоги, номенклатура видів захисту".

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

Для запобігання влучення людини на елементи, що рухаються, ГТА необхідно застосовувати засоби колективного захисту: запобіжні, що блокують, що сигналізують і спеціальні відповідно до ГОСТ 12.04.001-75.

Для захисту від шуму найбільш гучні машини і механізми повинні бути закриті звукоізолюючими кожухами, локалізуючи таким чином джерело шуму. Кожухи звичайно виготовляються з дерева, металу або пластмаси. З засобів індивідуального захисту від шумів застосовувати вкладиші, навушники або шоломи.

В УПГ у визначених умовах при обтіканні потоком їхніх теплообмінних поверхонь можуть збуджуватися низькочастотні автоколивання, що приводять 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 автоко-

ливань у газоході встановлені перегородки, що змінюють ефективне значення поперечного розміру газоходу. Досвід показує, що так можна цілком усунути можливість газодинамічних коливань у теплообмінниках (і сполучених з ними газоходах) практично на всіх режимах роботи.

До шумів механічного походження відносяться шуми, породжені вібраціями ротора, роботою підшипників і т.п. Для зниження цих шумів застосовані наступні міри: ретельне балансування і центрування роторів, високе точність виготовлення підшипників, заміна підшипників кочення підшипниками ковзання, застосування високоякісних олій.

Для зменшення шуму усмоктування застосоване двоступінчасте глушіння шуму. Один із пластинчастих глушителів установлений до повороту потоку, а другий - за поворотом, у конфузорі усмоктувального тракту ГТУ. Повороти повітря також вважаються засобом, що знижує рівень зовнішнього шуму.

За ГТД маються УПГ і ПГК, теплообмінні поверхні яких у значній мірі сприяють зниженню вихлопного шуму.

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

Приміщення для роботи в ПУ повинні бути освітлені згідно з нормами ДбН. Норми штучного освітлення приведені в таблиці 5.3.1.

Таблиця 5.3.1.

Приміщення, робоче місце	Площина освітлення	Мінімум при люмінісцентних лампах Е, лк	Мінімум при лампах розжарювання Е, лк
Машинне відділення	горизонтальна	100	50
Приміщення допоміжних установок	вертикальна	500	300
Котельне відділення	горизонтальна	100	500
Котельне відділення	вертикальна	200	300

Потрібний стан робочої зони може бути забезпечений виконанням наступних заходів:

а) захист від джерел теплових випромінювань;

б) встановлення вентиляції і опалювання;

в) засоби індивідуального захисту.

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.18.06.ПЗ			
Студент.		Стрєльніков М.Д.			Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					93	103
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Охорона навколишнього середовища – самостійна наука, що вивчає вплив різноманітних промислових підприємств на навколишнє середовище.

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднення і відходів, що викидаються промисловими підприємствами і транспортом, з кожним роком набувають все більш великого значення. Рішення цих проблем має неабиякий зміст, оскільки це впливає на екологію міста та на стан здоров'я людей.

Охорона навколишнього середовища повинна розглядатися не як проблема, що виникла зненацька або наслідок непередбачуваного росту виробництва, а як нормальна умова загального процесу.

Гострота проблеми захисту навколишнього середовища під час бурхливого розвитку науки і техніки обумовлена тим, що в сучасних умовах негативні наслідки впливів антропогенного характеру на природу досягли великих. Щоб виключити явище так званої "екологічної кризи", необхідні зусилля наукових, суспільних та інших організацій.

6.1. ГТД як джерело забруднення навколишнього середовища

В основі робочого процесу ГТУ лежить процес горіння палива. У зв'язку з цим використання стаціонарних і транспортних газотурбінних установок супроводжується як зростанням споживання органічного палива й атмосферного кисню, так і збільшенням масштабів забруднення атмосфери вихлопними газами. Гази ці являють собою суміш продуктів згоряння з надлишковим повітрям. Газові викиди ГТД відрізняються від викидів інших двигунів внутрішнього згоряння тим, що продукти згоряння сильно розбавлені повітрям (коефіцієнт надлишку повітря приблизно 2,7..3,5). Це призводить до того, що реальна концентрація речовин в продуктах згоряння ГТД завжди нижче ніж в ПТУ і ДВЗ. Тим не менш, існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТУ також лімітується

В цілому, з боку ГТД найбільш впливовими факторами дії на навколишнє середовище є теплові викиди, викиди в атмосферу шкідливих речовин і шум.

Все різноманіття компонентів вихлопних газів звичайно зводиться до таких груп:

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

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

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

4 - альдегіди RCHO;

5 - сажисті частинки (вільний вуглець C);

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

7 - азот і кисень.

У ГТД, що працює на газоподібному паливі викиди оксидів сірки та золи відсутні, а основними шкідливими компонентами вихлопних газів є оксид азоту і продукти неповного згоряння палива. У ГТД масові викиди CO і C_XH_Y значно нижче, ніж у поршневому ДВЗ, але по викидах NO_X може навіть перевищити поршневий мотор.

На відміну від котлоагрегатів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних 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 визначається токсичністю CO и NO_X, то на максимальних режимах домінуючими стають високотоксичні оксиди азоту.

Склад відпрацьованих газів залежить від:

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

Діючими в нашій країні санітарно-гігієнічними нормами встановлені граничне допустимі концентрації (ГДК) завислих (пилових) частинок в атмосферному повітрі:

максимально разові ($ГДК_{МР}$) і середньодобові ($ГДК_{сд}$). Величини ГДК для основних продуктів згоряння ГТУ наведені в табл. 6.1.1[3].

Таблиця 6.1.1.

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

Гранично допустима концентрація		Токсичні компоненти, мг/м^3					
		Альдегіди		Оксиди азоту		З'єднання сірки	
		CH_2O	H_2CO	NO	NO_2	SO_2	H_2SO_4
На робочому місці		0,7	0,05	30	9	-	-
У повітрі на-селених місць	$ГДК_{МР}$	0,03	0,012	-	0,085	0,05	0,1
	$ГДК_{сд}$	0,03	0,035	-	0,085	0,5	0,3

Теплові викиди з вихлопними газами поки що не лімітуються, так як тепло дуже ефективно розсіюється в атмосфері. Більш серйозний вплив несе викид нагрітої води до водоймищ. Взагалі підігрів стічними водами припускається влітку на 3°С і взимку на 5°С. Верхня границя температури води, що викидається 301-306 К. Котли-утилізатори значно зменшують теплові викиди в атмосферу.

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

- зниження швидкості зорової реакції;

- послаблення пульсу;
- розвиток хронічних захворювань.

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

6.2. Шкідливий вплив продуктів згоряння ГТД на навколишнє середовище

Дамо коротку характеристику шкідливого впливу продуктів згоряння ГТУ на навколишнє середовище.

Оксид вуглецю CO - газ без кольору і запаху. Надходить в організми через органи дихання і з'єднується з гемоглобіном у крові, у результаті цього зменшується спроможність крові переносити кисень. Вплив CO приводить до запаморочення, швидкого стомлення, зміни гостроти зору.

Вуглеводні C_xH_y, попадаючи до людського організму, впливають на рефлекторну діяльність, електричну активність мозку і світлову чутливість очей. Крім того, вуглеводні при взаємодії з оксидами азоту під впливом сонячної радіації утворюють фотохімічні оксиданти, які також шкідливо діють на навколишнє середовище. ГДК вуглеводнів різні, тому досить часто їх умовно приводять до однієї сполуки (бензину). Деякі з поліциклічних і ароматних вуглеводнів канцерогенні. Особливо активний бензпірен $C_{20}H_{12}$, ГДК для якого дуже малі.

Альдегіди – основним представником альдегідів у вихлопних газах є формальдегід CH_2O - газ із різким специфічним запахом, який спричиняє подразнювальну і загальнотоксичну дію на центральну нервову систему.

Оксиди азоту NO і NO_2 – попадаючи в організм людини і з'єднуючись з водою, вони утворюють азотну кислоту, що дратує слизові оболонки, руйнує легеневу тканину і викликає необоротні зміни в серцево-судинній системі. У поєднанні з вуглеводнями оксиди азоту утворюють високотоксичні нітроолефіни. Оксиди азоту несуть небезпеку руйнування озонового шару і збільшенню в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Діоксид сірки SO_2 впливає на верхні дихальні шляхи як їдкий задушливий і дратівний газ. Крім того, під впливом фотохімічних і каталітичних процесів частина діоксиду сірки перетворюється на триоксид SOз, який у вологому повітрі утворює найсильніший подразник— сірчану кислоnту H_2SO_4. Оксиди сірки згубні для рослинності, значно прискорюють корозію металів.

Димові частки. Під димністю розуміють викид в атмосферу вихлопних газів, які мають будь-яке забарвлення. Частіше усього вона викликана вмістом у продуктах згоряння завислих сажистих і зольних частинок, що надають вихлопним газам чорного кольору. Димність підсилює також газоподібний діоксид азоту, який має бурий колір. Димність приводить до зменшення сонячного випромінювання на поверхні, а також до погіршення видимості через поглинання і розсіювання світла завислими частинками. Є дані, які свідчать про те, що сажисті частинки продуктів неповного згоряння абсорбують різні токсичні речовини і є канцерогенними за своєю природою. Попадаючи в органи дихання людини, вони осідають у респіраторному тракті і легенях та призводять до таких захворювань, як інфекція верхніх дихальних шляхів, бронхіти, серцева недостатність, астма, пневмонія і т.д.

Вуглекислий газ CO_2 і водяні пари. У даний час вуглекислий газ і водяні пари не вважаються забруднювачами, хоча в майбутньому таке відношення до них може змінитися, тому що їх підвищений вміст в атмосфері здатний змінити кліматичні умови.

Основні токсичні компоненти продуктів згоряння знаходяться в повітрі звичайно в газоподібному стані. Тому результати газового аналізу подаються у вигляді об'ємного (%) або масового вмісту компонентів в одиниці об'єму аналізованого повітря (мг/м3; мг/л), приведених до нормальних атмосферних умов і різних коефіцієнтів надлишку повітря. У закордонній практиці широко застосовують також оцінку об'ємної концентрації компонентів у частинах на мільйон частинок газу -ppm (100 % = 106 ppm = 10^6 млн$^{-1}$).

Для оцінки димності в вихлопних газів застосовують різні методи. Деякі з них засновані на поглинанні світлового потоку димовими частинками, інші - на вимірі потемніння фільтруючих елементів або на визначенні масового вмісту в повітрі за-

вислих частинок. У залежності від методу і реєструючої апаратури застосовують і різні одиниці кількісної оцінки.

6.3. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів

Методи зменшення емісії С і C_XH_Y:

- зменшення часу існування краплі палива;
- підвищення ефективності процесів сумішоутворення;
- зменшення часу затримки запалення і горіння палива.

У реальних системах горіння це досягається:

- поліпшенням якості розпилювання палива використанням высоконапірних і низьконапірних паливо-повітряних 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 паливо-повітряної 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 зі збільшенням змісту в паливі ароматичної складових, щільності і температури кипіння. Схильність до димоутворення росте зі зменшенням вмісту в паливі водню. Димність істотно росте при збільшенні тиску в камері згоряння. Методи зменшення димності полягають у наступному:

- зменшення часу існування краплі палива;
- зменшення часу затримки запалення і горіння палива.

Ці методи реалізуються шляхом:

- зменшення обсягу перезбагачених паливом високотемпературних зон (ЗОТ), якщо це не супроводжується зменшенням стійкості горіння;
- використання багатофорсуночних фронтових пристроїв камер згоряння;
- поліпшенням якості розпилювання палива;

- попереднього випару палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації пальної суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовміщуючих присадок (на основі барію або магнію);
- використання водопаливних емульсій і упорскування води.

Методи зменшення викиду NO_X .

Так як боротьба з утворенням оксидів азоту паливного походження NO_X скрутна, те єдиною практично доцільною мірою зниження їхньої концентрації у вихлопних газах ГТУ варто вважати обмеження вмісту азоту в паливі. Варто помітити, що в традиційних газотурбінних паливах вміст азоту невеликий, і тому основну частку NO_X у вихлопних газах ГТУ, особливо при великих навантаженнях, складають звичайно оксиди азоту "повітряного" (тобто термічного) походження NO_2. У зв'язку з цим розглянемо заходу для зниженню емісії саме цих оксидів.

1. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння камери (тобто збіднiння суміші в первинній зоні). Цим зменшується температура в зоні горіння і час перебування газів у ній. Цей метод ефективний, якщо передбачені додаткові засоби для збільшення коефіцієнта повноти згоряння палива при збіднінні паливоповітряної суміші. При різних конструкціях камер згоряння збільшення α, зменшує емісію NO_X, особливо при роботі камер згоряння на газоподібному паливі. Однак варто помітити, що при збільшенні α збільшується емісія С і C_XH_Y, у результаті чого сумарний фактор токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря ріст емісії продуктів недопалу може бути не настільки різким, як при іспитах в умовах низьких параметрів повітря, але все-таки буде мати місце. (Як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях.) Крім того, у камерах класичного виконання при збільшенні α погіршуються пускові властивості і характеристики стійкого горіння. З усього викладеного можна зробити висновок, що збідніння (збільшення α,) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_X і з цього погляду доцільне виконання камери взагалі без поділу повітря на первинний і вторин-

ний. Однак для реалізації такого режиму необхідна розробка спеціальних конструкцій фронтових 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 одержання гомогенної паливо повітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. У результаті із сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогріву, випари і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування і викиди NO_X. Однак зайва гомогенізація суміші істотно звужує область усталеної роботи камери.
3. Подача в зону горіння води або пара. 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 удавалося знизити вміст окислів 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, що помітно впливають на інші характеристики робочого процесу камер згоряння.
4. Застосування каталітичних камер згоряння. Застосування каталізаторів у 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 і ін. Досліди показали, що поряд з видом матеріалу каталізатора велику роль грає також його конструктивне виконання у виді спеціальних матриць або решіток.

5. Введення спеціальних присадок у паливо, що запобігають утворення NO_X, що сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки 0,3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25 %.
6. Плазмохімічне горіння. Плазмохімічні технології засновані на використанні низькотемпературних плазмових струменів. Спалювання палив у камерах згоряння за допомогою плазменого факелу істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається при участі плазмотрона, констуктивно розташовуваного поблизу форсунок або разом з ними.

6.4. Міри, прийняті в проектованому двигуні для зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище

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

Задача охорони навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищувати припустимий рівень забруднення. Ця задача може бути вирішена по двох основних напрямках:

1. очищення і зниження токсичності викидів, що неминуче надходять в атмосферу;
2. створення систем, що працюють по замкнутому циклі, і що дозволяють утилізувати основну масу відходів.

Характер забруднення середовища залежить від ряду факторів:

- сорт використовуваного палива та мастила;
- тип двигуна;
- умови експлуатації.

У такий спосіб видно, що навіть правильно обрана теплова схема установки сприяє захистові від шуму і шкідливих викидів.

До найбільш ефективних технічних заходів щодо захисту навколишнього середовища варто віднести комбіновані системи нейтралізації газів, що відробили, і утилізації їхньої теплоти. До таких систем відносяться: каталітичні нейтралізатори, рідинні нейтралізатори, іскрогасники, різні фільтри, що уловлюють сажу і частки палива, олії і токсичних речовин.

Вихлопні гази повинні розсіюватися в атмосфері до гранично припустимих концентрацій. В енергетичних ГТД необхідного рівня концентрацій вихлопних газів у приземному шарі атмосфери досягають відповідним вибором висоти вихлопних труб. Для проектованого двигуна при витраті палива 8424,3 кг/год обрано висоту вихлопної труби 20 м.

З вище викладеного випливає, що запропонована ГТУ з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією, істотно менше забруднює навколишнє середовище шкідливими викидами, ніж ГТД простого циклу.

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.18.07.ПЗ		
Студент.		Стрєльніков М.Д.			Цивільний захист	Літ.	Арк. 104 / Аркушів 116
Керівник		Ващиленко М.В.					
Консульт.						НУК	
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.					

РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ

ТЕМА: Дослідження стійкості роботи електростанції і ГТА від дії впливу ядерного вибуху (ЕМІ)

7.1. Обґрунтування необхідності проведення дослідження

Цивільна захист представляє систему загальнодержавних оборонних заходів, здійснюваних у мирний і воєнний час для захисту населення і народного господарства від зброї масової поразки, виробничих аварій, а також для проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відбудовних робіт у вогнищах поразки й зонах катастрофічного затоплення.

Однією з важливих і в той же час складних задач цивільної оборони є підвищення стійкості роботи об'єктів народного господарства в умовах військового, і мирного часу.

Під об'єктом народного господарства розуміємо сучасний складний інженерно-технічний комплекс, що включає в себе будинки, спорудження, енергосистеми, устаткування, технологічні лінії, автоматизовані системи, фізичні установки, апаратуру, прилади.

Стійкість роботи об'єкта – це здатність його безперебійно виконувати задані функції в умовах впливу знаряддя масової поразки, виробничих аваріях, а також пристосованість цього об'єкта до відновлення у випадку ушкоджень.

Для забезпечення усталеної роботи об'єктів народного господарства необхідно вирішити проблему збереження машин, приладів, устаткування, технологічних ліній, автоматизованих систем керування від впливу виробничої аварії. Завдання полягає в тім, щоб звести до мінімуму небезпеку руйнування устаткування і забезпечити швидке його відновлення при одержанні слабких і середніх ушкоджень.

Одним із важливих напрямків у підвищенні стійкості роботи об'єктів і систем народного господарства є строгий облік інженерно-технічних вимог цивільної оборони ще при їхньому проектуванні й будівництві.

Вихідними даними для оцінки стійкості роботи об'єкта і його елементів є:

- характеристика об'єкта і його захисних споруджень;

- конструкція будинків і споруджень, їхня міцність і вогнестійкість;
- характеристика устаткування, фізичних установок, автоматизованих систем і апаратури керування;
- характеристика виробництва по пожежостійкості;
- характеристика комунально-енергетичних мереж;
- характеристика місцевості.

Метою досліджень стійкості роботи об'єкта є всебічна оцінка його здатності в умовах впливу вражаючий факторів виробничої аварії давати заплановану продукцію з урахуванням швидкого відновлення при можливих утратах і руйнуваннях. Відповідно до завдання відбувся наземний ядерний вибух потужністю 500 кт на відстані 6 км від промислового об'єкта. Стандартне відхилення боєприпаса від точки прицілювання 0,6 км.

7.1.1. Актуальність питання захисту електричної станції від ЕМІ

ЕМІ може виникнути внаслідок надзвичайних ситуацій (НС). НС можуть бути природного характеру, соціально–політичного характеру, воєнного характеру.

Особливості географічного розташування України, атмосферні процеси, наявність гірських масивів, узвиш, близьких теплих морів обумовлюють різноманітність кліматичних умов. В результаті взаємодії всіх цих факторів виникають небезпечні стихійні явища. В окремих випадках вони мають катастрофічний характер для навколишнього природного середовища та населення.

Основними причинами виникнення НС природного характеру є руйнівні, непідвладні людині сили природи, що виникають як незалежні одна від одної або у взаємодії; антропогенний вплив господарчо-виробничої діяльності людини на природне середовище, який сприяє активізації, посиленню і навіть виникненню небезпечних природних явищ (землетрусів, зсувів, обвалів тощо).

Справжнім лихом є землетруси, повені, зсуви, селеві потоки, бурі, урагани, снігові заноси, лісові пожежі. Тільки за останні 20 років вони забрали життя понад трьох мільйонів чоловік. За даними ООН, за цей період майже один мільярд жителів нашої планети зазнали горя від стихійних лих. Для ліквідації їх наслідків залучаються сили та засоби цивільної оборони, часто значна частина населення і військові

формування, а на відновлювальні роботи витрачаються багато сил і великі матеріальні кошти.

Найчастіше серед НС природного походження в Україні трапляються: геологічно небезпечні явища (зсуви, обвали та осипи, осідання земної поверхні різного походження та інші); метереологічні небезпечні явища (зливи, урагани, сильні снігопади, сильний град, ожеледь); гідрологічно небезпечні явища (повені, паводки, підвищення рівня ґрунтових вод); природні пожежі лісових та хлібних масивів.

Основні причини виникнення НС воєнного характеру полягають у тому, що Україна не гарантована від ризику бути втягнутою у воєнні конфлікти, котрі відбуваються навколо.

Як свідчать події останнього часу, воєнно-політична обстановка, що склалася нині в східноєвропейському регіоні, характеризуються значною нестабільністю, спричиненою не тільки докорінною перебудовою всього нашого буття, а й суспільно-політичною кризою в державах колишньої Організації Варшавського Договору. У початкових умовах державотворення в багатьох країнах регіону ускладнилися проблеми реалізації їхніх національних інтересів, загострилися етнічні та міжконфесійні протиріччя, посилилася боротьба за джерела дешевої сировини, кваліфіковану робочу силу, ринки збуту своєї продукції та технологій. В зв’язку з цим у напрямку досягнення стратегічної стабільності з урахуванням геополітичного положення України, а також неприривного розвитку багатьох зовнішніх і внутрішніх дестабілізуючих подій (загострення політичної боротьби , поглиблення економічної кризи, поширення територіальних зазіхань з боку сусідніх держав, активізація сепаратиських рухів в Україні тощо) особливої актуальності набувають проблеми захисту її національних інтересів.

Виникнення надзвичайних ситуацій соціально-політичного характеру спричиняють, перш за все, небезпечні події терористичного спрямування, а саме: встановлення вибухових пристроїв, насильницькі акти з застосуванням ЗМУ, ядерний шантаж тощо. Соціальна нерівність у суспільстві, національно-конфесійні суперечності і відсутність ефективного правового регулювання економічної, політичної, громадської та релігійної діяльності сприяли утворенню значної кількості кримінальних

угрупувань, екстремістках націоналістичних організацій та фанатичних релігійних сект, які мають воєнізовані формування і визнають тероризм як основний засіб боротьби зі своїми супротивниками.

Тероризм за своєю суттю є складним соціально-політичним явищем, що акумулює в собі наявні протиріччя, які досягли в світі рівня конфлікту. Систематичні насильницькі акції з використанням вогнепальної зброї, різного роду вибухових пристроїв, захоплення людей, а також спроби ядерного шантажу дозволяють розглядати тероризм як широкомасштабне явище, що загрожує життєво важливим інтересам особистості, суспільства і держави.

Так як НС передбачити практично неможливо тому необхідно провести оцінку стійкості газоперекачувальної станції до впливу вторинних вражаючих факторів, які можуть виникнути внаслідок НС. Для компресорних станцій газопроводів велику небезпеку в разі НС представляють вторинні вражаючі фактори.

Вторинними вражаючими факторами, що можуть виникнути внаслідок НС є: вибухи, пожежі, руйнування вражених конструкцій будівель, які виникають внаслідок руйнувань та пожеж, які визвані НС. Наприклад, вибухи, які виникають внаслідок руйнування ємностей, що містять газ; пожеж, що виникають із-за враження електропроводки, ємностей та трубопроводів з легкозаймальними продуктами.

Руйнування та враження будівель, споруд, технологічних установок, ємностей та трубопроводів на підприємствах з вибухо- та пожежонебезпечною технологією (яким є газоперекачувальна станція) може призвести до витікання газоподібних або рідких вуглецевих продуктів. При змішуванні вуглецевих продуктів з повітрям виникають вибухо- та пожежонебезпечні суміші. Найбільш небезпечні суміші з повітрям вуглецевих газів являють суміші метану, пропану, бутану, етилену, бутилену та інших. Вибух пропану може статися при складі в 1м^3 повітря 21 л. газу, а займання – при 95 л.

7.2. Оцінка стійкості будівлі електростанції та ГТА від дії ЕМІ.

7.2.1. Коротка характеристика об'єкта дослідження

Об'єктом дослідження є електростанція та ГТА, який знаходиться в ній. Вихід із ладу ГТА істотно вплине на роботу електростанції, тому необхідно підсилювати інженерний захист будівлі електростанції і ГТА. Електростанція складається з двох цехів, які розташовані в одній будівлі. В першому цеху розташовано двигун, в другому – трансформатор, пункт управління процесом.

Визначимо основний вражаючий фактор – це електромагнітний імпульс (ЕМІ), на утворення якого витрачається невелика частина ядерної енергії, але він може породжувати великі імпульси струмів та напруг в дротах та кабелях повітряних та підземних ліній зв’язку, сигналізації, електропередач, в антенах радіостанцій і т.п. Оцінити стійкість елементів об'єкта при впливі ЕМІ – це значить визначити максимальні значення величин надлишкового тиску, при яких вони одержують слабкі, середні і сильні руйнування, для того, щоб установити доцільність і можливість відновлення роботи електростанції в короткий термін.

7.2.2. Методика оцінки стійкості об’єкту

1. Визначаємо можливу мінімальну відстань від центру вибуху до електростанції.

2. Визначаємо величину надмірного тиску та оцінюємо ступінь руйнування об’єкту.

3. Розраховуємо очікувані на об’єкту максимальні значення вертикальної та горизонтальної складових напруженості електричного поля.

4. Визначаємо максимально очікувану напругу наводок.

5. Визначаємо допустимі напруги наводок.

6. Отримані дані заносимо до таблиці 7.2.2.

7.2.3. Оцінка стійкості роботи електростанції до дії ЕМІ

Основним параметром ЕМІ, що визначає його вражаючу дію, є характер зміни напруженості електричного і магнітного полів у часі.

ЕМІ наземного ядерного вибуху на відстані до кількох кілометрів від центра являє собою одиничний сигнал з крутим переднім фронтом і тривалістю декілька десятків мілісекунд. Енергія ЕМІ розподілена н широкому діапазоні частот - від десятків герц до декількох мегагерц.

Вражаюча дія ЕМІ зумовлена виникненням наведених напруг і струмів у провідниках, розміщених у повітрі, землі, на обладнанні та інших об'єктах. Радіуси зон, в яких на антенах, повітряних лініях зв'язку і підземних кабелях наводяться небезпечні для апаратури напруги, визначаються за відповідними таблицями.

Як показник стійкості елементів апаратури електропостачання, електричних систем, радіотехнічних засобів і засобів зв'язку, що є на об'єктах до впливу ЕМІ ядерного вибуху, беруть коефіцієнт безпеки К, який визначається відношенням

граничнодопустимого наведеного струму чи напруги $\boldsymbol{U_B}$ до дійсно наведеного, тобто створеного ЕМІ в даних умовах $\boldsymbol{U_E}$. Коефіцієнт безпеки - логарифмічна величина, що вимірюється в децибелах:

$$K = 20 \cdot \lg \frac{U_B}{U_E} \text{ дБ.}$$

Оскільки окремі елементи систем можуть мати різні значення коефіцієнта безпеки, то стійкість системи в цілому буде характеризуватися мінімальним значенням коефіцієнта безпеки елементів, що входять до її складу. Це значення коефіцієнта безпеки є межею стійкості системи до впливу ЕМІ ядерного вибуху.

Оцінимо ступінь руйнування електростанції:

а) Знаходимо ймовірну мінімальну відстань від центра вибуху:

$R_{min}=R_г - r_{отк}=6,0 - 0,6= 5,4$ км

б)Визначаємо надмірний тиск для боєприпасів потужністю 500 кт

на відстані 5,9 км до центра вибуху при повітряному вибуху.

$\Delta P_Ф=19$ кПа.

Оцінимо ступінь руйнування об'єкту у випадку ядерного вибуху потужністю заряду 500 кт і оформимо у виді таблиці 7.2.1.

Таблиця 7.2.1. - Ступінь руйнування об'єктів при НС при $\Delta P_Ф$, кПа

Найменування елементів об'єкта	Ступінь руйнування			
	Слабке	Серед-нє	Сильне	Повне
Будівля із залізобетонним каркасом	20 – 30	30 – 50	50 – 70	70
Крани і кранове обладнання	20 – 30	30 – 50	50 – 70	70
Наземні трубопроводи на металевих опорах	20 – 30	30 – 50	50 – 80	–
Лінії електропередачі на залізобетонних опорах	10 – 20	20 – 30	30 – 50	70
Масляні вмикачі	10-20	20-30	-	-
Контрольно – вимірювальна апаратура	5-10	10-20	20-30	30
Повітряні лінії високої напруги	25-30	30-50	50-70	70
Під'ємно – транспортне обладнання	20	50-60	60-80	80
Трансформатори від 100 до 1000 кВт	20-30	30-50	50-60	60
Будівлі ЕС	50-100	100-200	200-300	300
Розподільні пристрої та допоміжні спору-дження електростанції	30-40	40-60	60-80	120

Необхідно оцінити стійкість роботи цеху з ГТА електростанції від дії ЕМІ.

Початкові данні: електростанція знаходиться на відстані 6 км від ймовірної точки прицілювання $R_г$ = 6 км; очікувана потужність боєприпасу q = 500 кт; вибух наземний, ймовірне максимальне відхилення боєприпасу від точки прицілювання $r_{отк}$ = 0,6 км; в цеху знаходиться ГТА. Елементи, які підлягають дії ЕМІ:

1. Електроживлення здійснюється від підстанції по підземному кабелю довжиною l = 100 м. Кабель має вертикальне відвітвлення до електрообладнання висотою 1,5 м. Допустиме коливання напруги мережі ±15%, коефіцієнт екранування кабеля η = 2; робоча напруга $U_р$ = 380 В.

2. Система програмного управління ГТА складається з пульта управління, розвідної мережі та блоків управління ГТА. Пульт управління виконаний на мікросхемах, які мають струмопровідні елементи висотою 0,05 м. Робоча напруга мікросхем 12 В. Живлення від загальної мережі напругою 220 В через трансформатор. Допустиме коливання напруги ±15%. Розвідна мережа має горизонтальну лінію 50 м та вертикальні відвітвління висотою 2 м до блоків управління ГТА. Робоча напруга 220 В. Допустиме коливання напруги ±15%. Коефіцієнт екранування системи $\eta = 2$.

Розв'язок. 1.Визначаємо можливу мінімальну відстань від центру вибуху до електростанції:

$R_{min}=R_г - r_{отк}=6,0 - 0,6= 5,4$ км

2. Розраховуємо очікуване на об'єкту максимальне значення вертикальної $E_в$ та горизонтальної $E_г$ складових напруги електричного поля:

$$E_B = 5\cdot 10^3 \cdot \frac{(1+2\cdot R_{\min})}{R_{\min}^{\ 3}} \cdot \lg(14.5\cdot q) = 5\cdot 10^3 \cdot \frac{(1+2\cdot 5.4)}{5.4^3} \cdot \lg(14.5\cdot 500) = 1450 \text{ В/м};$$

$$E_B = 10 \cdot \frac{(1+2\cdot R_{\min})}{R_{\min}^{\ 3}} \cdot \lg(14.5\cdot q) = 10 \cdot \frac{(1+2\cdot 5.4)}{5.4^3} \cdot \lg(14.5\cdot 500) = 2,9 \text{ В/м}.$$

3. Визначаємо максимально очікувану напругу наводок:

в системі електроживлення в горизонтальних $U_г$ та в вертикальних $U_в$ мережах

$$U_Г = \frac{E_Г \cdot l}{\eta} = \frac{2.9\cdot 100}{2} = 145\,\text{В};$$

$$U_B = \frac{E_B \cdot l}{\eta} = \frac{1450\cdot 1,5}{2} = 1090\,\text{В};$$

в системі програмного управління ГТА:

розвідної електромережі

$$U_Г = \frac{2,9\cdot 50}{2} = 73\,\text{В},\ U_Г = \frac{1450\cdot 2}{2} = 1450\,\text{В};$$

пульта управління

$$U_Г = \frac{1450\cdot 0,05}{2} = 36\,\text{В}.$$

4. Визначаємо допустимі напруги наводок:

в системі питання ГТА

$$U_{Д1} = 380 + \frac{380}{100} \cdot 15 = 437 \text{ В};$$

в пульті управління

$$U_{Д2} = 12 + \frac{12}{100} \cdot 15 = 13{,}8 \text{ В};$$

в розвідній електромережі

$$U_{Д3} = 220 + \frac{220}{100} \cdot 15 = 253 \text{ В}.$$

Отримані данні заносимо до таблиці 7.2.2.

Таблиця 7.2.2. - Результати оцінки стійкості цеху електростанції до дії ЕМІ

Елементи		Допустимі напруги наводок $U_Д$, В	Напруження електричних полів, В/м		Наводимо напруження в струмопровідних елементах, В		Результати впливу
			$E_В$	$E_Г$	$U_В$	$U_Г$	
Система живлення ГТА		437	1450	2,9	1090	145	Може вийти з ладу
Система програмного управління	Пульт управління	13,8	1450	2,9	36	-	Теж вийде з ладу
	Розвідна електромережа	253	1450	2,9	1450	73	Може вийти з ладу від вертикальної складової електричного поля

Висновок. Цех електростанції може опинитися в зоні дії ЕМІ наземного ядерного вибуху. При цьому можуть вийти з ладу електроживлення обладнання, пульт управління і блоки управління ГТА.

Відповідно до таблиці 7.2.1. можна зробити висновок про те, що середнім руйнуванням не піддасться нічого. Відзначимо, що до слабких руйнувань відносяться ушкодження електропроводки, систем змащення, охолодження й гідравліки, передавальних механізмів, важелів і т.д., що можуть виникнути при невеликих надлишкових тисках $\Delta P_Ф$ чи від осколків і уламків легкоруйнуємих елементів будинків. Ці ушкодження несуттєво позначається на роботі устаткування, і можуть бути усунуті поточним ремонтом без зупинки виробництва.

Усі будинки й комунікації піддадуться слабким руйнуванням.

При аналізі отриманих результатів доцільно виконати наступні основні заходи:

- енергетичні комунікації зробити підземними, що різко підвищить стійкість енергопостачання об'єкта;
- підвищити міцність приміщення трансформаторної підстанції і виробничих приміщень;
- для запобігання повторення виробничої аварії підведення паливного газу робити по підземній лінії.
- використання оптимальних конструкцій і матеріалів будинків і споруджень;
- надійне закріплення устаткування на фундаменті;
- застосування опор устаткування, що демпфують;
- створення спеціальних захисних пружних навісів, кожухів, парасолів, сіток і т.п.;
- розташування масивної техніки на нижніх поверхах і поза приміщенням;
- на входах(виходах) пультів управління ГТА поставити швидко дійні вимикаючи пристрої;
- розвідна мережа системи програмного управління положити в стальні труби, а пульт управління та блоки управління ГТА закрити екраном, екрани заземлити.

7.3. Аналіз про необхідність проведення дослідження. Економічна доцільність планованих заходів щодо підвищення стійкості електростанції

Надійна робота електростанції визначає безперебійну подачу електроенергії до споживача, нерозривно зв'язана з захистом робітників, службовців і членів їхніх родин від зброї масової поразки у воєнний час і техногенні аварії у мирний час.

Інженерно-технічний комплекс будь-якого підприємства включає будинки і спорудження, технологічне устаткування й комунікації, електромережі, тепломережі, водопровід і газопровід.

Від стійкості будинків і споруджень залежить в основному стійкість всього об'єкта.

Доцільною межею підвищення стійкості будинків і споруджень до впливу ударної хвилі вважається такий, при якому отримані об'єктом руйнування дають можливість його виправданого відновлення. Разом із тим прагнути підвищувати стійкість усіх будинків і споруджень не випливає, тому що це зв'язано з великими матеріальними витратами, що не завжди будуть виправданими. Головним чином, варто підвищувати міцність найбільш важливих елементів електростанції, від яких залежить робота всього об'єкта.

Підвищенню стійкості будинків і споруджень комплексу досягається пристроєм каркасів, рам, підкосів, контрфорсів, опор для зменшення прольотів несучих конструкцій, а також застосуванням більш міцних матеріалів.

Надійно захистити все технологічне устаткування від впливу ударної хвилі практично не можливо, тому що доводити міцність будинків цехів до захисних властивостей притулків економічно недоцільно. Захист устаткування електростанції необхідний у більшій частині через те, що устаткування, що захищається, важко відновлюється.

Захист устаткування входить у загальний комплекс заходів щодо підвищення стійкості роботи підприємств. Щоб уникнути ушкодження устаткування уламками конструкцій, що руйнуються, варто раціонально компонувати його.

При реконструкції і розширенні будинку цеху необхідно передбачати: розміщення важкого устаткування на нижніх поверхах; міцне закріплення елементів

устаткування на фундаментах; розміщення найбільш коштовного і нестійкого до ударів устаткування в будинках із підвищеними міцнішими характеристиками спеціальних захисних споруджень, а більш міцного коштовного устаткування – в окремо коштують будинках павільйонного типу, що мають полегшені і важкогорючі конструкції, руйнування яких не вплине на схоронність устаткування.

Крім того, варто створювати запаси найбільш уразливих деталей і вузлів ГТА та устаткування (пультів керування, електроустаткування й ін.), а також виготовляти в мирний час захисні конструкції (кожухи, навіси, козирки і т.д.) для захисту устаткування від ушкоджень при обваленні конструкцій будинків.

Для сучасних підприємств характерно велика кількість комунікацій для подачі води, пари, електроенергії, газу, що розташовані відкрито на високих чи естакадах зовнішніх стінах будинків, що полегшує їхній регулярний огляд і поточний ремонт.

Для підвищення надійності комунікацій випливають: заглиблювати основні комунально-енергетичні мережі чи комунікації розміщати їх на низьких естакадах і обваловувати ґрунтом; збільшувати міцність трубопроводів постановкою ребер жорсткості, хомутів, що з'єднують два-три трубопроводу в один пучок, і ін.

ВИСНОВКИ

В роботі, згідно із завданням кафедри турбін виконано розробку та дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу й теплової схеми приводного ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і рекуперацією. На базі проведених досліджень розроблено перспективний газотурбінний агрегат з використанням компресорного блоку двигуна UGT 15000 моделі DB90 для приводу генератора електричного струму на блочній електростанції.

1. На основі аналізу результатів математичного моделювання виконано порівняльне дослідження ефективності ГТА з проміжним підігрівом газу, перерозширенням і ГТА простого циклу для рівня технології вітчизняного проектанта та виробника приводних ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект".

2. Встановлено, що використання перерозширення в схемі ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД і рекуперацією дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300 ... 1600 К максимального ККД циклу (38,0 ... 44,5)%, а питомої потужності від 350 до 580 кВт/(кг/с) відповідно, при відносно невисоких значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_к$ = 12,0 ... 16,5.

3. Застосування перерозширення в схемах ГТА з КЗПП за газогенератором ГТД і рекуперацією дозволяє досягти приросту ККД циклу, в порівнянні з ГТА простої схеми, від 6 до 18% зі зростанням при більш високих температурах газу перед турбінами ГТД - T_3. За питомою потужністю, виграш від 54 до 66%.

4. Визначено оптимальні, для отримання в циклі максимального ККД, значення міри підвищення тиску газу в ексгаустері, що мають величину від 2,9 до 4,1 для інтервалу температур газу перед турбіною ГТД 1300 ... 1600 К. Недогрів газу в КЗПП до температури T_3 встановлює 300 градусів.

5. Суттєво впливає на ефективний ККД і питому потужність досліджуваного циклу ГТА величина мінімального температурного напору за кінцевим охолоджувачем. Визначено, що при зменшенні цього параметра на кожні 5 градусів ККД і питома потужність циклу зростають в середньому на 0,7%.

6. Застосування рекуперації в схемі приводного ГТА з перерозширенням дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300 ... 1600

К теплового ККД циклу (86,0 ... 92,0)%. При цьому, значення коефіцієнта ефективності когенерації становить 0,45 ... 0,48.

7. Приймаючи до уваги вище зазначене, для перспективного ГТА з використанням компресорного блоку двигуна UGT 15000 моделі DB90 з проміжним підігрівом газу, перерозширенням та рекуперацією для електростанції можна рекомендувати наступні параметри ГТА: T_3 = 1480 К; $T_{зов}$ = 288 К; міра підвищення тиску в двокаскадному компресорному блоку ГТД – 19,6; міра підвищення тиску в ексгаустері – 2,8; недогрів газу в КЗПП до температури T_3 – 240 градусів.

Ці параметри, на наш погляд, є найбільш доречними з урахуванням конструкторських і технологічних можливостей згідно рівню технології вітчизняних ГТД третьої і четвертої генерації, спроектованих і створених на вітчизняному НВКГ «Зоря»-«Машпроект».

8. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегату η_e = 0,3648, ефективна потужність ГТА N_e = 30841 кВт; питома потужність $N_{пит_{гтд}}$ = 434,38 кВт/(кг/с), питома витрата палива, без урахування рекуперації газів за ГТД, C_{N_e} = 0,1973 кг/(кВт·год), температура газів на виході з ГТА T_4 = 849,22 К.

9. У процесі проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, ексгаустеру, основної камери згоряння, камери згоряння проміжного підігріву, турбінної частини і теплообмінних апаратів ГТД та проведене їхнє компонування.

10. Проведені заходи з техніки безпеки, та охорони праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища, ЦЗ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Данилов, Ю. А.** Применение перерасширения в газотурбинных и комбинированных установках [Текст] / Ю. А. Данилов – Труды МАИ.1957. Вып. 92.
2. **Маковский, В. М.** Опыт и исследования турбин внутреннего сгорания [Текст] / В. М Маковский – Киев, 1925. – 235 с.
3. **Stodola, A.** Dampf und Casturbinen. [Text] / A. Stodola – Berlin, 1924. – 311с.
4. **Розенберг, Г. Ш.** Использование энергии выпускных газов судовых двигателей с воспламенением от сжатия в газовых турбинах, работающих с разряжением: Автореф. дис. канд.техн.наук [Текст] / Г. Ш. Розенберг. – Ленинград. ЦНИИМФ. Л., 1955.
5. **Pflaum, W.** Hause .Leistungserhohung der Gasturbine durch. Absenkung des Entspannungsenddrucres [Text] / W. Pflaum // MTZ. 1968. N 1.
6. **Дубинский, М. Г.** А.с. № 80439 СССР, МКИ F 02с. Двухконтурный двигатель / Дубинский М. Г., Копелев С. 3,. Мацук А. С. – заявл. 23.05.1948.
7. **Перельштейн, Б. Х.** А.с. № 466775 СССР, МКИ F 02с. Газотурбинная установка / Перельштейн Б. Х., Бородовицын Ю. А., Шарапов Л. Е. (СССР) – № 1538676/24-6; заявл. 13.08.71, зарег. 13.12.74
8. **Перельштейн, Б. Х.** А.с. № 267257 СССР, МКИ F 02с. Газотурбинная установка / Перельштейн Б. Х., Локай В. И., Тунаков А. П. (СССР) – № 1223465; заявл. 06.03.68, зарег.13.01.1970.
9. **Перельштейн, Б. Х.** Исследование высокотемпературных газотурбинных установок со ступенчатым отводом тепла [Текст] / Б. Х. Перельштейн, В. И. Локай, А. П. Тунаков // Тез. межвуз. конф. М., 1970.
10. **Перельштейн, Б. Х.** Новые энергетические системы [Текст] / Б. Х. Перельштейн // Казань – Изд-во Казанского государственного технического университета, 2008. 244 с.
11. **Перельштейн, Б. Х.** Разработка и исследование ГТУ со ступенчатым отводом тепла: Автореф. дис канд. техн. наук [Текст] / Б. Х. Перельштейн // Казан. авиац. ин-т. Казань, 1976.

12. **Тарелин, А. А.** Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы [Текст] / А. А. Тарелин, В. А. Коваль, Е. А. Ковалева // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/4 (40). – С. 4–8.
13. **Розенберг, Г. Ш.** Использование энергии выпускных газов судовых двигателей с воспламенением от сжатия в газовых турбинах, работающих с разряжением: Автореф. дис. канд.техн.наук [Текст] / Г. Ш Розенберг // Ленинград. ЦНИИМФ. Л., 1955.
14. Improvements in or relating to gas turbine engines (Rolls-Royce Ltg). [Text] / V. N. Ferriman British Patent – № 284335, states 15.04.70, published 0.9.08.72.
15. **Матвиенко, В. Т.** Результаты экспериментальных исследований характеристик ГТД с турбиной перерасширения [Текст] / / В. Т. Матвеенко // Авиационно-техническая техника и технология. Сб. науч. тр. № 9. Тепловые двигатели и энергоустановки. Харьков, 1999.
16. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії [Текст]: Навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук – Миколаїв: НУК, 2008. – 420с.
17. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії [Текст]: Навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с.
18. **Романовський, Г.Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: Навчальний посібник. / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. - Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 304 с.