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 та дослідження ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 16000 кВт для компресорної станції*

Виконала:
студентка групи 6231м

_____ Савенко Ю.В.
(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
_____
"04" _____09_____2023 р.

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

Студенту _____Савенко Ю.В._____

1. Тема роботи:

" Розробка та дослідження ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 16000 кВт для компресорної станції"

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

Затверджені наказом ректора №____ від «___»_____2023 року

2. Термін подання роботи: _____20.12.2023 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи)_____

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

4.1. Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності ГТА складних термодинамічних циклів.

4.2. Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД для компресорної станції.

4.3. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД.

4.4. Дослідження та оптимізація параметрів термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД.

4.5. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД для компресорної станції.

4.6. Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД для компресорної станції.

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 регенерацією тепла відхідних газів ГТД.

5.1. Основні положення математичної моделі для дослідження циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД .

5.2. Ілюстративний матеріал по результатах дослідження

5.3. Компоновочне креслення ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД для компресорної станції.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи (КР)	Термін виконання етапів	Примітка
1	Інформаційний пошук	05.09.2023	
2	Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД	10.09.2023	
3	Розробка математичної моделі для дослідження циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД	20.09.2023	
4	Дослідження та оптимізація параметрів циклу ГТА з з регенерацією тепла відхідних газів ГТД	10.10.2023	
5	Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД	1.11.2023	
6	Компоновочне креслення ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД для компресорної станції	25.11.2023	
7	Охорона праці	2.12.2022	
8	Охорона навколишнього середовища	10.12.2022	
9	Оформлення КР та подання її до захисту	20.12.2022	

Студент _____ (підпис) **Савенко Ю.В.**

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

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка та дослідження газотурбінного агрегата з регенерацією тепла відхідних газів потужністю 16000 кВт для компресорної станції. Послідовно освітлені наступні питання: розроблено математичну модель для дослідження термодинамічного циклу та досліджено схему і термодинамічний цикл агрегата з регенерацією тепла відхідних газів; проведено оптимізацію та аналіз параметрів термодинамічного циклу агрегата з регенерацією тепла відхідних газів; проведено термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми агрегата; виконані необхідні конструктивні розрахунки; проведений огляд заходів з техніки безпеки та охорони праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища на компресорній станції.

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

ABSTRACT

The work includes the development and research of a gas turbine unit with exhaust heat recovery with a capacity of 16,000 kW for a compressor station. The following issues are consistently covered: a mathematical model for studying the thermodynamic cycle has been developed and the scheme and thermodynamic cycle of the unit with exhaust heat recovery have been studied; optimization and analysis of the parameters of the thermodynamic cycle of the unit with exhaust heat recovery have been carried out; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and the unit scheme have been carried out; the necessary design calculations have been made; a review of occupational safety and health measures, as well as environmental protection measures at the compressor station has been carried out.

Keywords: gas turbine installation; compressor station; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

ЗМІСТ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА 2
АНОТАЦІЯ 7
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ 8
ВСТУП 9
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА СКЛАДНИХ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ 11
1.1. Методи підвищення ефективності ГТА з використанням регенерації тепла відхідних газів 12
1.2 Постановка задачі дослідження 20
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ГТА З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ГТД ДЛЯ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ 21
2.1 Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД 22
2.2 Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД 24
2.3 Дослідження та оптимізація параметрів термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД 29
РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ГТА З РЕГЕНЕ-РАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ГАЗІВ, ЩО ВІДХОДЯТЬ З ГТД 33
3.1 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з регенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД на режимі повної потужності 34
РОЗДІЛ 4 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ 40
4.1 Визначення габаритних розмірів осьового компресору ГТД 41
4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД 46
4.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД 48
4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД 55

4.4.1. Визначення габаритних розмірів регенератора ГТА 55
РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ 59
5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі компресорної станції 60
5.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі компресорної станції (система піногасіння) 65
5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів. 68
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА 71
6.1. Аналіз шкідливої дії вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище..... 72
6.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів 76
6.3. Заходи, прийняті в проектованому двигуні для зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище 81
РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ 83
7.1. Обґрунтування необхідності проведення аналізу видів й наслідків відмов при функціонуванні компресорної станції..... 84
7.2. Аналіз видів й наслідків відмов при функціонуванні компресорної станції.... 86
7.2.1. Визначення наслідків відмов елементів системи ГТД 86
7.2.2. Аналіз видів й наслідків відмов 87
7.3. Аналіз проведеного дослідження стійкості роботи газотурбінної компресорній станції 92
ВИСНОВКИ 93
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 94

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВНА – вхідний напрямний апарат

ВП – вхідний пристрій

ГТА – газотурбінний агрегат

ГТД – газотурбінний двигун

КВПТ – коефіцієнт відновлення повного тиску

КВТ – компресор високого тиску

ККД – коефіцієнт корисної дії

КНТ – компресор низького тиску

МГ – магістральний газопровід

НА – напрямний апарат

НЛ – напрямна лопатка

ОВ – опорний вінець

ПГУ – парогазова установка

РК – робоче колесо

РЛ – робоча лопатка

СА – спрямний апарат

СТ – силова турбіна

ТВТ – турбіна високого тиску

ТН – турбіна нагнітача

ТНТ – турбіна низького тиску

ВСТУП

Паливно-енергетична галузь є однією з основних галузей народного господарства. В цей час на її становлення і розвиток спрямовані значні зусилля промисловості та влади країни, отже на сьогоднішній день актуальним є питання зберігання і транспортування нафти та газу. Одним з основних енергоносіїв зараз є природний газ і газоперекачувальні станції являють собою елемент системи транспортування природного газу від місць добування до споживачів. Щорічно зростає сумарна протяжність магістральних трубопроводів, споруджуються десятки нових та переобладнуються старі газоперекачувальні станції.

Очевидною є тенденція зростання робочого тиску газопроводів, потужності компресорних станцій та економічності використання встановленого обладнання.

Під час проектування газопроводу і компресорної станції можливий вибір між поршневим газоперекачувальним агрегатом та нагнітачем з електро- та газотурбінним приводом. Однак, найбільшу перевагу і розповсюдження мають компресорні станції з приводом від стаціонарної газотурбінної установки або конвертованих транспортних газотурбінних двигунів. Це зумовлено наступними перевагами ГТД, які представляють інтерес для газової промисловості:

- використання газотурбінними установками природного газу в якості палива, що вирішує проблему паливопостачання для ГТУ на станцію;

- здатність ГТУ працювати тривалий період на режимі повної потужності, можливість достатньо ефективного регулювання потужності та властивість ГТД значно збільшувати потужність в холодні періоди року;

- забезпечення, завдяки модульному принципу проектування, швидкого та легкого транспортування станції до місця її установки, а також швидкого монтажу;

- перспективи вдосконалення газотурбінних установок з метою підвищення їх економічності та надійності.

Робота присвячена дослідженню можливостей створення високоефективних і конкурентоспроможних вітчизняних газотурбінних двигунів (ГТД), що відповідають сучасним вимогам до енергетичних модулів нового покоління. Одним з **актуа-**

льних напрямків вирішення цієї проблеми є реалізація складної теплової схеми суднової газотурбінної установки з утилізацією теплоти відпрацьованих газів та впорскуванням екологічної та енергетичної водяної пари в проточну частину камери згоряння.

Мета і завдання дослідження. Метою даної наукової роботи є розробка і дослідження ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 16000 кВт для компресорної станції, що може бути реалізованим з використанням вітчизняних технологій та вузлів вже існуючих двигунів.

Об'єкт дослідження **–** процеси у термодинамічному циклі ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 16000 кВт для компресорної станції.

Предмети дослідження **–** термодинамічний цикл і теплова схема ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 16000 кВт для компресорної станції.

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.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.12.01.ПЗ			
Студент.		Савенко Ю.В.			Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності ГТА складних термодинамічних циклів.	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					11	20
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА СКЛАДНИХ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ

1.1. Методи підвищення ефективності ГТА з використанням регенерації тепла відхідних газів

В процесі вдосконалення ГТД для приводу нагнітачів на компресорних станціях одним з головних завдань є підвищення ефективного ККД двигуна.

Існують два основних шляхи підвищення ККД ГТД:

- ускладнення теплової схеми;

- підвищення температури газів перед турбіною високого тиску.

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 задаванням більш високих початкових параметрів робочого тіла.

ГТД регенеративного циклу мають достатньо складну систему трубопроводів підводу і відводу повітря і газу до рекуператора. Крім того змінюється конструкція вузла КЗ – вводяться фланці відводу і підводу повітря. ГТД регенеративного циклу достатньо широко застосовувались в 1950…1970 роках в класі потужності 25 МВт. Оскільки ГТД перших поколінь мали відносну низьку міру підвищення тиску, застосування регенерації тепла дозволило підвищити їх економічність до 25%. Регенеративний цикл використовується в сучасних і перспективних малорозмірних ГТД – в них складно реалізувати високу міри підвищення тиску з високим ККД. На рис. 1.1 показаний новий одновальний енергетичний ГТД з рекуператором потужністю 4,6 МВт фірми Solar. Двигун Mercury 50 має оригінальну компоновку вузлів, що забезпечує мінімальну довжину трубопроводів циклового повітря та виносну КЗ [1].

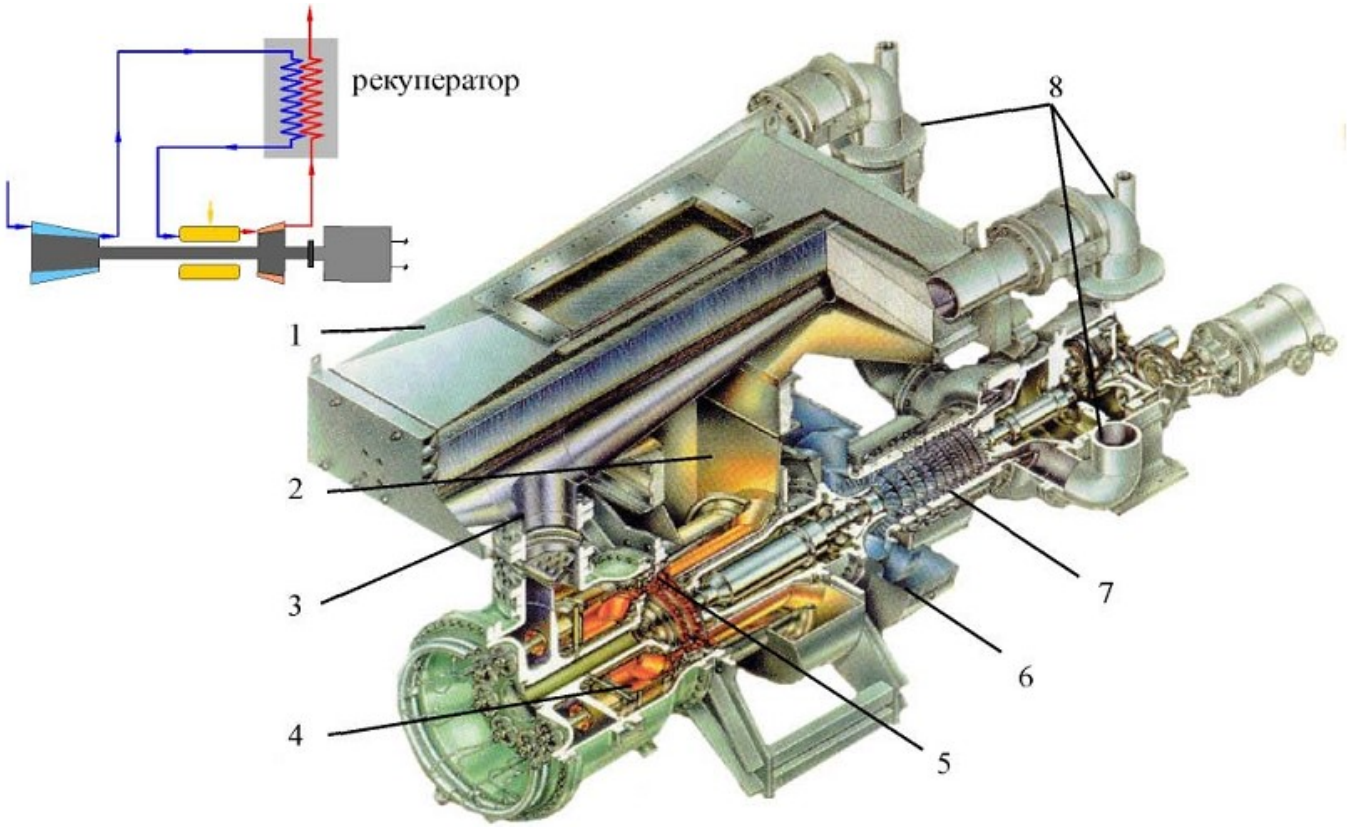

Рис. 1.1. Конструктивна компоновка перспективного одновального ГТД з рекуператором Mercury 50 фірми Solar потужністю 4,6 МВт: 1 – рекуператор; 2 – канал підводу газу від турбіни до рекуператору; 3 – канал підводу повітря від рекуператора до КЗ; 4 – виносна КЗ; 5 – турбіна; 6 – вхідний пристрій; 7 – компресор; 8 – трубопроводи підводу повітря від компресора до рекуператора

На рис. 1.2. показаний ГТД WR-21 потужністю 25 МВт фірми Rolls-Royce з традиційною компоновкою вузлів і системи відводу й підведення повітря до рекуператору. Двигун працює за більш складного циклу з проміжним охолодженням і регенерацією тепла. WR-21 розроблений для ВМФ США, має високу економічність не тільки на номінальному, а й на глибоких дросельних режимах. Така економічність забезпечується підтримкою постійної температури перед рекуператором при зниженні потужності за рахунок регулювання («прикриття») СА вільної СТ. Проміжний повітряохолоджувач (ППО) виконаний у вигляді компактного повітряно-рідинного теплообмінника, розташованого між КНД і КВД по периметру навколо двигуна [1].

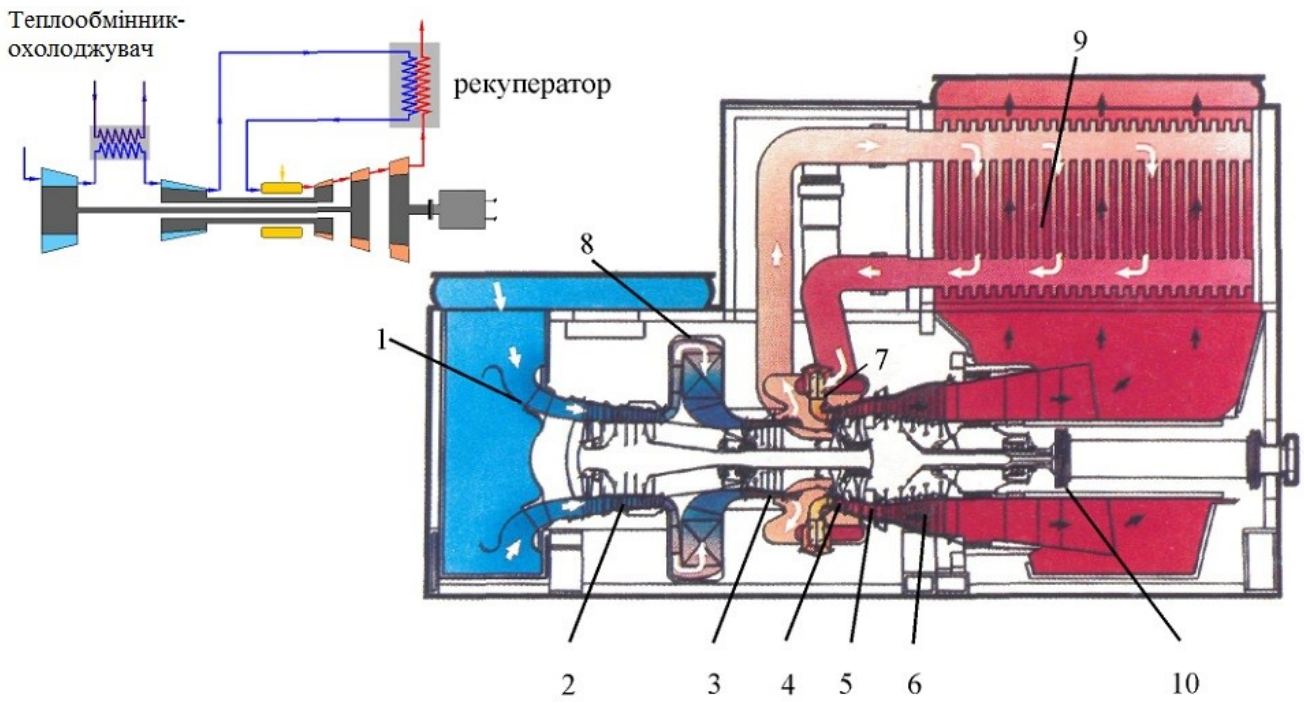

Рис. 1.2. ГТД WR-21 потужністю 25 МВт фірми Rolls-Royce: 1 – Вхідний пристрій; 2 – КНТ; 3 – КВТ; 4 – ТВТ; 5 – ТНТ; 6 – СТ; 7 – КЗ; 8 – теплообмінник-охолоджувач; 9 – рекуператор; 10 – вал відбору потужності

Проміжне охолодження може бути реалізоване також при впорскуванні води за КНТ – відбувається відбір тепла від повітря при випарюванні крапель води в каналі в КНТ та КВТ та в перших ступенях КВТ. Для швидкого випаровування система розпилу повинна забезпечити дроблення крапель до розміру 20 мкм. Такий цикл реалізований в ГТД LM6000 SPRINTфірми General Electric.

На рис. 1.3 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 $\pi_{корт}$ у циклі ГТД з ТП і Р становить 4…6, що забезпечує більш високий ККД компресора.

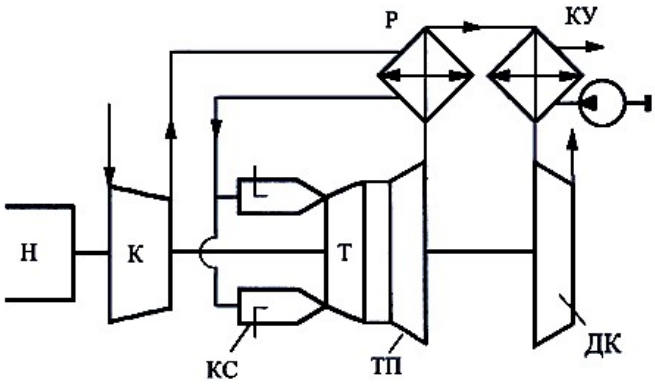

Рис. 1.3. Схема ГТД з турбіною перерозширення і регенерацією теплоти

Найбільші значення питомої потужності в циклах ГТД з ТП і Р максимально наближені до $\pi_{к_{opt}}$ за ККД, а $\pi_{дк_{opt}}$ 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.

Якщо розглядати характеристики ГТД складних циклів з блокованою силовою турбіною на змінних режимах, то для когенераційних ГТУ, що забезпечують енергією комунальні і промислові об'єкти, характерна робота на часткових навантаженнях, тому вибір оптимальної теплової та конструктивної схеми установки для роботи її при змінному режимі є важливим експлуатаційним фактором.

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. 1.4,а); стискання повітря здійснюється в 10-ступінчастому осьовому компресорі; потужність на привід компресора і корисна потужність генеруються двоступінчастою осьовою турбіною. При початковій температурі газу 1436 К і мірі підвищення тиску 9,9 ефективний ККД агрегату складає 38,5 %.

Компаніями "General Electric Co." і "Honeywell International, Inc." Спільно розробляється танковий ГТД нового покоління LV100-5 потужністю 1120 кВт (див. рис.

1.4,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. 1.4,в). Двигун має тривальну схему. Міра регенерації становить 0,70.

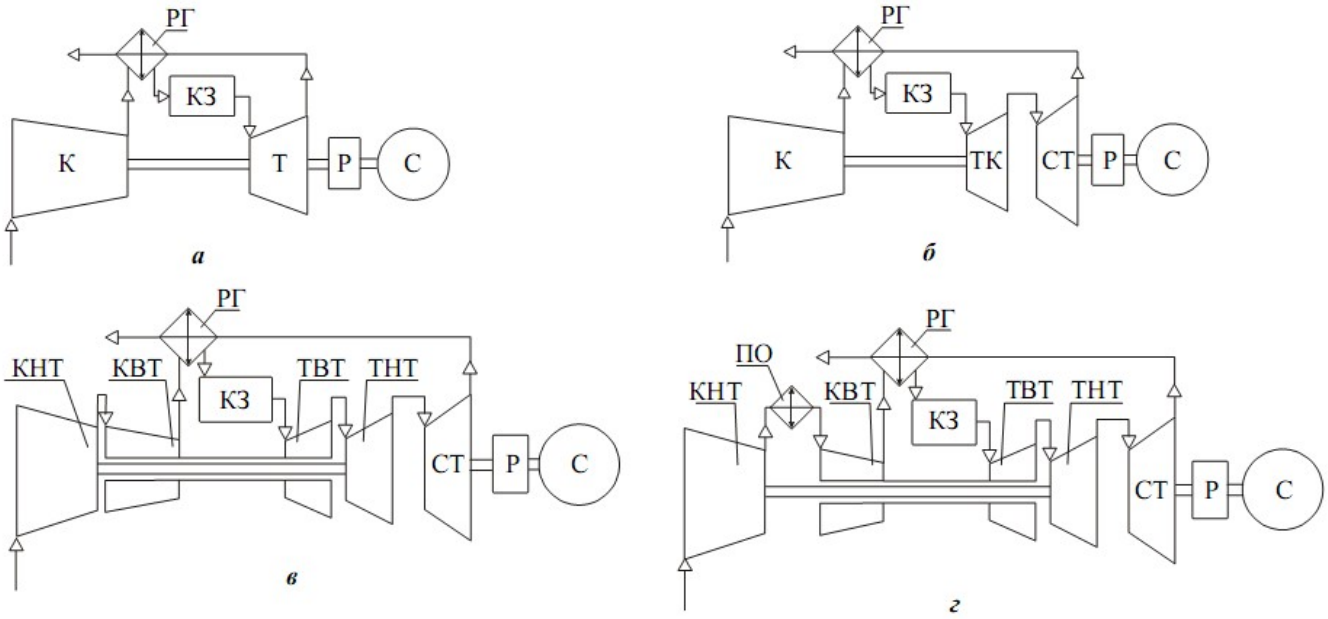

Рис. 1.4. Конструктивні схеми агрегатів з регенерацієютепла (а, б, в), регенерацією та проміжним охолодженням (г), КЗПП – камера згоряння проміжного підігріву; РГ – регенератор; ПО – повітроохолоджувач

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 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.

Двигун AGT1500 (рис. 1.5) спеціально розроблявся газотурбінним підрозділом "AVCO Lycoming Co." (м. Стратфорд, штат Коннектикут)* для приводу бойового американського танка M1 "Abrams". Роботи фінансувалися командуванням танкових і автомобільних військ Департаменту оборони США. Основними субпідрядниками виступили фірми "Unison Industries", "Globe Motors", "General Motors Corp." ("Allison Transmission Division"), "Solar Turbines Inc." та "Donaldson Co. Inc.".

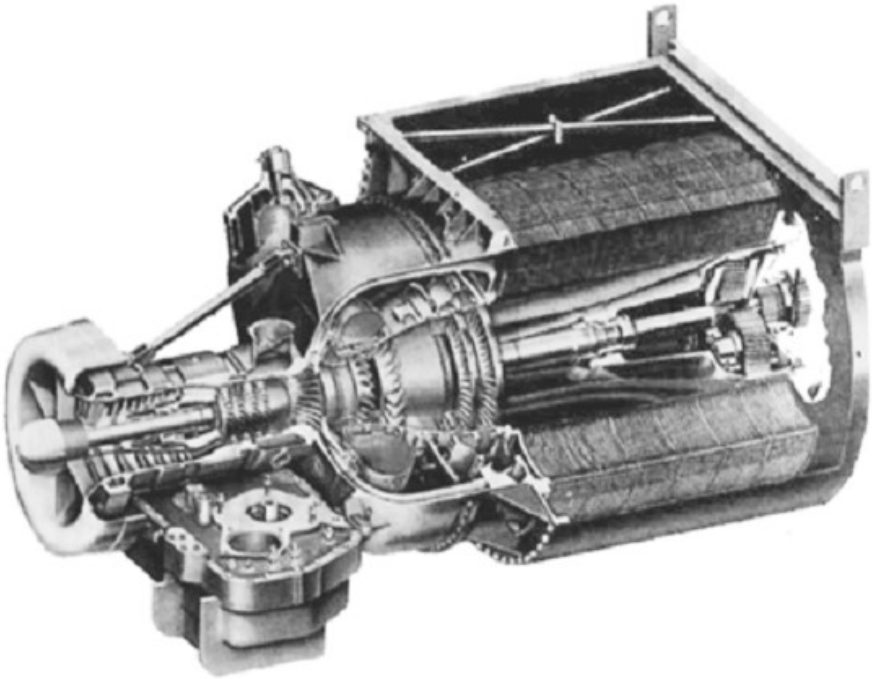

Рис. 1.5. Двигун AGT1500

Двигун виконаний тривальним за схемою з регенерацією тепла відпрацьованих газів (рис. 1.6). Підведення повітря – вертикальне, відбувається через вмонтова-

ний у корпус танка двоступінчастий повітряний фільтр (поставляється фірмою "Donaldson Co. Inc."), який складається з інерційного сепаратора часток та бар'єрного фільтра. У підвідному пристрої здійснюється поворот потоку повітря на 90° з метою забезпечення його осьового входу до компресора.

Компресор низького тиску – осьовий, 5-ступінчастий, має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром. Вхідний напрямний апарат виконаний регульованим. Широкохордові робочі лопатки 1-го ступеня обандажені в середньому перетині. Корпус КНТ має горизонтальне рознімання і складається з двох частин.

Компресор високого тиску – осевідцентровий, складається із чотирьох осьових та одного відцентрового ступенів. Його особливістю є обертання ротора у бік, протилежний напрямку обертання ротора КНТ. Відцентрове колесо виконане зі звичайної сталі, осьові ступені – з високолегованої нержавіючої сталі. Корпус КВТ містить у собі чотири припаяних напрямних апарати, останній з яких має подвійний ряд напрямних лопаток для запобігання якого-небудь завихрення потоку перед відцентровим ступенем.

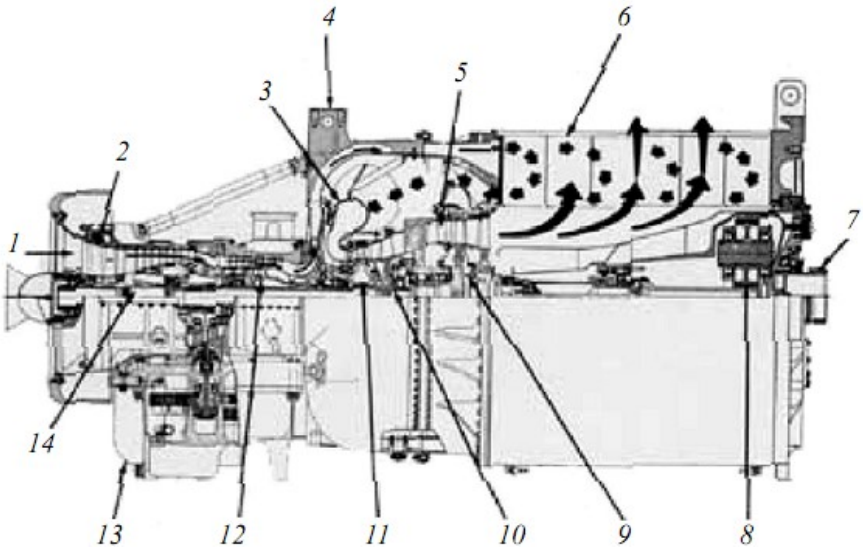

Рис. 1.6. Подовжній переріз двигуна AGT1500:

1 – вхід повітря; 2 – поворотний ВНА; 3 – КЗ; 4 – корпус дифузора; 5 – поворотний сопловий апарат 1-го ступеня ТВТ; 6 – регенератор; 7 – вихідний вал;8 – редуктор; 9 – СТ; 10 – ТНТ; 11 – ТВТ; 12 – КВТ; 13 – коробка приводів; 14 – КНТ

Стиснене повітря виходить із КВТ у радіальному напрямку і розвертається на 90° у каналах горизонтально розташованого пластинчастого регенератора (постав-

ляється "Solar Turbines Inc."). Останній має барабанно-циліндричну форму, коаксіально розташований навколо вихідного вала ГТД і складається з кільцевих пластин, в яких методом гідравлічного пресування створені отвори, бортування та фігурне гофрирування теплообмінних поверхонь (рис. 1.7). Кільцеві пластини з'єднані в циліндричну барабанну матрицю електронно-променевим зварюванням. Як матеріал для теплообмінних поверхонь обраний сплав IN625. Міра регенерації при роботі ГТД на режимі 70 % від номінального складає 0,72.

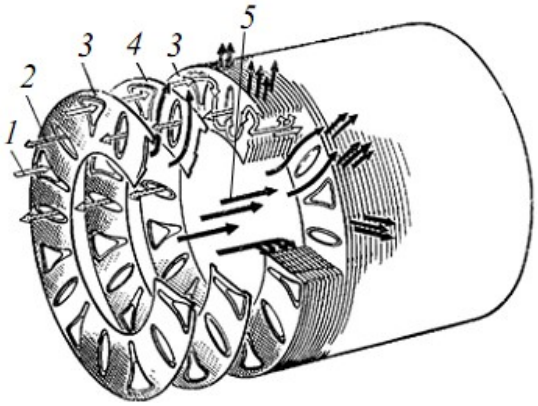

Рис. 1.7. Схема регенератора двигуна AGT1500:

1 – холодне повітря; 2 – підігріте у регенераторі повітря; 3, 4 – канали для проходження повітря та газів відповідно; 5 – гарячий газ

Кільцева протитокова камера згоряння розташована над турбінною частиною і містить у собі паливний пристрій та електроіскровий запальник (поставляються компанією "Unison Industries"). Прикріплена болтами в цій частині корпусукришка забезпечує легкий доступ до жарової труби при огляді та ремонті.

Приводом КВТ виступає одноступінчаста, охолоджувана осьова турбіна. Диск ТВТ виготовлений зі сплаву "Waspaloy". Охолодне компресорне повітря надходить усередину хвостовиків 28 робочих лопаток і виходить у проточну частину крізь отвори у вихідній кромці. Одноступінчаста, неохолоджувана осьова ТНТ є приводом КНТ. Поєднувальний вал проходить усередині порожнього вала ТКВТ. Разом зі своїми верхніми і нижніми бандажними полицями відлиті 23 соплові лопатки. Відведення потужності від двоступінчастої неохолоджуваної силової турбіни здійснюється з боку гарячої частини двигуна. Одноступінчастий планетарний редуктор знижує частоту обертання вихідного вала до 3000 об/хв.

1.2. Постановка задачі дослідження

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

1. Виявити характерні особливості різних модифікацій ГТА з регенерацією тепла відхідних газів, а також на основі загального термодинамічного аналізу провести порівняльне дослідження з ГТА постої схеми.

2. Розробити математичну модель циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів, а також алгоритм оптимізації його параметрів і необхідне програмне забезпечення для комп'ютерних розрахунків.

3. Виконати параметричне дослідження циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів, одержати його оптимальні параметри, порівняти с показниками ефективності ГТА простої схеми.

4. Вибрати та обґрунтувати параметри схеми перспективного ГТА з регенерацією тепла відхідних газів для детальної розробки.

5. Розробити методику теплового проектувального розрахунку схеми ГТА з регенерацією тепла відхідних газів на номінальному режимі.

6. Розробити конструктивний варіант ГТА з регенерацією тепла відхідних газів, що використовується для приводу нагнітача природнього газу.

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
Студент.		Савенко Ю.В.		
Керівник		Ващиленко М.В.		
Консульт.				
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.		

ДП.142.6231м.12.02.ПЗ

Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД для компресорної станції.

Літ.	Арк.	Аркушів
	21	32

НУК

РОЗДІЛ 2
РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ГТА З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ГТД ДЛЯ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

2.1 Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД

Для ГТА, що має турбіни і компресори з відносно невисокими ККД, економічність циклу може бути поліпшена введенням у схему додаткового теплообмінного апарата, у якому здійснюється підігрів циклового повітря після компресора перед подачею його в КЗ за рахунок залишкового енергоресурсу відхідних газів ГТД. Подібний теплообмінник іменується *регенератором* (рекуператором), а схема ГТА - *ГТА з регенерацією теплоти відхідних газів* (рис. 2.1).

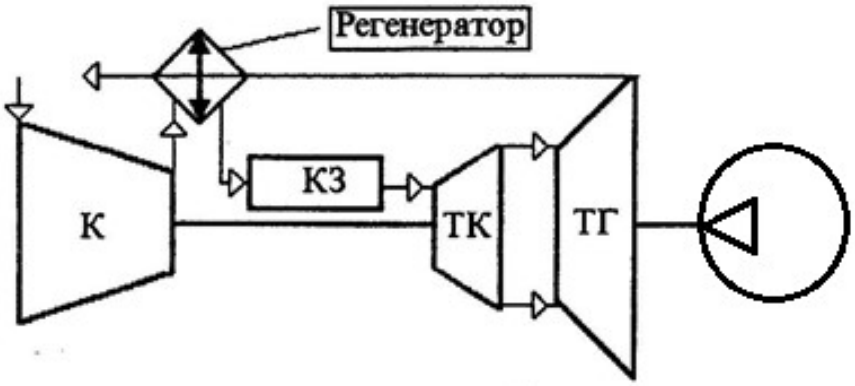

Рис.2.1. ГТА з регенерацією теплоти відхідних газів

Як видно з розгляду схеми ГТА, повітря після компресора надходить у поверхневий теплообмінник - регенератор. Теплопередавальна матриця регенератора звичайно буває трубчастого чи пластинчастого типу. Наприклад, у випадку трубчастої конструкції повітря проходить усередині трубок, які омиваються потоком відхідних газів ГТА, що надходять після останньої турбіни. Підігріте повітря надходить у КЗ, а охолоджені гази відводяться в атмосферу.

Розглянемо термодинамічний цикл цього ГТА, зображений на рис.2.2 у координатах температура-ентропія. Повітря після компресора ГТД з параметрами T_2 і P_2

(т. *2)* надходить у канали теплопередавальної матриці регенератора, де в процесі (2-$2_р$) відбувається його підігрів до температури $T_{2р}$.

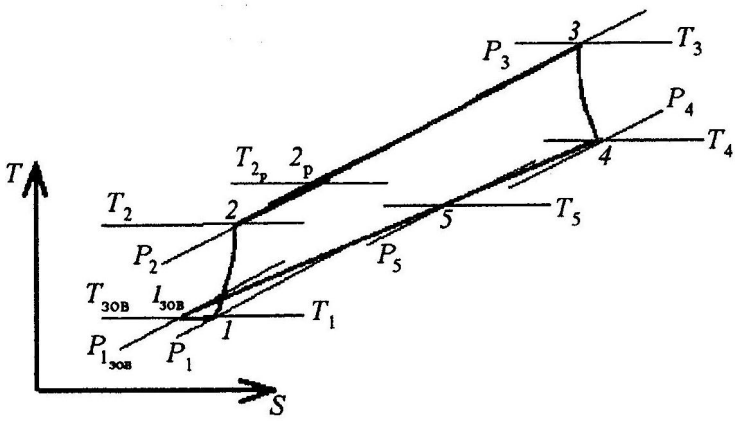

Рис. 2.2 Цикл ГТА з регенерацією теплоти відхідних газів

Тиск повітря перед КЗ $P_{2р} < P_2$ на величину втрат повного тиску в теплопередавальній матриці регенератора по повітряній стороні. Лінія ($2_р$-3) - процес подальшого нагрівання повітря в КЗ до розрахункової температури T_3. Газ після турбіни з параметрами T_4 і P_4 (т. *4)* підводиться до матриці регенератора, де в процесі *(4-5)* відбувається його охолодження цикловим повітрям до температури T_5. Тиск газу за регенератором $P_5 < P_4$ на величину втрат повного тиску в теплопередавальній матриці регенератора по газовій стороні. Лінія (5-$1_{зов}$) - умовний процес замикання газотурбінного циклу в атмосфері.

Необхідною умовою існування регенеративного циклу є виконання співвідношення $T_4 > T_2$, при цьому внаслідок кінцевих розмірів регенератора завжди $T_{2р} < T_4$ і $T_5 > T_2$. Найважливішою характеристикою циклу ГТА з регенерацією і водночас показником ефективності використовуваного регенератора є так званий *ступінь регенерації,* який визначається за співвідношенням

$$r = \frac{T_{2р} - T_2}{T_4 - T_2}$$

Одним з дійових способів підвищення економічності газотурбінного циклу, як уже вказувалося, є регенерація теплоти відхідних газів ГТД. На практиці це реалізується розміщенням у вихлопному тракті ГТД спеціального теплообмінника - регенератора, у якому здійснюється підігрів повітря, подаваного в КЗ, відхідними газами двигуна.

З уведенням у схему ГТА регенератора значно зростає величина втрат повного тиску по його газоповітряному тракту. Ці втрати в розрахунках циклу та схеми ГТА повинні бути враховані введенням коефіцієнтів відновлення повного тиску по газовій і повітряній сторонах регенератора.

2.2 Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД

Розроблено математичну модель досліджуваної схеми ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД.

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

Адіабатичний ККД компресора

$$\eta_к = \frac{\Pi_{K\Sigma}^{\frac{к_в-1}{к_в}} - 1}{\Pi_{K\Sigma}^{\frac{к_в-1}{к_в \cdot \eta_{ак}}} - 1}$$

Дійсний підігрів повітря в компресорі, К

$$\Delta T_к = \frac{T_н \cdot (\Pi_{K\Sigma}^{\frac{к_в-1}{к_в}} - 1)}{\eta_к}$$

Температура повітря за компресорним блоком ГТД, К

$$T_2 = T_н + \Delta T_к$$

Середня температура повітря в процесі підвищення тиску в компресорі, К

$$T_{ср.к} = T_н + \frac{\Delta T_к \cdot \eta_к}{2}$$

Масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в компресорі, кДж/(кг К)

$c_{рв.к} = f(T_{ср.к})$ - за діаграмою.

Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску

$$к_в = \frac{c_{рв.к}}{c_{рв.к} - R_в}$$

де: $R_В$ = 0,28704 кДж/(кг·К) - газова постійна повітря.

Загальний коефіцієнт відновлення повного тиску по газоповітряному тракту ГТА

$$\Pi\nu_{ГТА} = \nu_{вх}.\nu_{к}.\nu_{рв}.\nu_{кс}.\nu_{T_1}.\nu_{T_2}.\nu_{рг}.\nu_{го}$$

Загальна міра пониження тиску в турбінах ГТД

$$\Pi_{T\Sigma} = \Pi_{K\Sigma}.\Pi\nu_{ГТА}$$

Адіабатичний ККД турбінного блоку ГТД

$$\eta_T = \frac{1 - \frac{1}{\Pi_{T\Sigma}^{\frac{\kappa_г - 1}{\kappa_г}}.\eta_{ат}}}{1 - \frac{1}{\Pi_{T\Sigma}^{\frac{\kappa_г - 1}{\kappa_г}}}}$$

Дійсний температурний перепад турбін ГТД, К

$$\Delta T_T = T_3.\left(1 - \frac{1}{\Pi_{T\Sigma}^{\frac{\kappa_г - 1}{\kappa_г}}}\right).\eta_T$$

Температура газу на виході з турбін ГТД, К

$$T_4 = T_3 - \Delta T_T$$

Температура повітря за регенератором, К

$$T_{2р} = T_2 + r.(T_4 - T_2)$$

Середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в КЗ, кДж/(кг К)

$$T_{ср.в.кс} = \frac{293 + T_{2р}}{2}$$

Середня температура для визначення теплоємності повітря для процесу в КЗ,

$$c_{рв}\Big|_{293}^{T_{2р}} = f(T_{ср.в.кс})$$ за діаграмою.

Середня температура для визначення ізобарної теплоємності газу для процесу в КЗ , К

$$T_{ср.г.кс} = \frac{293 + T_3}{2}$$

Середня масова ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу в КЗ

$$c_{рг}\Big|_{293}^{T_3} = f(T_{ср.г.кс};\alpha),$$ кДж/(кг.К) - за діаграмою

Питома кількість теплоти, що підводиться в КЗ в процесі спалювання палива, кДж/кг

$$q_{кс} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha . L_o}\right) . c_{рг}\Big|_{293}^{T_3} . (T_3 - 293) - c_{рв}\Big|_{293}^{T_{2р}} . \left(T_{2р} - 293\right)}{\eta_{кс}}$$

Відносна витрата палива в КЗ

$$g_T = \frac{q_{кс}}{H_u}$$

Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ

$$\alpha = \frac{1}{g_T . L_o}$$

Середня температура процесу розширення в турбіні, К

$$T_{ср.т} = T_3 - \frac{\Delta T_m}{2 . \eta_m}$$

Середня ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу розширення в турбіні

$c_{рг}\Big|_{T_4}^{T_3} = f(T_{ср.т}; \alpha)$, кДж/(кг.К) - за діаграмою

Показник ізоентропи для процесу розширення в турбіні

$$к_г = \frac{c_{рг}\Big|_{T_4}^{T_3}}{c_{рг}\Big|_{T_4}^{T_3} - R_г}$$

де: $R_г$ = 0.2880 кДж/(кг.К) - газова постійна продуктів згорання.

Число рядів охолоджуваних лопаток в турбінах ГТД

$$n_{ох} = целое \frac{2 . lg \frac{T_д}{T_3}}{lg(1 - (\frac{\Delta T}{T})_{ст})}$$

$(\frac{\Delta T}{T})_{ст}$- приймаємо: (0.11...0.14).

Відносна витрата повітря, що охолоджує

$$g_{ох} = a . K_{тл} . g_э . \beta_T . \frac{n_{ох} + 1}{2} . \frac{T_3 - T_д}{T_д - T_2} . (\frac{T_3}{T_2})^{0,25}$$

приймаємо: β_T=0,93; а=1,4; $K_{тл}$=1,05.

Температура початку процесу розширення повітря, що охолоджує, після його скидання в проточну частину ГТД, К

$$T_{р.ох} = T_2 + 0{,}2.(T_д - T_2)$$

Міра пониження тиску в охолоджуваній частині турбін ГТД

$$\Pi_{Тох} = \left(\frac{T_3}{T_д}\right)^{\frac{к_г}{(к_г-1).\eta_{ат}}}$$

Міра пониження тиску неохолоджуваної частини турбін ГТД

$$\Pi_{Тн.ох} = \frac{\Pi_{TΣ}}{\Pi_{Тох}}$$

$\Pi_{Тох} > \Pi_{TΣ}$, то приймаємо: $\Pi_{Тох} = \Pi_{TΣ}$, а $\Pi_{Тн.ох} = 1$

Дійсний температурний перепад для повітря, що охолоджує, в неохолоджуваній частині турбін ГТД, К

$$\Delta T_{ох.в} = T_{р.ох}.\left(1 - \frac{1}{\Pi_{Тн.ох}^{\frac{к_в-1}{к_в}.\eta_{аох}}}\right)$$

$\eta_{аох} = 0{,}5 \ldots 0{,}7$; $к_в = 1{,}35 \ldots 1{,}37$ - приймаємо.

Середня температура для процесу розширення повітря, що охолоджує, в неохолоджуваній частині турбін ГТД, К

$$T_{ср.ох} = T_{р.ох} - \frac{\Delta T_{ох.в}}{2.\eta_{аох}}$$

Масова ізобарна теплоємність повітря для процесу розширення, кДж/(кг.К)

$c_{рв.ох} = f\left(T_{ср.ох}\right)$- за діаграмою.

Повна робота розширення в турбінах ГТД, кДж/(кг/с)

$$q_T = \left(1 + \frac{1}{\alpha.L_o}\right).(\beta - g_{ох}).c_{рг}\Big|_{T_4}^{T_3}.\Delta T_T$$

Повернення роботи повітря, що охолоджує, в цикл, кДж/(кг/с)

$$q_{ох} = g_{ох}.c_{рв.ох}.\Delta T_{ох.в}$$

Витрати енергії на привід компресора ГТД, кДж/(кг/с)

$$q_K = c_{рв.к}.\Delta T_K$$

Ефективна питома потужність ГТА, кДж/(кг/с)

$$N_{E.уд} = (q_T + q_{ox} - q_K).\eta_m.\eta_p$$

Ефективний ККД ГТА

$$\eta_e = \frac{N_{E.уд}}{(\beta - g_{ox}).q_{кс}}$$

Питома витрата палива на ГТД, кг/(кВт.год)

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

Середня температура повітря для процесу в регенераторі

$$T_{ср.в.рег} = \frac{T_2 + T_{2p}}{2}$$

Середня ізобарна теплоємність повітря для процесу в регенераторі

$$c_{рв}\Big|_{T_2}^{T_{2p}} = f(T_{ср.в.рег})$$ - за діаграмою

Середня температура газу для процесу в регенераторі

$$T_{ср.г.рег} = \frac{T_4 + T_2}{2}$$

Середня ізобарна теплоємність газу для процесу в регенераторі

$$c_{рг}\Big|_{T_2}^{T_4} = f\left(T_{ср.г.рег}; \alpha\right)$$ - по діаграмі.

Температура газу за регенератором, К

$$T_5 = T_4 - \frac{(\beta - g_{ox}).c_{рв}\Big|_{T_2}^{T_{2p}}}{\left(1 + \frac{1}{\alpha.L_o}\right).c_{рг}\Big|_{T_2}^{T_4}}.\left(T_{2p} - T_2\right)$$

2.3 Дослідження та оптимізація параметрів термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД

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 морських ГТД третього та четвертого покоління.

На рис. 2.3 наведена залежність ефективного ККД η_e термодинамічного циклу з регенерацією тепла відхідних газів ГТД, отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – π_{K_Σ}, а на рис. 2.4 – залежність питомої потужності циклу від того ж параметру. Тут, і надалі, штрих-пунктиром для порівняння показані параметри ГТА простого циклу отримані у співставних умовах.

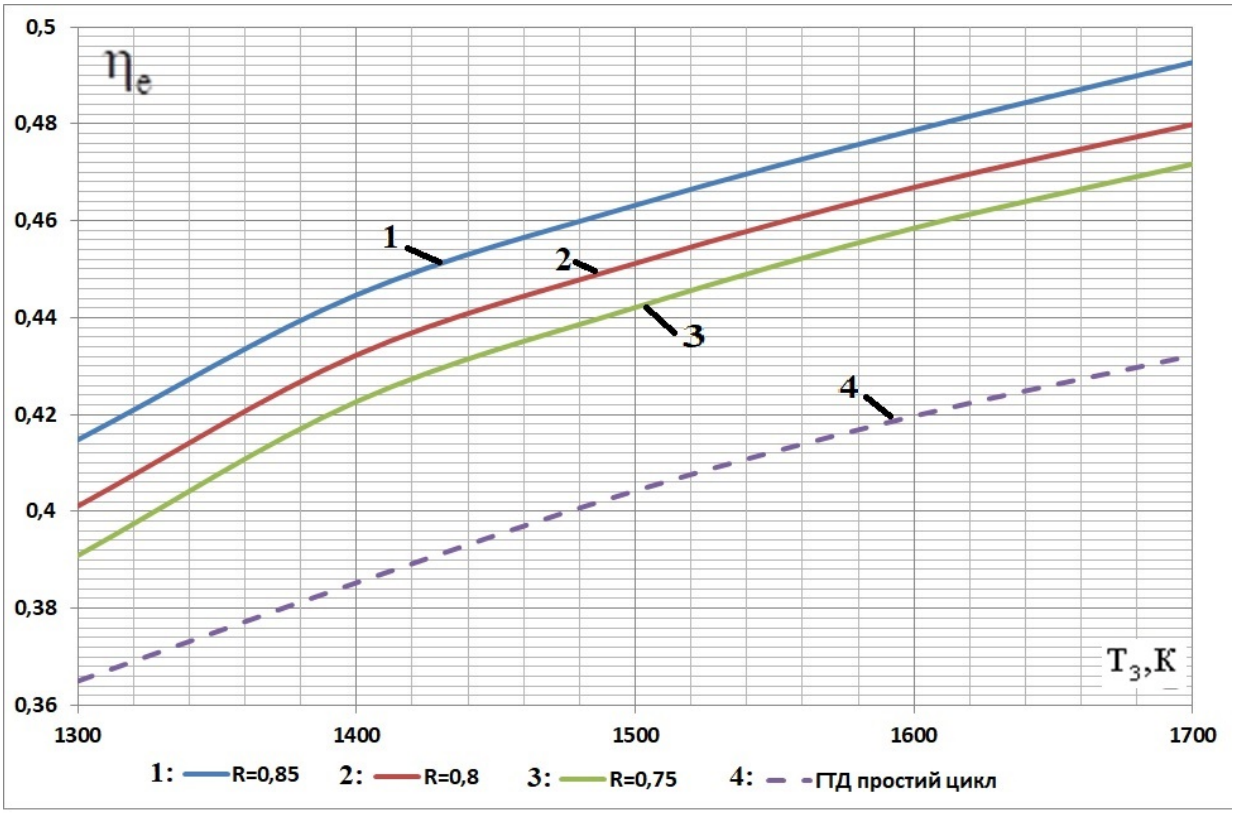

Рис. 2.3. Залежність ефективного ККД циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від температури T_3 при оптимальних значеннях параметру π_{K_Σ}

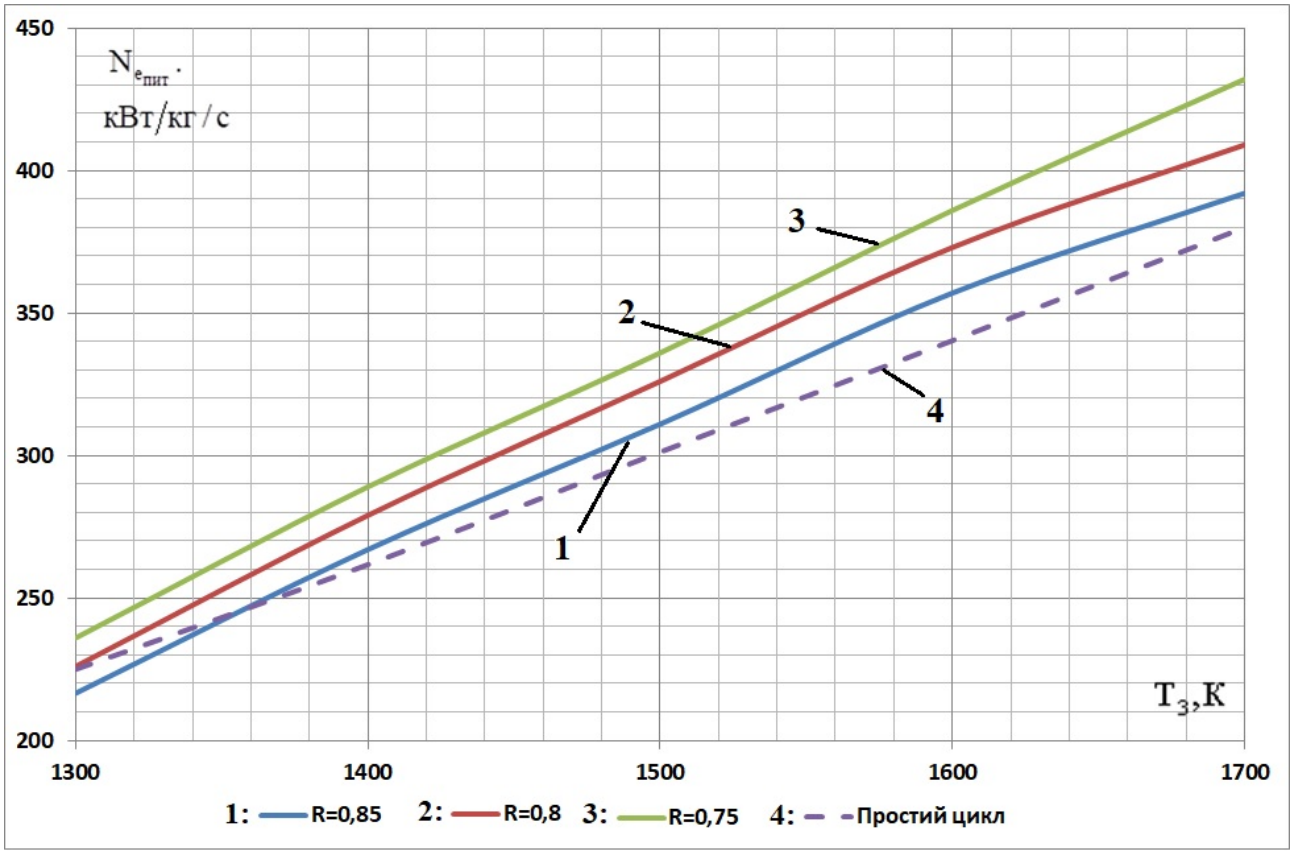

Рис. 2.4. Питома потужність циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від температури T_3 при оптимальних значеннях параметру π_{K_Σ}

Аналіз показує, що в розглянутому інтервалі температур газу перед турбіною ГТД (1300…1700) К може бути досягнутий максимальний ККД термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від 41,6% до 49% при мірі регенерації 0,85. Таким чином, ускладнення термодинамічного циклу ГТА простої схеми введенням регенерації тепла відхідних газів ГТД, дозволяє підвищити ККД циклу на 12,0…12,7%. Встановлено досить значний вплив параметру міра регенерації R на ефективний ККД досліджуємого термодинамічного циклу ГТА. Так, при зменшені параметра R з 0,85 до 0,75, тобто приблизно на 12%, ефективний ККД термодинамічного циклу ГТА знижується на 4,2…5.0%.

Питома потужність термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД може досягати значень від 240 до 430 кВт/(кг/с), зростаючи з підвищенням максимальної температури циклу. Вплив параметру міра регенерації R на показник питомої потужності досліджуємого циклу ГТА виявляється зворотнім. При зменшені параметра R з 0,85 до 0,75, питома потужність циклу ГТА зростає на 8,0…10.0%.

Результати дослідження залежності оптимальних значень міри підвищення тиску в циклі ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД – π_{K_Σ} від максимальної температури циклу T_3 та міри регенерації R представлені на рис. 2.5.

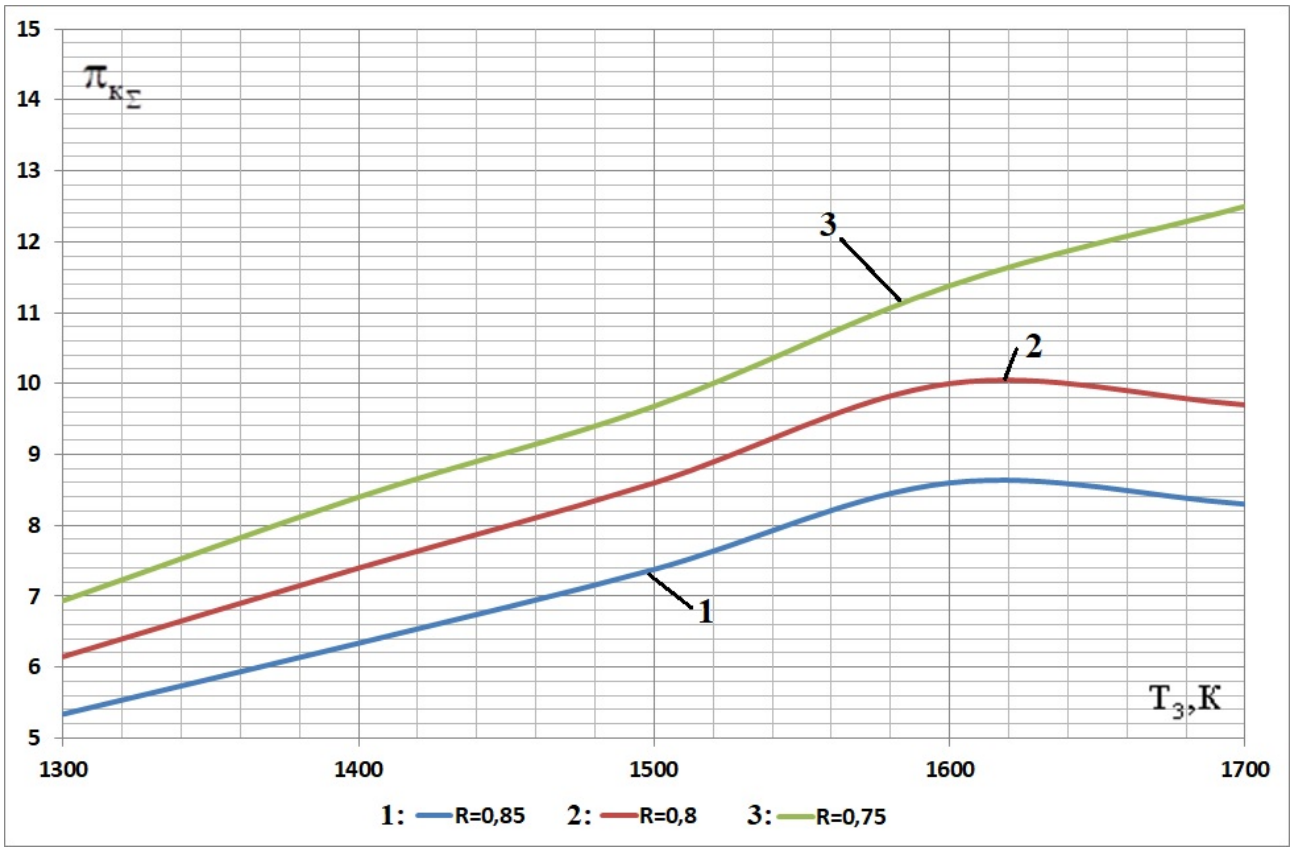

Рис. 2.5. Залежність оптимальних значень міри підвищення тиску в термодинамічному циклі ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від температури T_3

Слід вказати, що оптимальні значення міри підвищення тиску в циклі ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД в значній мірі залежать як від максимальної температури газу T_3 , так і від міри регенерації R . Так, при мірі регенерації R = 0,85 в інтервалі температур газу перед турбіною ГТД (1300…1700) К значення параметру π_{K_Σ} на початку зростає від 5,0 до приблизно 8,6 при T_3 =1610К, а потім зменшується до 8,2 при 1700К. Навпаки, при мірі регенерації R = 0,75 значення параметру π_{K_Σ} значно вище і він зростає у всьому розглянутому інтервалі температур газу перед турбіною ГТД (1300…1700) К від 7,0 до 12,5.

Ми вважаємо, що сьогодні з використанням технології вітчизняного проектанта та виробника приводних ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект" реально створити ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням з мірою підвищення

тиску в компресорі 30. Для такого ГТА ККД ццикклу сягає значень 41,4% до 46,5%, а підвищення ККД циклу з проміжним охолодженням повітря ввід введення в схему ексгаустеру буде 5,1…9,8%.

Залежність ефективного ККД від міри підвищення тиску ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД представлено на рис. 2.6.

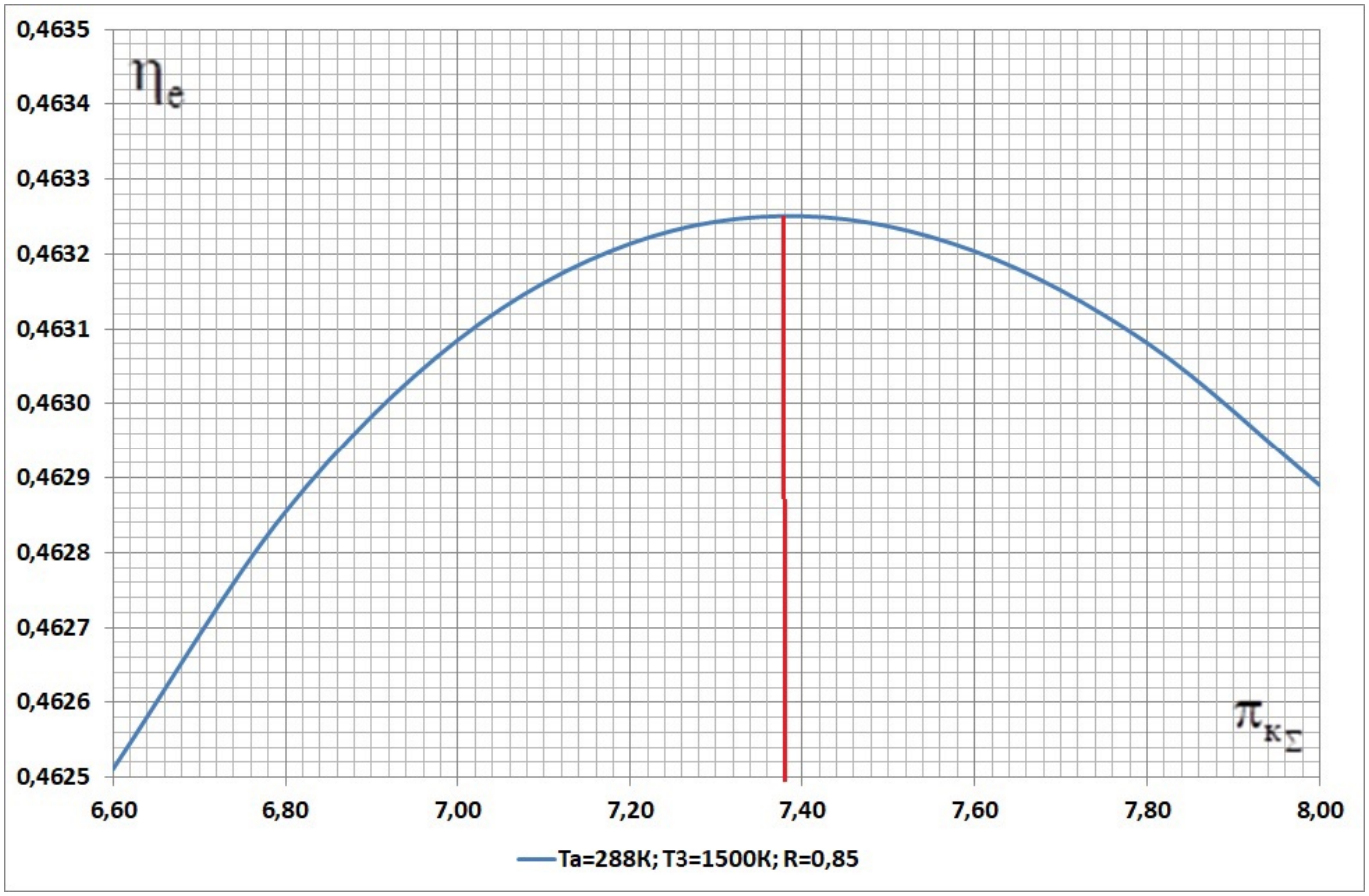

Рис. 2.6. Залежність ефективного ККД від міри підвищення тиску

Спираючись на отримані результати проведеного дослідження, вважаємо доцільним прийняти для подальшої детальної розробки такі термодинамічні параметри циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД:

- температура зовнішнього повітря T_a = 288 К;
- максимальна температура газу T_3 = 1500 К;
- міра підвищення тиску в однокаскадному компресорі ГТД $\pi_к$ = 7,38;
- міра регенерації R = 0,85;
- паливо – природний газ (метан).

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.12.03.ПЗ			
Студент.		Савенко Ю.В.			Тепловий розрахунок схеми перспективного ГТА з регенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					33	39
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 3
ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ГТА З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ГАЗІВ, ЩО ВІДХОДЯТЬ З ГТД

3.1 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з регенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД 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, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик ГТА, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів.

Таблиця 3.1 – Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з регенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД на режимі повної потужності

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		перше наближення	друге наближення
1	2	3	4
1. Міра підвищення тиску в компресорній частині ГТА π_{k_Σ}	Приймається	7,38	
2. Максимальна температура газу $T_З$, К	Приймається	1500	
3. Розрахункова температура зовнішнього повітря $T_{зов}$,К	Приймається	288	
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{зов}$, МПа	Приймається [1]	0,1013	
5. Допустима температура лопаток турбіни $T_д$, К	Приймається [1]	1075	
6. Адіабатичний ККД ступеня компресора η_{a_k}	Приймається [1]	0,886	
7. Коефіцієнт повноти згорання КЗ $\eta_{КЗ}$	Приймається [1]	0,995	
8. КВПТ вхідного пристрою $\nu_{вх}$	Приймається [1]	0,985	
9. КВПТ регенератора по повітряній стороні, $\nu_{рп}$	Приймається [1]	0,970	
10. КВПТ КЗ $\nu_{КЗ}$	Приймається [1]	0,96	
11. КВПТ опорного вінця ТВТ $\nu_{т1}$	Приймається [1]	0,995	
12. КВПТ опорного вінця ТН $\nu_{т2}$	Приймається [1]	0,995	
13. КВПТ газовідводу $\nu_{гв}$	Приймається [1]	0,99	
14. КВПТ регенератора по газовій стороні, $\nu_{рг}$	Приймається[1]	0,96	

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
15. Внутрішній ККД ТВТ η_{T_1}	Приймається [1]	0,90	
16. Внутрішній ККД ТН $\eta_{т2}$	Приймається [1]	0,92	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [1]	0,995	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [1]	1,00	
19. Температура охолоджуючого лопаткові вінці повітря, T_{ox}, К	Приймається [1]	390	
20. Коефіцієнт витрати охолоджуючого повітря, g_e	Приймається [1]	0,0199	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u, кДж/кг	Приймається [1]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0, кг/кг	Приймається [1]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА N_e, кВт	Приймається	16000	
24. Міра регенерації, r	Приймається	0,85	
25. Адіабатичний ККД компресора	$\eta_к = \dfrac{\Pi_{K\Sigma}^{\frac{к_в-1}{к_в}} - 1}{\Pi_{K\Sigma}^{\frac{к_в-1}{к_в \cdot \eta_{ак}}} - 1}$	0,8509	0,8512
26. Дійсне підігрів повітря в компресорі, $\Delta T_к$ К	$\dfrac{T_н \cdot (\pi_к^{\frac{k_к-1}{k_к}} - 1)}{\eta_к}$	260,68	257,90
27. Температура повітря за компресорним блоком ГТД, T_2 К	$T_н + \Delta T_к$	548,68	545,90
28. Середня температура процесу підвищення тиску в компресорі $T_{ср.к}$, К	$T_н + \Delta T_к \eta_к / 2$	398,91	397,76
29. Масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в компресорі, $c_{рв.к}$, (,кДж)/((кг·К))	$c_{рв.к} = f(T_{ср.к})$ – за діаграмою для повітря	1,0139	1,0138
30. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску $к_в$	$\dfrac{c_{рв.к}}{c_{рв.к} - R_в}$	1,3956	1,3956
31. Тиск на вході в компресор P_1, Па	$P_{зов} \nu_{вх}$	0,0998	
32. Тиск повітря на виході з компресору P_2, Па	$P_1 \cdot \pi_к$	0,7364	
33. Загальний коефіцієнт відновлення повного тиску по газоповітряному тракту ГТА $\Pi\nu_{ГТА}$	$\nu_{вх} . \nu_к . \nu_{рв} . \nu_{кс} . \nu_{T_1} . \nu_{T_2} . \nu_{рг} . \nu_{го}$	0,8587	
34. Загальна міра пониження тиску в турбінах ГТД $\Pi_{T\Sigma}$	$\Pi_{K\Sigma} . \Pi\nu_{ГТА}$	6,3374	

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
35. Температура газу за ГТД у першому наближенні, $T_4^{\prime}$, К (прийняти $\eta_{a_т}$=0,9)	$T_3\left[1-\left(1-\frac{1}{\pi_{T_\Sigma}^{\frac{0,33\cdot\eta_{a_т}}{1,33}}}\right)\right]$	993,16	987,57
36. Температура повітря за регенератором $T_{2р}$, К	$T_2+r\cdot\left(T_4^{\prime}-T_2\right)$	926,49	921,82
37. Тиск повітря на виході з регенератора, P_{2p}, МПа	$P_2\cdot\nu_{Рп}$	0,7143	0,7143
38. Теплоємності повітря в КЗ, кДж/(кг·К): $c_{рп}\Big\vert_{293}^{T_3}$ $c_{рп}\Big\vert_{293}^{T_{2р}}$	за діаграмою $c_р-T$ $f(T_{сер})$ $f(T_{сер})$	1,1562 1,0534	1,1562 1,0529
39. Теплоємність чистих продуктів згоряння $c_{рα=1}\Big\vert_{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер},\alpha=1)$ за діаграмою $c_р-T$	1,2930	1,2930
40. Відносна витрата палива на КЗ $g_{пал}$	$\frac{c_{рп}\vert_{293}^{T_3}\cdot(T_3-293)-c_{рп}\vert_{293}^{T_{2р}}\cdot(T_{2р}-293)}{H_U\eta_{кс}-\left[c_{рα=1}\vert_{293}^{T_3}(L_0+1)-c_{рп}\vert_{293}^{T_3}L_0\right]\cdot(T_3-293)}$	0,016	0,0162
41. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ α	$\frac{1}{g_{пал}.L_o}$	3,6278	3,6019
42. Тиск газу на виході з КЗ P_3, МПа	$P_{2_р}\cdot\nu_{Рп}\cdot\nu_{кз}$	0,6651	0,6857
43. Число охолоджуваних вінців ТВТ n_{ox1}	$ціле\ \frac{2.lg\frac{T_д}{T_3}}{lg(1-(\frac{\Delta T}{T})_{ст})}$	2	2
44. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТВТ g_{ox_1} (прийняти а=1,35; β_{T_1} =0,92)	$a.K_{тл}.g_э.\beta_T.\frac{n_{ox}+1}{2}.\frac{T_3-T_д}{T_д-T_{ox}}.(\frac{T_3}{T_o}$	0,0338	0,0338
45. Оціночна температура перед ТН $T_{3.2}^{\prime},K$	$T_3-0,91\cdot\Delta T_к$	1265,3	1265,3
46. Число рядів охолоджуємих лопаток ТН n_{ox_2}	$ціле\frac{2lg\frac{T_д}{T_{3.2}^{\prime}}}{lg\left[1-\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{ст}\right]}$	3	3
47. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТН g_{ox_2} (прийняти а=1,35; β_{T_1} =0,96)	$ak_tg_o\beta_{T_1}\frac{n_{ox_2}+1}{2}\frac{T_{3.2}^{\prime}-T_д}{T_д-T_{ox}}\left(\frac{T_{3.2}^{\prime}}{T_{ox}}\right)^0$	0,0202	0,0202
48. Коефіцієнт витрати КЗ по повітрю $\alpha_{кс}$	$1-g_{ox_1}-g_{ox_2}-0,015$	0,9340	0,934
49. Коефіцієнт витрати для ТВТ β_{m1}	$(1+g_m)\cdot\alpha_{кс}$	0,9490	0,9491
50. Коефіцієнт витрати для ТГ β_{m2}	$\beta_{m1}+g_{ox1}+(0,003...0,006)$	0,9868	0,9869
51. Коефіцієнт витрати для газовідвідного пристрою $\beta_{го}$	$\beta_{m_2}+(0,001...0,003)$	1,0110	1,0111

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
52. Середня температура газу в ТВД $T_{сер_{T_1}}$, К	$T_3 - 0{,}91 \cdot \frac{\Delta T_k}{2 \cdot \eta_{т_1}}$	1369,6	1369,6
53. Середня питома масова ізобарна теплоємність газу для процесу у ТВТ $c_{p_{г_1}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{ср_{т_1}}, \alpha)$ по діаграмі $(c_p - T)$	1,2633	1,2638
54. Показник ізоєнтропи для процесу в ТВД $k_{г_1}$	$\frac{c_{p_{г_1}}}{c_{p_{г_1}} - R_г}$	1,2953	1,2953
55. Коефіцієнт балансу потужності ТКБВТ C_1	$\frac{c_{p_п}}{\beta_{т_1} \cdot c_{p_{г_1}} \cdot \eta_{m_1}}$	0,8499	0,8495
56. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{T_1}, К	$C_1 \cdot \Delta T_к$	219,18	219,08
57. Температура газу за ТВТ $T_{4.1}$, К	$T_3 - \Delta T_{T_1}$	1280,8	1280,9
58. Середня питома масова ізобарна теплоємність повітря і газу для процесу «захолоджування потоку» за ТВТ, кДж/(кг·К): $c_{p_{п.сум}}$ $c_{p_{г.сум}}$	$f(T_{4.1})$, по діаграмі $(c_p - T)$ $f(T_{4.1}, \alpha)$, по діаграмі $(c_p - T)$	1,1895 1,2467	1,1895 1,2471
59. Температура газу на вході в ТН $T_{3.2}$, К	$\frac{\beta_{т_1}(T_3 - \Delta T_{т_1})}{(\beta_{т_1} + g_{ох_1})} + \frac{c_{п_{сум}} g_{ох_1} T_{ох}}{c_{г_{сум}}(\beta_{т_1} + g_{ох_1})}$	1249,5	1249,6
60. Міра зниження тиску ТВТ π_{m1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{m1}}{T_3 \cdot \eta_{m1} - \Delta T_{m1}}\right)^{\frac{k_{m1}}{(k_{m1}-1)}}$	2,1752	2,1749
61. Тиск суміші за ТВТ $P_{4.1}$	$\frac{P_3}{\pi_{m1}}$	0,3058	0,3153
62. Тиск суміші перед ТН $P_{3.2}$, Па	$P_{4.1} \cdot \nu_{m1}$	0,3043	0,3137
63. Тиск суміші за ТН P_4, Па	$\frac{P_н}{\nu_{m_2} \cdot \nu_{р_г} \cdot \nu_{го}}$	0,1071	0,1071
64. Середня температура газу у ТН у першому наближенні $T'_{сер_{т_2}}$, К	$T_{3.2} - \frac{\Delta T_к}{4}$	1185,1	1185,2
65. Середня питома масова ізобарна теплоємність газу для процесу у ТН $c_{p_{г_2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T'_{сер_{т_2}}, \alpha)$, по діаграмі $(c_p - T)$	1,23	1,2305
66. Показник адіабати для процесу у ТН $k_{г_2}$	$\frac{c_{p_{г_2}}}{c_{p_{г_2}} - R_г}$	1,3057	1,3056

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
67. Температурний перепад у ТН $\Delta T_{т_2}$, град	$T_{3.2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{т_2}^{\frac{k_{г2}-1}{k_{г2}}}}\right) \cdot \eta_{т_2}$	249,28	255,64
68. Температура газу за ТГ $T_{4.2}$,К	$T_{3.2} - \Delta T_{т_2}$	1000,3	994,01
69. Середня питома масова ізобарна теплоємність повітря і газу для процесу «захолоджування потоку» за ТН, кДж/(кг·К): $c'_{p_{п.сум}}$ $c'_{p_{г.сум}}$	$f(T_{4.2})$, по діаграмі $(c_p - T)$ $f(T_{4.2}, \alpha)$, по діаграмі $(c_p - T)$	1,1411 1,1950	1,1400 1,1940
70. Температура газу за ГТД T_4, К Тепер потрібно повернутися з температурою T_4 на п.36 і зробити наступне наближення	$\frac{\beta_{т_2}(T_{3.2} - \Delta T_{т_2})}{(\beta_{т_2} + g_{ох_2})} + \frac{c'_{п_{сум}} g_{ох_2} T_{ох}}{c'_{г_{сум}}(\beta_{т_2} + g_{ох_2})}$	987,67	981,54
71. Питома потужність ГТД $N_{пит_{ГТД}}$, кДж/(кг/с)	$c_{p_{г_2}} \cdot \Delta T_{т_2} \cdot \beta_{т_2} \cdot \eta_{m_2} \cdot \nu_{вх}$	304,25	
72. Приведена витрата повітря через КВТ $G_{к1.пр}$	$\frac{N_e}{N_{питТГД} \cdot \eta_p}$	52,59	
73. Дійсна витрата повітря через КВТ $G_к$, кг/с	$G_{к_{1.пр}} \cdot \nu_{вх}$	51,80	
74. Витрата повітря через КЗ $G_{кс}$	$G_{к1} \cdot \alpha_{кс}$	48,38	
75. Годинна витрата палива на ГТД $G_{Пал.год}$	$g_{t_\Sigma} \cdot G_{пКЗ} \cdot 3600$	2814,6	
76. Витрата повітря на охолодження лопаток ТВТ $G_{ох_1}$, кг/с	$G_к \cdot g_{ох_1}$	1,752	
77. Витрата суміші через ТВТ G_{m1}	$G_к \cdot \beta_{m1}$	49,16	
78. Витрата повітря на охолодження лопаток ТН $G_{ох_2}$, кг/с	$G_к \cdot g_{ох_2}$	1,0461	
79. Витрата суміші через ТГ G_{m2}	$G_к \cdot \beta_{m2}$	51,12	
80. Витрата суміші через УПГ і через регенератор $G_{го}$	$G_к \cdot \beta_{го}$	52,37	
81. Питома витрата палива на ГТД C_{Ne}, кг/(кВт.ч)	$\frac{G_{пал_{год}}}{N_e}$	0,1759	
82. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_u}$	0,4090	
83. Середня температура повітря в регенераторі, $T_{ср_{пр}}$, К	$\frac{T_2 + T_{2_р}}{2}$	733,86	

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
84. Середня питома масова ізобарна теплоємність повітря в регенераторі, $c_{p_{пр}}$ кДж/(кг*К)	$f\left(T_{ср_{пр}}\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,0831	
85. Температура газу за регенератором у першому наближенні, $T_5^{\prime}$, К	$T_4 - \frac{\alpha_{кз}}{\beta_{гв}} \cdot \left(T_{2р} - T_2\right)$	634,28	639,84
86. Середня температура газу в регенераторі, $T_{ср_{гр}}$, К	$\frac{T_4 + T_5^{\prime}}{2}$	807,91	810,69
87. Середня питома масова ізобарна теплоємність газу в регенераторі, $c_{p_{гр}}$ кДж/(кг*К)	$f\left(T_{ср_{гр}}\right)$ за діаграмою $c_p - T$	1,007	1,1013
88. Температура газу за регенератором, T_5, К	$T_4 - \frac{\alpha_{кз} \cdot c_{Pпр}}{\beta_{гв} \cdot c_{Pгр}} \cdot \left(T_{2р} - T_2\right)$	639,84	640,04

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.12.04.ПЗ			
Студент.		Савенко Ю.В.			Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перерізу	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					40	58
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 осьового компресору 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.

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ГТД, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [3].

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 компресору

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1. Міра підвищення тиску	$\pi_к$	–	7,38
2. Витрата повітря через компресор	$G_к$	кг/с	51,80
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	548,68
5. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0998
6. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	0,7364
7. Середня теплоємність повітря	$c_{рв}$	кДж/(кг·К)	1,0067
8. Газова стала повітря	$R_в$	кДж/(кг·К)	0,2881

Таблиця 4.2 – Визначення габаритних розмірів осьового компресору

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається[4]	340
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається [4] (0.45...0.55)	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1}, м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	153,0
4.Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3996
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,4924
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda^2_{c_{a1}} \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,7006
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1, м^2	$\frac{G_к \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}$	0,3114
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вт}$	Приймається[4]	0,55
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{з1}$, м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi\left(1 - d^2_{вт}\right)}}$	0,7539
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вт} \cdot D_{з1}$	0,4146
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{с1}$, м	$\frac{1}{2}\left(D_{з1} + D_{в1}\right)$	0,5843
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$(D_{з1} - D_{в1}) / 2$	0,1696
13. Частота обертання ротора компресора $n_к$, об/хв	$\frac{60 \cdot u_{з1}}{\pi \cdot D_{з1}}$	8613
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[4]	Х17Н2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{мк}$, кг/м^3	Приймається[4]	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки $\sigma_к$, МПа	Приймається[4]	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{к1}$, МПа	$9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{мк}}{7850} \right) \cdot n^2_к \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	226,4

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	$\sigma_к / \sigma_{к1}$	4,06
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2}, м/с	$(0{,}9 \div 1{,}0)\, c_{a1}$	145,35
20.Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\dfrac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3820
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\dfrac{c_{a2}}{\sqrt{\dfrac{2k_n}{k_n+1} R T_2}}$	0,3398
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\dfrac{k_n+1}{2} \left(1 - \dfrac{k_n-1}{k_n+1} \lambda^2_{c_{a2}} \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5113
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2, м^2	$\dfrac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\dfrac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\dfrac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}$	0,0801
24. Діаметри на виході з компресора,м	Приймається	$D_в = \text{const}$
	$D_{с2} = D_{с1}$ $D_{з2} = D_{с2} + \dfrac{F_2}{\pi \cdot D_{с2}}$ $D_{в2} = D_{с2} - \dfrac{F_2}{\pi \cdot D_{с2}}$	–
	$D_{в2} = D_{в1}$ $D_{з2} = \sqrt{D^2_{в2} + 4F_2/\pi}$ $D_{с2} = (D_{в2} + D_{з2})/2$	0,4146 0,5234 0,4690
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{к2}$, м	$(D_{з2} - D_{в2})/2$	0,0544
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_к$	Приймається[4]	7,38
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{к_{ст}}$	Приймається[4]	1,17
28. Число ступенів компресора $z_к$	Ціле $\dfrac{\lg \pi_к}{\lg \pi_{к_{ст}}}$	12
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ск}$, м^2	$\dfrac{F_1 + F_2}{2}$	0,1957

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня,м	Приймається	$D_в = const$
	$D_{с1} = D_{сс}$ $D_{вс} = D_{сс} - \frac{F_{ск}}{\pi \cdot Dcc}$ $D_{зс} = D_{сс} + \frac{F_{ск}}{\pi \cdot D_{сс}}$	
	$D_{вс} = D_{в1}$ $D_{зс} = \sqrt{D_{вс}^2 + 4F_{ск}/\pi}$ $D_{сс} = (D_{вс} + D_{зс})/2$	0,4146 0,5234 0,4690
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{кс}$, м	$(D_{зс} - D_{вс})/2$	0,0544
32.Відносна висота лопатки компресорногоступеня $\nu_{лк}$	$D_{сс}/l_{кс}$	8,62
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\overline{L}_{стк}$	$0{,}087353+0{,}02604\nu_{лс}+0{,}00092\times\nu_{лс}^2+$ $+0{,}00004\ \nu_{лс}^3$	1,1922
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}$,м	$l_{кс} \cdot \overline{L}_{стк}$	0,0648
35. Осьовий габарит проточної частини $L_к$,м	$L_{стк} \cdot z_к$	0,7781
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$,м	$0{,}22 \cdot D_{з1}$	0,1659
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$,м	$0{,}45 \cdot D_{з1}$	0,3166

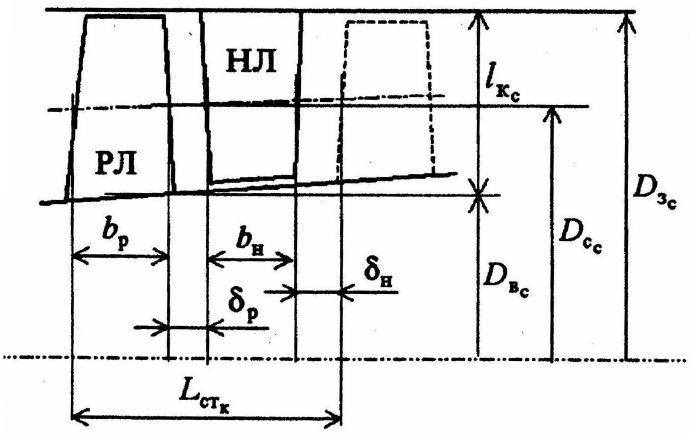

Рис. 4.1. Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьового компресора

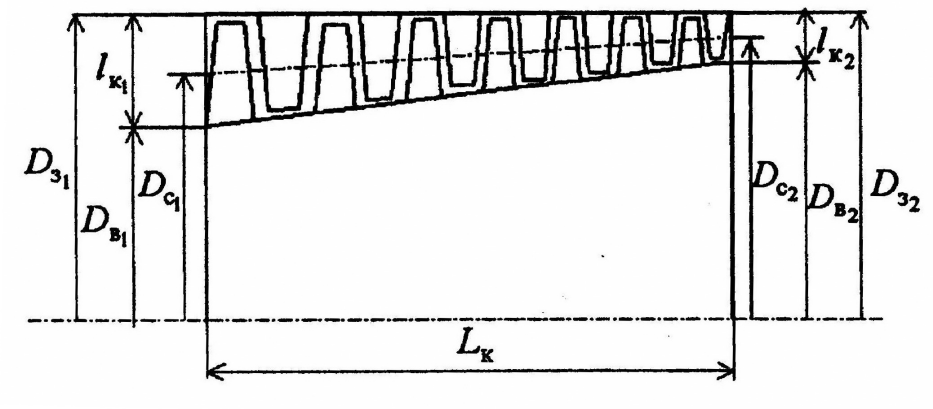

Рис. 4.2. Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД

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

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	736400
2.Годинна витрата палива	$G_{пг}$	кг/год	2814,6
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{п.диф.}$	кг/с	48,38
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	$p_2 \cdot 10^6$	$0{,}7364 \cdot 10^6$		
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v, кДж/(м^3·год·Па)	Приймається[1]	1100		
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м^3	$(G_{пал_{год}} H_u \cdot \eta_{кз})/(Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,173		
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	10	**12**	14
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м^3	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.} \cdot 10^{-3}$	17,3	**14,4**	12,4
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	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,205	**0,193**	0,183
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,748	**0,704**	0,669
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0{,}2 \cdot d_{ж.т.}$	0,051	**0,048**	0,046
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin\frac{180^o}{n_{ж.т.}}}$	0,829	**0,932**	1,029
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	$(G_{пал_{год}} \cdot \alpha_г \cdot L_0)/3600$	**18,8**		
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п}$, кг/с	$G_{пал_{диф}} - G_{п1}$	**29,57**		
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м^2	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,330	**0,351**	0,369
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кзΣ}$, м^2	$2{,}3 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,759	**0,807**	0,850
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кзΣ}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,121	**1,208**	1,292
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кзΣ}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,538	**0,656**	0,767
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0{,}56 \cdot D_{c2_{квт}}$	**0,2627**		
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{цкз}$, м	$l_{ж.тр}$ / b	0,656	**0,618**	0,587
21. Довжина камери згоряння $L_{кзΣ}$, м	$1{,}15 \cdot l_{ж.т.}$	0,861	**0,810**	0,769

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

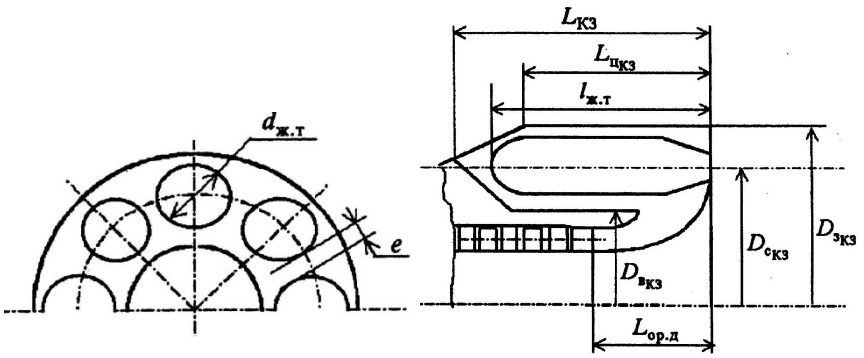

Рис. 4.3. Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

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 IBM PC з використанням програми газодинамічного розрахунку осьової силової турбіни. Це обумовлено 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: 1500 К перед ТВТ і 1249,6 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	Позна-чення	Розмір-ність	Числове значення	
			ТВТ	ТГ
1. Витрата газопарової суміші через турбіну	$G_{гп}$	кг/с	49,16	51,12
2. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1500,0	1249,6
3. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1280,9	994,01
4. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	0,6857	0,3137
5. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	0,3153	0,1071
6. Середня ізобарна теплоємність газу	$c_{ргп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	1,3941	1,3222
7. Частота обертання турбіни	$n_т$	об/хв	8613	3700
8. Кут виходу газу з соплової решітки	α_{11}	град	16	25

Таблиця 4.6- Розрахунок габаритних розмірів турбін

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
1. Число ступенів турбіни $z_т$	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg[1-(\Delta T/T)_{ст}]}$	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03…0,05)	0,03	0,03
3.Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_а^* \cdot 10^5$, кДж/кг	$(1+\zeta_{вих}) \cdot c_{p‹} \cdot (\Delta T_m)/\eta_т$	3,6	3,97
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня $\nu_т$	Приймається[4]	10	30
5. Корнева міра реактивності ступеня $\rho_к$	Приймається[4]	0,15	0,00
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_к + \frac{2\cdot\nu_т - 1}{\nu_т^2}$	0,34	0,0656
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,98
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1, м/с	$\varphi_{c_1}\sqrt{2\frac{H_а^*}{z_т}(1-\rho_1)}$	668,67	422,08
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_г}}{c_{p_г} - R_Г}$	1,2498	1,2609
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2\frac{k}{k+1}R\cdot T_3}}$	0,9669	0,6673
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	Приймається[4]	14	25
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1}\cdot\left[\frac{\kappa_{г3}+1}{2}\cdot\left[1-\frac{(\kappa_{г3}-1)}{(\kappa_{г3}+1)}\cdot(\lambda_{C1})^2\right]\right]^{\frac{1}{\kappa_{г3}-1}}$	0,9988	0,8722
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c}, м^2	$\frac{G_т\cdot\sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_г}{R_г}\left(\frac{2}{k_г+1}\right)^{\frac{k_г+1}{k_г-1}}}\cdot p_3\cdot 10^6\cdot q(\lambda_{c_{1t}})\cdot\sin\alpha_{1.1}}$,	0,2547	0,3946
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3}, м	Визначається конструктивно	0,9319	1,1648
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1}, м	$F_{3_c}/(\pi\cdot D_{C_3})$	0,0870	0,1078
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1}, м	$1{,}05\cdot l_{c1}$	0,0914	0,1132
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня $\nu_т$	D_{C_3}/l_{p1}	10,2	10,3
18. Оптимальна характеристика ступеня $\nu_{опт}$	$\frac{\cos\alpha_{1.1}}{2(1-\rho_1)}$	0,7282	0,4849

Продовж. табл. 4.6.

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
19. Частота обертання ротора турбіни $n_т$, об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	8613	3700
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3, м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_т)/60$	420,27	225,67
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня $\nu_д$	$\frac{U_3}{C_1}$	0,6285	0,5347
22. Різниця в значеннях $\nu_д$ і $\nu_{опт}$	$\nu_{опт} / \nu_д$	1,1587	0,9070
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3_3}, м	$D_{3с}+l_{с1}$	1,0189	1,2727
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3}, м	$D_{3с}-l_{с1}$	0,8449	1,0570
25.Матеріал лопаток турбіни	Приймається[4]	ЧС88	ЭП539
26. Густина матеріалу лопаток турбіни $\rho_{м_3}$, кг/м^3	Визначається за довідковими даними[4]	8100	8300
27.Температура робочих лопаток 1-го ступеня $T_{м3}$, К	Приймається $T_{м3}=T_д$	1080	1080
	$T_3 - \frac{U_3^{\ 2}}{2 \cdot c_{pг}} \cdot (\frac{2\cos\alpha_{1.1}}{\nu_д} - 1) - 70$		-
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[1]	195	180
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9{,}8 \cdot \left(\frac{\rho_{м_3}}{7850}\right) \cdot n_т^2 \cdot F_{3с}}$	1,544	3,216
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4}, м/с	$(1{,}10\ldots1{,}35)\cdot C_1 \cdot \sin\alpha_{1.1}$	215,6	214,1
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_г}}{c_{p_г} - R_Г}$	1,2592	1,2772
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_г}{k_г+1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,3369	0,3784
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_г+1}{2}\left(1 - \frac{k_г-1}{k_г+1}\lambda_{c_{a4}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_г-1}}$	0,5125	0,5672
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4, м^2	$\frac{(G_т + G_{ох}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_г}{R_г}\left(\frac{2}{k_г+1}\right)^{\frac{k_г+1}{k_г-1}}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}$	0,2796	0,6777
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{м4}$, К	Приймається $T_{м4}=T_д$	1075	
	$1{,}08 \cdot T_4$		1073,5

Продовж. табл. 4.6.

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{м4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	195	640
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореневому перерізі $k_{міц4}$	$\dfrac{\sigma_{4\tau}^{T_{м4}}}{9{,}8\cdot\left(\dfrac{\rho_{м_4}}{7850}\right)\cdot n_т^2\cdot F_4}$	1,6132	6,66
38. Діаметри на виході з турбіни			
$D_c = const$	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{в4} = D_{c4} - \dfrac{F_4}{\pi\cdot D_{c4}}$ $D_{з4} = D_{c4} + \dfrac{F_4}{\pi\cdot D_{c4}}$	0,9319 1,0274 0,8364	
$D_в = const$	$D_{4в} = D_{3в}$ $D_{4з} = \sqrt{D_{4в}^2 + 4F_4/\pi}$ $D_{4c} = (D_{4в} + D_{4з})/2$		1,0570 1,4071 1,2321
39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{т4}$, м	$(D_{3_4} - D_{B_4})/2$	0,0955	0,1751
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня ν_{T4}	$D_{4c}/l_{т4}$	9,76	7,04
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня Fст., м^2	$\dfrac{F_3 + F_4}{2}$	0,2672	0,5361
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня			
$D_c = const$	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{Cc} - \dfrac{F_{cm}}{\pi\cdot D_{Cc}}$ $D_{3c} = D_{Cc} + \dfrac{F_{cm}}{\pi\cdot D_{Cc}}$	0,9319 0,8406 1,0231	
$D_в = const$	$D_{Bc} = D_{B_3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{cm}/\pi}$ $D_{Cc} = (D_{Bc} + D_{3c})/2$		1,0570 1,3416 1,1993
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{т_c}$, м	$(D_{3c} - D_{Bc})/2$	0,0913	0,1423
44. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\overline{L}_{стт}$	$0{,}23065+0{,}05899\nu_т+0{,}00331\times\nu_т^2+$ $+0{,}00003\,\nu_т^3$	1,4	0,9143

Продовж. табл. 4.6

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
45. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$,м	$l_{тс} \cdot \overline{L}_{стт}$	0,1278	0,1301
46. Осьовий габарит проточної частини $L_т$,м	$L_{ст_т} \cdot z_т$	0,1278	0,5204

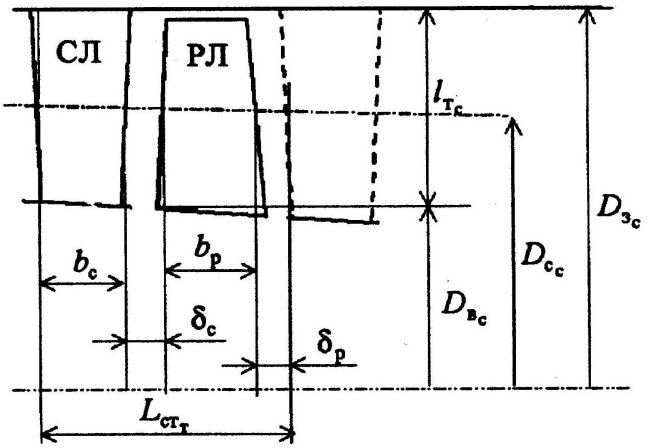

Рис. 4.4. Середній ступінь осьової турбіни

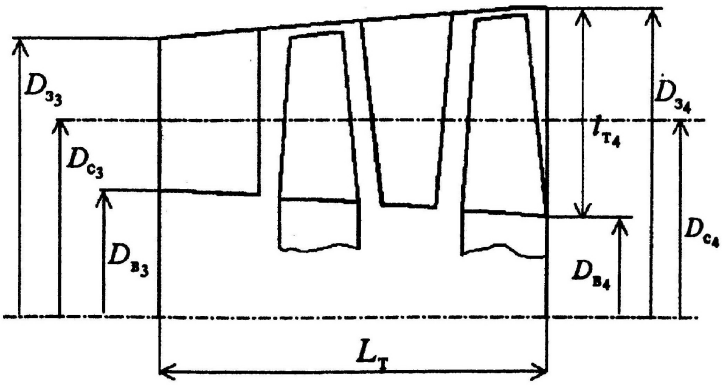

Рис. 4.5. Меридіанний переріз проточної частини турбіни

За результатами габаритно-компоновочного розрахунку основних елементів ГТД будується ескіз його меридіанного перетину(рис. 4.6).

М 1:15

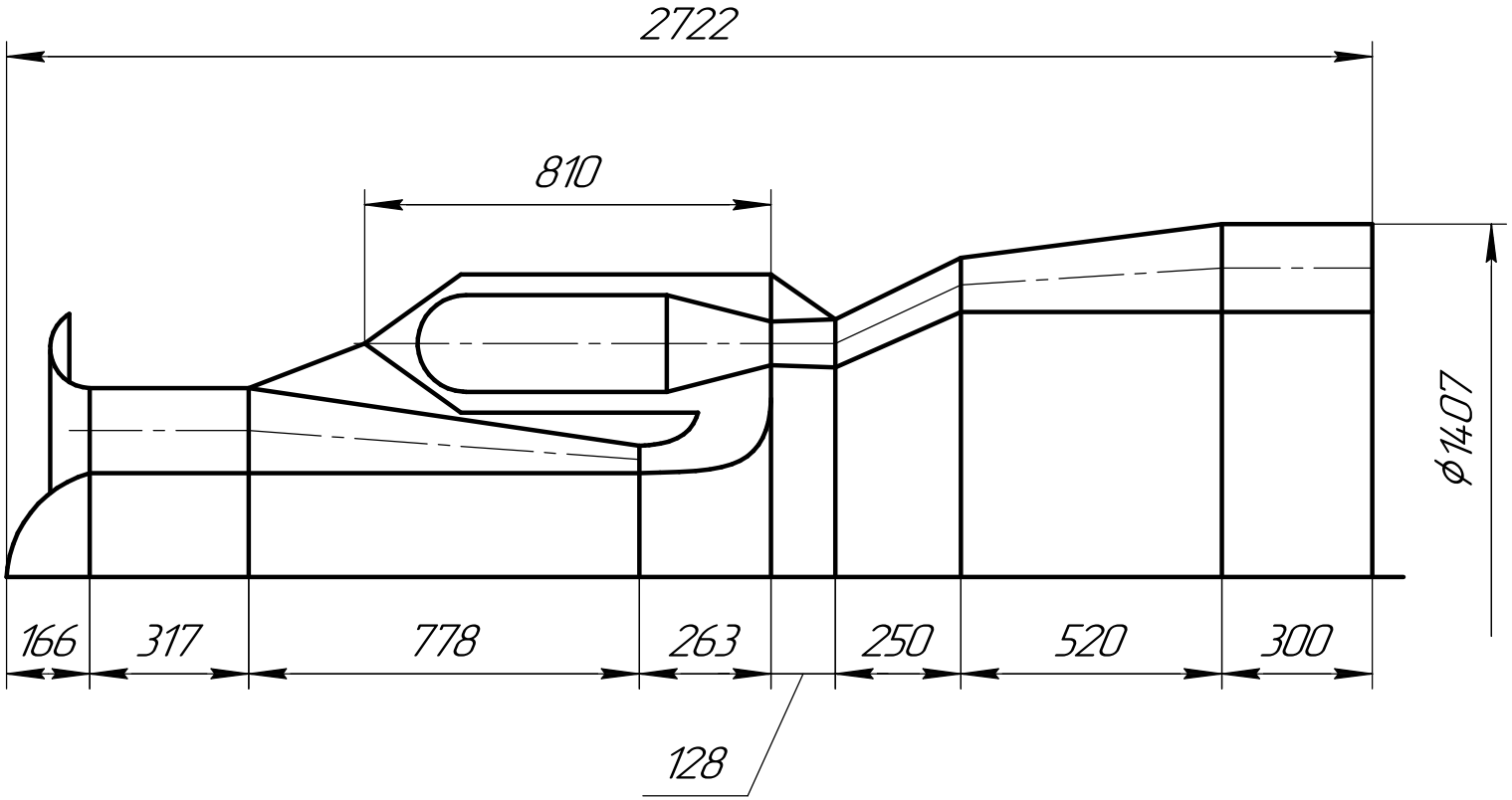

Рис. 4.6. Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД

4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД

4.4.1. Визначення габаритних розмірів регенератора ГТА

Таблиця 4.7 – Визначення габаритних розмірів регенератора ГТА

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу через регенератор (Р), $G_{го}$ кг/с	З розрахунку теплової схеми ГТА	52,37
2. Температура газу за ГТД. T_4, К	З розрахунку теплової схеми ГТА	981,54
3. Тиск газу перед Р, $P_{4_р}$, Па	З розрахунку теплової схеми ГТА	107100
4. Температура газу за Р., T_5, К	З розрахунку теплової схеми ГТА	640,04
5. Тиск повітря перед Р, $P_{1м}$, Па	З розрахунку теплової схеми ГТА	736400
6. Температура повітря перед Р, $T_{1м}$, К	З розрахунку теплової схеми ГТА	545,9
7. Температура повітря на виході з Р, $T_{2м}$, К	З розрахунку теплової схеми ГТА	921,82
8. Відносний крок трубного пучка (ТП), а	$a = S_1/d_1 = 1{,}25; 1{,}31; 1{,}38....1{,}5$	1,5
9. Еквівалентний діаметр оребреної трубки, $d_е$ м	Прийнято	0,026
10. Зовнішній діаметр трубки, d_1, м	Прийнято	0,020
11. Внутрішній діаметр трубки, d_2, м	Прийнято	0,016
12. Висота ребра на трубці, h_p, м	Прийнято	0,015
13. Відносна площа поверхні трубки $\overline{F}_{тр}, м^2/м$	Прийнято	0,4115
14. Поперечний крок в ТП, S_1, м	$a \cdot d_1$	0,039
15. Поздовжній крок в ТП, S_2 м	$S_2 = S_1$	0,039
16. Средня температура газу в Р, $T_{c_г}$, К	$(T_4 + T_5)/2$	862,35
17. Середня теплоємність газу в Р, $C_{p_г}$ Дж/(кг×К)	$f(T_{c_г}, \alpha)$	1189
18. Тепло, передане повітрю в Р, $Q_{тго}$, Дж/с	$G_{го} c_{p_г} (T_4 - T_5)$	8210349
19. Середня температура повітря в Р, $T_{c_м}$, К	$(T_{2_м} + T_{1_м})/2$	750,8
20. Середня теплоємність повітря в Р, $C_{p_в}$ Дж/(кг×К)	$C_{p_в} = f(T_{c_м})$	1086,0
21. Витрата повітря через Р, G_M, кг/с	З розрахунку теплової схеми ГТА	48,38
22. Відносна кількість тепла, що передане повітрю у верхній секції Р (ВСР), $\overline{q}_{верх}$	Прийнято	0,5
23. Тепло, що передане повітрю в ВСР, $Q_{вср}$, Дж/с	$Q_{тго} \cdot \overline{q}_{верх}$	4105175
24. Тепло, що передане повітрю в нижній секції Р (НСР), $Q_{нср}$, Дж/с	$Q_{тго} - Q_{вср}$	4105175

Продовж. табл. 4.7

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
25. Температура повітря на вході в НСР, $T_{1_{м_н}}$, К	$T_{1_м} + Q_{вср} / (G_{птн} \cdot c_{p_м})$	735,1
26. Температура газу на вході в ВСР, $T_{4_в}$, К	$T_5 + Q_{тго_в} / (G_{го} \cdot c_{p_г})$	862,4
27. Середня температура газу в ВСР, $T_{c_{г_в}}$, К	$(T_{4_в} + T_5)/2$	814,1
28. Середня температура газу в НСР, $T_{c_{г_н}}$, К	$(T_4 + T_{4_в})/2$	910,6
29. Середня температура повітря в ВСР, $T_{ср_{м_в}}$, К	$(T_{1_{м_н}} + T_{1_м})/2$	666,0
30. Середня температура повітря в НСР, $T_{ср_{м_н}}$, К	$(T_{2_м} + T_{1_{м_н}})/2$	819,8
Тепловий розрахунок і компоновка конвективної поверхні теплообміну НСР		
31. Густина газу середня, $\rho_г$, кг/м3	$P_4 / (313 \cdot T_{c_г})$	0,3817
32. Швидкість газу в "вузькому" перетині НСР, $W_г$, м/с	Приймаємо (25…45) м/с	45
33. Площа "вузького" перетину НСР, $F_{ус}$, м^2	$G_{го} / (W_г \cdot \rho_г)$	2,0822
34. Площа "фронту" ТП НСР, $F_ф$, м^2	$F_{ус} / (1 - 1/a)$	6,2466
35. Перетин квадратного газоходу, м	$L = B = \sqrt{F_ф}$	2,4993
36. Перепад температур НСР, ΔT_1, град..	$\Delta T_1 = T_4 - T_{2_м}$	54,30
37. Перепад температур НСР, ΔT_2, град..	$\Delta T_2 = T_{4_в} - T_{1м_н}$	127,27
38. Максимально досяжний температурний напір НСР, ΔT_{LM}, град.	$(\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$	85,67
39. Комплекс R НСР	$R = (T_4 - T_{4_в}) / (T_{2м} - T_{1м_н})$	0,5696
40. Комплекс P НСР.	$P = (T_{2м} - T_{1м_н}) / (T_4 - T_{1м_н})$	0,7574
41. Поправочний коефіцієнт F НСР	$f(R, P)$ [6]	0,94
42. Ефективний температурний напір НСР, $\Delta T_{М_{нс}}$, град.	$\Delta T_{LM} \cdot F$	80,53
43. Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні трубки, $K_{тго}$, Вт/(м^2 · К)	Приймаємо (25…40)	34,78
44. Повна площа зовнішньої поверхні ТП НСР, $F_{нср}$, м^2	$Q_{тго} / (K_{тго} \cdot \Delta T_{m_{тго}})$	1465,73
45. Розрахункове число труб в ряду по фронту $Z_{ф_р}$, шт.	$Z_{ф_р} = B / S_1$	64,08
46. Число труб в ряду по фронту $Z_ф$, шт.	Приймаємо	64
47. Розрахункове число труб в ряду по глибині $Z_{гл_р}$, шт.	$Z_{тг_р} = F_{нср} / (\overline{F}_{тр} \cdot L \cdot Z_ф)$	22

Продовж. табл. 4.7

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
48. Число труб в ряду по глибині $Z_{гл}$, шт.	Приймаємо	22
49. Висота ТП НСР, м	$H_{нср} = S_2 \cdot Z_{гл}$	0,8580
50. Загальна кількість труб в пучку НСР, $Z_{\Sigma_{нс}}$,шт	$Z_{\Sigma_{нс}} = Z_ф Z_{гл}$	1408
51. Густина повітря середня, $\rho_м$, кг/м3	$P_{1м}/(287 \cdot T_{c_м})$	4,2406
52. Швидкість повітря в трубі, $G_{го}/(W_г \cdot \rho_г)$	$(4G_м)/(\rho_м \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot Z_{\Sigma нс})$	22,25
Тепловий розрахунок і компоновка конвективної поверхні теплообміну ВСР		
53Густина газу середня ВСР, $\rho_{гв}$, кг/м^3	$P_4/(313 \cdot T_{c_в})$	0,4356
54. Площа "вузького" перетину ВСР, $F_{ус}$, м^2	$G_{го}/(W_г \cdot \rho_г)$	2,082
55. Площа "фронту" ТП ВСР, $F_ф$,м^2	$F_{ус}/(1-1/a)$	6,247
56. Перетин квадратного газоходу, *L,* м	$L = B = \sqrt{F_ф}$	2,499
57. Швидкість газу в "вузькому" перетині ВСР, $W_{гв}$, м/с	$G_{го}/(F_{ус} \cdot \rho_{гв})$	39,42
58. Перепад температур ВСР, ΔT_1, град..	$\Delta T_1 = T_{4_в} - T_{1_{м_н}}$	127,23
59. Перепад температур ВСР, ΔT_2, град..	$\Delta T_2 = T_5 - T_{1м}$	168,8
60. Максимально досяжний температурний напір ВСР, ΔT_{LM}, град.	$(\Delta T_1 - \Delta T_2)/\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)$	147,1
61. Комплекс R ВСР	$R = (T_4 - T_{4_в})/(T_{2м} - T_{1м_н})$	0,6993
62. Комплекс P ВСР.	$P = (T_{2м} - T_{1м_н})/(T_4 - T_{1м_н})$	0,5204
63. Поправочний коефіцієнт F ВСР	$f(R,P)$ - рис. 4.7	0,98
64. Ефективний температурний напір ВСР, $\Delta T_{M_{нс}}$, град.	$\Delta T_{LM} \cdot F$	144,11
65. Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні трубки, $K_{тго}$, Вт/(м^2·К)	Приймаємо (25…60)	55,2
66. Повна площа зовнішньої поверхні ТП ВСР, $F_{вср}$, м^2	$Q_{вср}/(K_{тго} \cdot \Delta T_{m_{тго}})$	515,63
67. Розрахункове число труб в ряду по фронту $Z_{ф_р}$, шт.	$Z_{ф_р} = B / S_1$	64,08
68. Число труб в ряду по фронту $Z_ф$, шт.	Приймаємо	64
69. Розрахункове число труб в ряду по глибині $Z_{гл_р}$, шт.	$Z_{тг_р} = F_{вср}/(\overline{F}_{тр} \cdot L \cdot Z_ф)$	11,21

Продовж. табл. 4.7

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
70. Число труб в ряду по глибині $Z_{гл}$, шт.	Приймаємо	16
71. Висота ТП ВСР, м	$H_{вср} = S_2 \cdot Z_{гл}$	0,6240
72. Загальна кількість труб в пучку НСР, $Z_{\Sigma_{нс}}$,шт	$Z_{\Sigma_{нс}} = Z_ф Z_{гл}$ $Z_{\Sigma_{нс}} = Z_ф Z_{тго}$	1024
73. Висота Р, $H_р$, м	$H_{тго} = H_{тго_в} + H_{тго_н} + 0{,}20$	1,68

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.12.05.ПЗ.			
Студент.		Савенко Ю.В.			Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					59	70
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

Вступ

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

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

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

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

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

5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі компресорної станції

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

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

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

ГТД насичений трубопроводами. При витоку і випаровуванні технічних рідин, масла та інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система припливно-витяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кількість повітря. У табл. 5.1 наведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння та випаровування, які можуть потрапляти в машинний зал.

Таблиця 5.1

ГДК на робочому місці	Токсичні компоненти, мг/м^3						
	Пил	Сажа	Окис вуглецю	Окис вуглеводню	Окис азоту	З’єднання сірки	
	-	C	CO	CH_2O	N_2O	SO_2	H_2SO_4
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

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

вність праці і може з'явитися причиною нещасного випадку.

У табл. 5.2 наведені гранично допустимі рівні шуму для певних робочих місць.

Таблиця 5.2

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

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

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

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

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

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

Низькочастотна частина спектру коливань стінок корпусу (30-200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними збу-

дженнями. До механічних причин належать коливання (вібрації), викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння та інших частин, тим чи іншим чином пов'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними збудженнями є різні нестаціонарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Складову шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового зазору між сопловими і робочими вінцями і збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маха в кожного ступеня.

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

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Як видно з рис. 5.1, шум цей має широкосмуговий спектр.

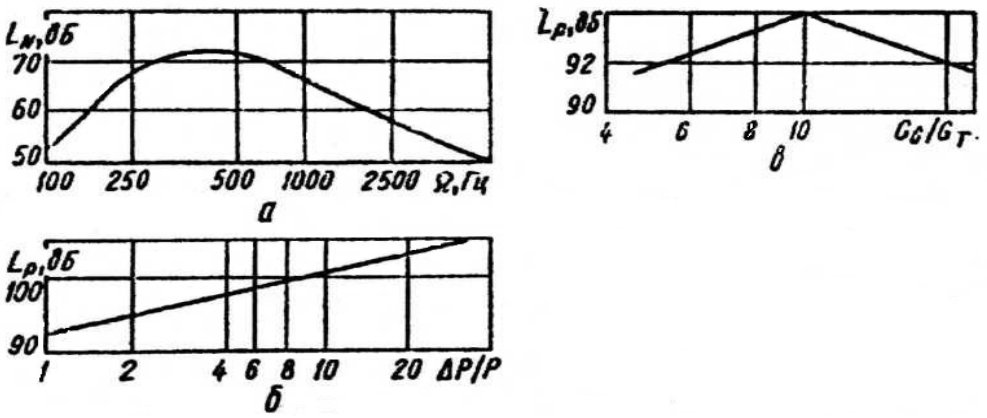

Рисунок 5.1 - Деякі акустичні характеристики шуму горіння:
а – спектр шуму полум’я; б – вплив перепаду тиску на пальник; в – вплив складу горючої суміші.

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

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

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

5.2 Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі компресорної станції (система піногасіння)

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

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

резервуар для зберігання піноутворювача;

змішувачі або пристрої для отримання піноутворюючої суміші;

генератори високократної піни, труби, подовжувачі до них, повітроводи та пінопроводи;

повітряно-пінні стволи;

арматура і контрольно-вимірювальні прилади.

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

Вихідні дані:

Площа будівлі F=252 м^2;

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

Розрахунковий час роботи $t = 15хв$;

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

Розрахунок системи піногасіння для компресорної станції

1. Розрахункова кількість піноутворювача:

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

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу:

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

3. Розрахункова кількість піно генераторів:

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

4. Запас піноутворювача:

$$V_1 = V \cdot 6 = 12960 л.$$

5. Запас піноутворювача для першої стадії:

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

6. Запас піноутворювача:

$$V_3 = V_1 - V_2 = 12960 л.$$

7. Кількість води на першій стадії:

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

8. Кількість води на другій стадії:

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

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

10. Діаметр трубопроводу:

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

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

12. Площа перерізу трубопроводу:

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

13. Різниця тисків біля діафрагми: приймаємо $P_1 - P_2 = 5000\frac{кгс}{м^2} = 500 Па.$

14. Перемноження коефіцієнтів:

$$m_1 \cdot a = \frac{g_2 \cdot \gamma}{3600 \cdot F_1 \cdot 2 \cdot g \cdot (P_1 - P_2)} = 0{,}042,$$

де $\alpha_1 = 0{,}975$ – коефіцієнт витрати; $m = m_1 \cdot \frac{\alpha}{\alpha_1} = 0{,}043$ – відношення площі.

15. Площа нормальної діафрагми: $F_2 = m \cdot F_1 = 76 \cdot 10^{-5} м^2.$

16. Діаметр отвору в нормальній діафрагмі:

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

17. Розмір труби для піноутворювача: $D \times S = 30 \times 2 мм.$

18. Площа перерізу труби для піноутворювача:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_H^2}{\pi} = 7{,}07 \cdot 10^{-4} м^2.$$

19. Питома вага піноутворювача: $\gamma = 1110\frac{кгс}{м^3}.$

20. Висота бака піноутворювача: $H = 2 м.$

21. Витрата піноутворювача:

$$g_п = \frac{g_1}{10^6} \cdot 2400 \cdot 10^{-6} = 0{,}0024\frac{м^3}{с}.$$

22. Відношення площі:

$$m_1 = \sqrt{\frac{g_п^2}{g_п^2 \cdot F_3^2 \cdot H \cdot 2 \cdot g \cdot \frac{F_3^2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}}} = 0{,}358.$$

23. Площа отвору дозуючої діафрагми:

$$F_4 = m_1 \cdot F_3 = 2{,}5 \cdot 10^{-4} м^2.$$

24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми:

$$D_Д = \sqrt{\frac{4 \cdot F_4}{\pi}} = 0{,}0178 м.$$

5.3 Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів

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

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

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

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

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

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

Для зменшення шуму всмоктування застосовано двоступеневе глушіння шуму (рис. 5.2). Один з пластинчастих глушників встановлений до повороту потоку, а другий – за поворотом, в конфузорі всмоктуючого тракту ГТУ. Повороти повітря також вважаються засобом, що знижує рівень зовнішнього шуму.

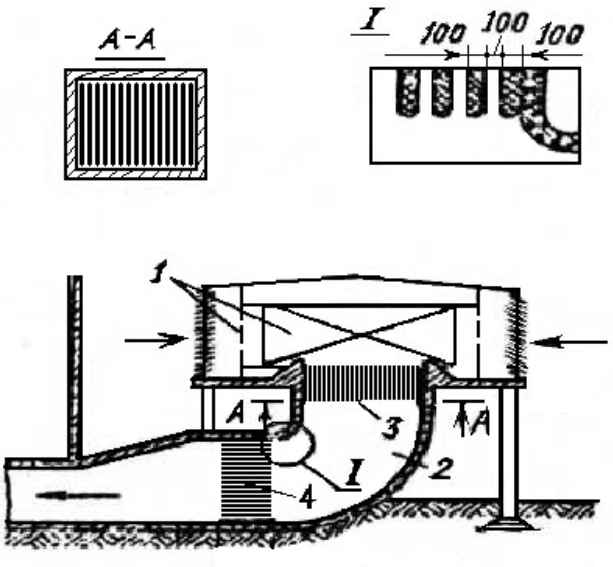

Рисунок 5.2 - Двоступеневе глушіння шуму

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

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

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

Таблиця 5.3 - Граничні спектри рівнів вібрації (ГОСТ 12.1.012-90) по швидкості ПС (L_Z), LS, відносно $V_0=5\cdot10^{-8}$ м/с

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

Таблиця 5.4 - Граничні спектри рівнів вібрації по прискоренню ПС (L_Z), LS, відносно $a_0=3\cdot10^{-8}$ м/с

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

Приміщення для роботи в ПДК має бути освітлене відповідно до норм СНіП. Норми штучного освітлення наведені в табл. 4.5.

Таблиця 5.5

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

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

а) дотриманням правил техніки безпеки і поводження на виробництві;

б) захист від джерел теплових випромінювань;

в) влаштування вентиляції та опалення;

г) засоби індивідуального захисту.

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.12.06.ПЗ.			
Студент.		Савенко Ю.В.			Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					71	82
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

Вступ

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

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

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

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

6.1. Аналіз шкідливої дії вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище

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

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

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

Вихлопні гази являють собою суміш продуктів згоряння з надмірним повіт-

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

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

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

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

зольні частинки, що утворюються з негорючих мінеральних домішок.

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

Кількість шкідливих викидів найчастіше вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 $м^3$ продуктів згоряння ($мг/м^3$); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних часток продуктів згорання (ppm). Димність визначається в умовних одиницях щодо затемнення матеріалу фільтра або у відсотках.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його поєднанні з гемоглобіном зменшується здатність крові переносити кисень. Гранично допустима концентрація (ГДК) цього забруднювача в повітрі населених пунктів складає 1 $мг/м^3$.

Оксиди азоту ($NO + NO_2$) дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, вони утворюють азотну кислоту, яка руйнує легеневу тканину, подразнює слизові оболонки, викликає незворотні зміни в серцево-судинній системі. ГДК якого становить 0,085 $мг/м^3$ (у перерахунку на NO_2).

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ. ГДК якого становить 0,05 $мг/м^3$ (в перерахунку на SO_2).

Незгорілі вуглеводні при попаданні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку. ГДК якого становить 2,5 $мг/м^3$ (у перерахунку на бензин). Найбільш токсичний з вуглеводнів

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

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:

водяний пар і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері “парникового” ефекту;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

6.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів

Методи зменшення емісії CO і C_xH_y полягають у наступному:

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

У реальних системах горіння це досягається:

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

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

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

Ці методи реалізуються шляхом :

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

барію або магнію);

- використання водопаливних емульсій і уприскування води.

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

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

Можливе при цьому зниження NO_x в різних камерах згоряння показано на рис. 6.1.

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

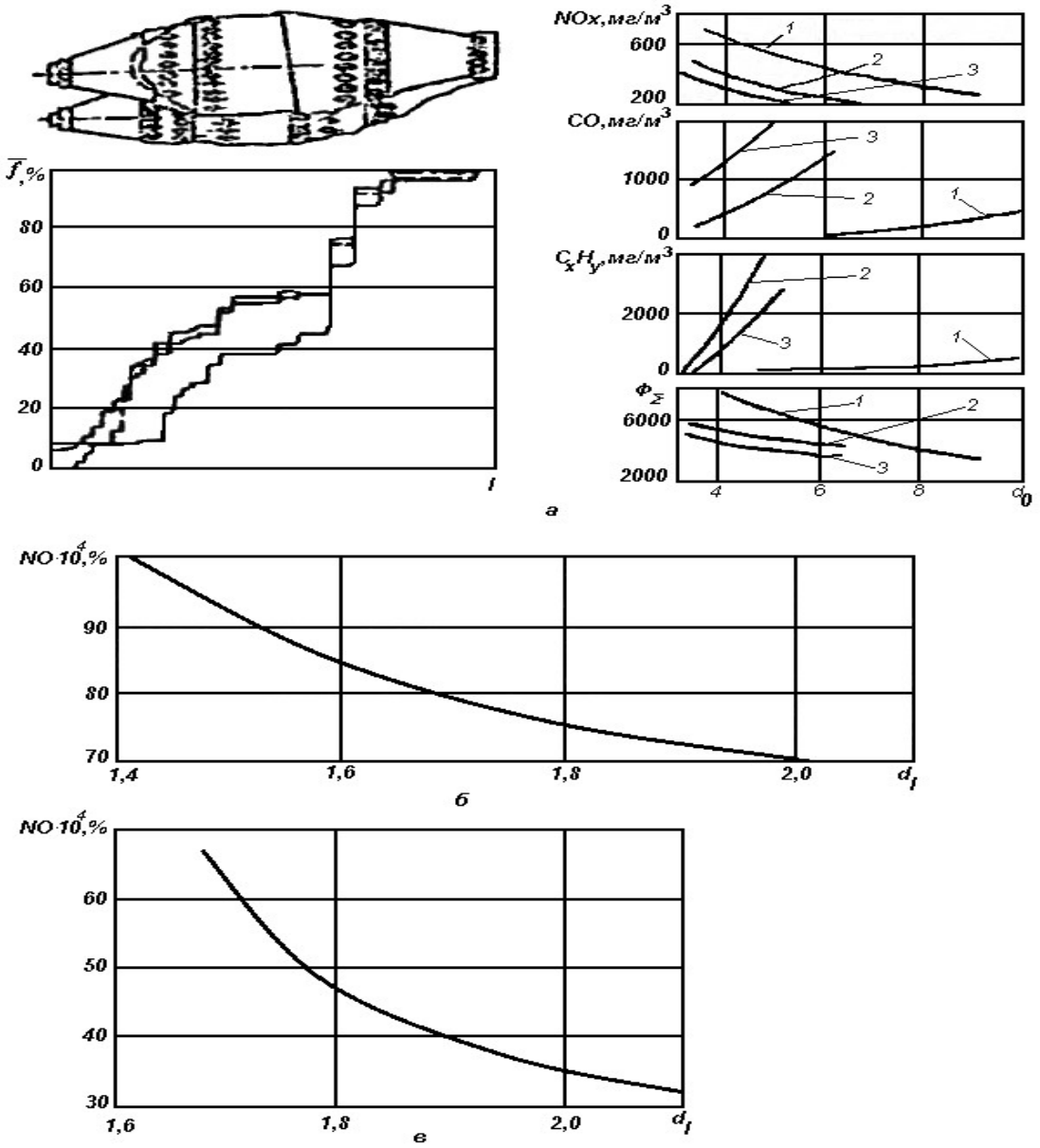

Рисунок 6.1 - Графіки зміни показників токсичності камер згоряння в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а – кільцева камера авіаційного ГТД при роботі на природному газі (умови $P_в$=0,12…0,13 МПа. $T_в$ = 343…353 К); 1,2,3 – варіанти розподілу повітря по трактам; б – трубчата камера (газотурбінне паливо α_0=5,5); в – семипальникова камера з регулюючим змішувачем (природний газ, α_0=5,7).

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

ціальних 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 отримання гомогенної паливоповітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. У результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогріву, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування та викиди NO_x. Однак зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери.

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

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

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

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

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

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

5. Введення спеціальних присадок в паливо, які запобігають утворенню NO_x, 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 в камерах згоряння за допомогою плазмового факела істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається за участю плазмотрона, який конструктивно розміщується поблизу форсунок або суміщають з ними.

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

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

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

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

Характер забруднення середовища залежить від ряду чинників:

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

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

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

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

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

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

Вихлопні гази повинні розсіюватися в атмосфері до гранично допустимих концентрацій. В енергетичних ГТД необхідного рівня концентрацій вихлопних газів у приземному шарі атмосфери досягають відповідним вибором висоти вихлопних труб. Для проектованого двигуна при витраті палива 8834,4 кг/год за графіком на рис. 6.2 обрана висота вихлопної труби 14 м.

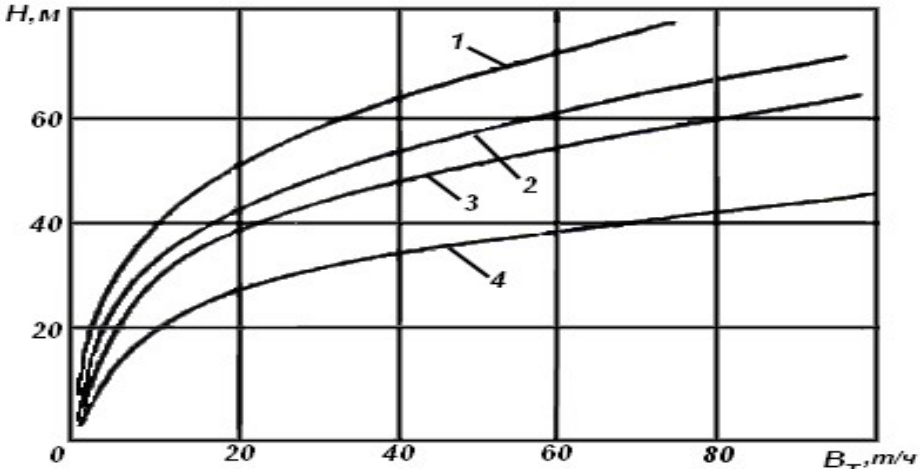

Рисунок 6.2 - Графіки залежності висоти вихлопної труби ГТУ від виду і витрати використовуваного палива:1 – газотурбінне паливо (S^P=2,5%); 2 – газотурбінне паливо (S^P=1%); 3 – дизельне паливо (S^P=0,2%); 4 – природний газ

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

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.12.07.ПЗ			
Студент.		Савенко Ю.В.			Цивільний захист	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Ващиленко М.В.					83	92
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ

ТЕМА: Аналіз видів й наслідків відмов при функціонуванні газотурбінної компресорної станції

7.1. Обґрунтування необхідності проведення аналізу видів й наслідків відмов при функціонуванні компресорної станції

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

АВНВ проводять з метою обґрунтування, перевірки достатності, оцінки ефективності і контролю за реалізацією керуючих рішень, що направлені на вдосконалення конструкцій, технологій виготовлення правил експлуатації, системи технічного обслуговування в ремонту об'єкту і що забезпечують попередження виникнення та/або послаблення вагомості можливих наслідків його відмов, досягнення характеристик безпеки, екологічності, ефективності та надійності. Необхідність проведення АВНВ полягає в тому, що кількість аварій, котрі трапляються останнім часом на Україні, зростає внаслідок морального та фізичного пристарення обладнання та технологій виготовлення цього обладнання. Необхідність проведення АВНВ конкретного об'єкту визначають за домовленістю заінтересованих сторін при вироблені вимог до програми забезпечення його надійності, що включається у контрактні документи (технічне завдання, договір та ін.).

Рекомендується передбачувати проведення АВНВ для таких об'єктів:

–у яких можливі відмови, що є загрозою щодо безпеки людини, небезпечного забруднення навколишньої середи, значної економічної або іншої шкоди;

– пряме експериментальне підтвердження відповідності яких встановленим вимогам безпеки й надійності технічно неможливо або економічно недоцільно і проводиться розрахунками або розрахунково - експериментальними методами;

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

У даному випадку, виходячи з вищесказаного та здорового глузду , для компресорної станції і для машинного відділення необхідно провести або аналіз відмов і їх наслідків, або дослідження надійності комплектуючого обладнання .

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

При експлуатації турбіни особливу увагу необхідно звернути на:

– виникнення сильної вібрації, що свідчить про ушкодження проточної ча стини, прогину ротора, вильоту лопаток;

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

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

– зниження рівня масла в баці нижче граничного;

– осьове зрушення турбіни вище граничного;

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

− відхилення параметрів свіжої пари від установлених норм.

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

7.2. Аналіз видів й наслідків відмов при функціонуванні компресорної станції

7.2.1. Визначення наслідків відмов елементів системи ГТД

Аналіз оцінки наслідків відмов проводимо за методом експертної оцінки. Загальна схема (алгоритм) АВНВ методу експертної оцінки включає наступні основні операції:

1. У відповідності з планом аналізу встановлюють мінімальний рівень розукрупнення, з якого починають АВНВ ;
2. На основі функціональної блок - схеми об'єкту ідентифікують всі елементи обраного рівня розукрупнення;
3. Для кожного ідентифікованого елементу даного рівня на основі класифікаторів відмов що є, інженерного аналізу, апріорних даних, досвіду й знань дослідника складають перелік можливих видів відмов даного елементу;
4. Для кожного виду відмов обраного елемента визначають його можливі наслідки на розглядаємому й наступних рівнях структури об'єкту;
5. Для елементів, відмови яких зазначеного виду безпосередньо при водять до відмов об'єкту або зниженню якості його функціонування, оцінюють категорію важкості наслідків відмов;
6. Повторюють описані вище операції послідовного для елементів всіх вищестоящих рівнів розукрупнення. Наслідки відмов елементів нижчестоящого рівня, які не можуть бути виражені у вигляді впливу на функціонування елементів розглядає мого рівня, розглядають як самостійні види відмов на цьому рівні;
7. Виділяють відмови , категорія важкості наслідків або оцінки показників критичності яких перевищують межі, що встановлені планом аналізу, а елементи, відповідні цим відмовам, включають у перелік критичних елементів.

За методом експертної оцінки визначаємо наслідки, до яких призводять відмови визначених елементів системи ГТД, у табличній формі (табл. 6.1.).

7.2.2. Аналіз видів й наслідків відмов

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

Для запобігання відмов необхідно вжити такі заходи:

– корпус турбіни, трубопроводи, арматури й інші гарячі поверхні ретельно ізолюють, а поблизу маслопроводів ізоляцію покривають металевим кожухом для того, щоб на неї не потрапило масло;

– небезпечні ділянки маслопроводів високого тиску містять у спеціальні щільні металеві коробки із сальниками. Витоку масла дренують у канал;

– поза коробом маслопровід відокремлюється екраном від гарячої поверхні. Фланцеві з'єднання закривають кожухами;

– маслопровід укладають на віброізолятори й міцно закріплюють. Якщо в цьому випадку він почне вібрувати, турбіну необхідно зупинити автоматом безпеки й усунути причини вібрації.

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

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

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

Вибух і хлопок відбуваються у момент первісного розпалювання коли в заповнений газоповітряною сумішшю топки вводять палаючий запальник або електрична іскра від запального пристрою; спалювання газу зі значним хімічним недопалюванням. Продукти неповного горіння газового палива в суміші з повітрям накопи-

чуються в застійних зонах і при відповідній температурі та концентрації газів у суміші можуть вибухнути.

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

При проектуванні будівлі компресорної станції враховані вимоги ДБН В.2.5-28-2006 «Протипожежні норми», а також вимоги відповідних глав ДБН на проектування.

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

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

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

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

Забезпечення зовнішнього пожежогасіння передбачається від існуючих пожежних гідрантів протипожежного водопроводу.

Утилізаційний котел обладнаний автоматикою безпеки, що забезпечує зупинку котла при аварійному відключенні та має світлозвукову сигналізацію. Контроль наявності полум'я й стан повітряного середовища топкової камери й газоходів відбувається за допомогою датчиків.

Таблиця 7.1 - Наслідки, що призводять до відмов визначених елементів ГТД

	Наслідки відмови						
Найменування елемента	Опис відмови	Причини відмови	На рівні, який розглядається	На вищому рівні	Методи виявлення і локалізації відмови	Рекомендації зниженню важкості наслідків відмови	Категорія важкості наслідків відмови
1	2	3	4	5	6	7	8
Компресор ГТД	Розрив	Дефектний матеріал; Ушкодження при експлуатації. Надмірний тиск	Руйнування двигуна		Автомат безпеки		III
Газопровід	Порив	Нещільність з'єднань	Витік газу; Пожежа.	Отруєння людей;Вибух	Вибухові попереджувальні клапани	Дотримувати вимог протипожежної безпеки й вибухобезпеки	IV
Трубопровід	Розрив	Перевищення тиску	Опіки; Великі руйнування		Системи аварійної сигналізації	Контроль за тиском	III

Продовж. табл. 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Турбіна	1) Сильна вібрація;2) Дим з підшипників і нагнітача	1) Зниження температури робочого тіла; 2) Ушкодження проточної частини; прогин ротора, виліт лопаток;3) Підвищення температури.	Руйнування турбіни		Автомат безпеки; Система автоматичного пожежогасіння	Контроль за температурою, відключення турбіни	II
Нагнітач	Замикання	Ненормальний режим роботи	Враження електричним струмом персоналу		Захисне відключення; диференціальний захист нагнітача та двигуна	Удосконалення диференціального захисту;	II
Утилізаційний котел	1)Прорив 2)руйнування поверхні агрегату 3)руйнування труб 4)закипання води в економайзері;	1)Витік газу через нещільність запір-ної арматури 2)випускання й перекачування води; 3)нагромадження горючих газів	Ушкодження устаткування, опіки персоналу	Ушкодження будівлі. споруд; людські жертви;	Вибухові попереджувальні клапани: датчики	Контроль наявності полум'я та стану повітряно-го середовища	IV

Нижче представлене дерево відмов при експлуатації ГТД на компресорній станції (рис.7.1).

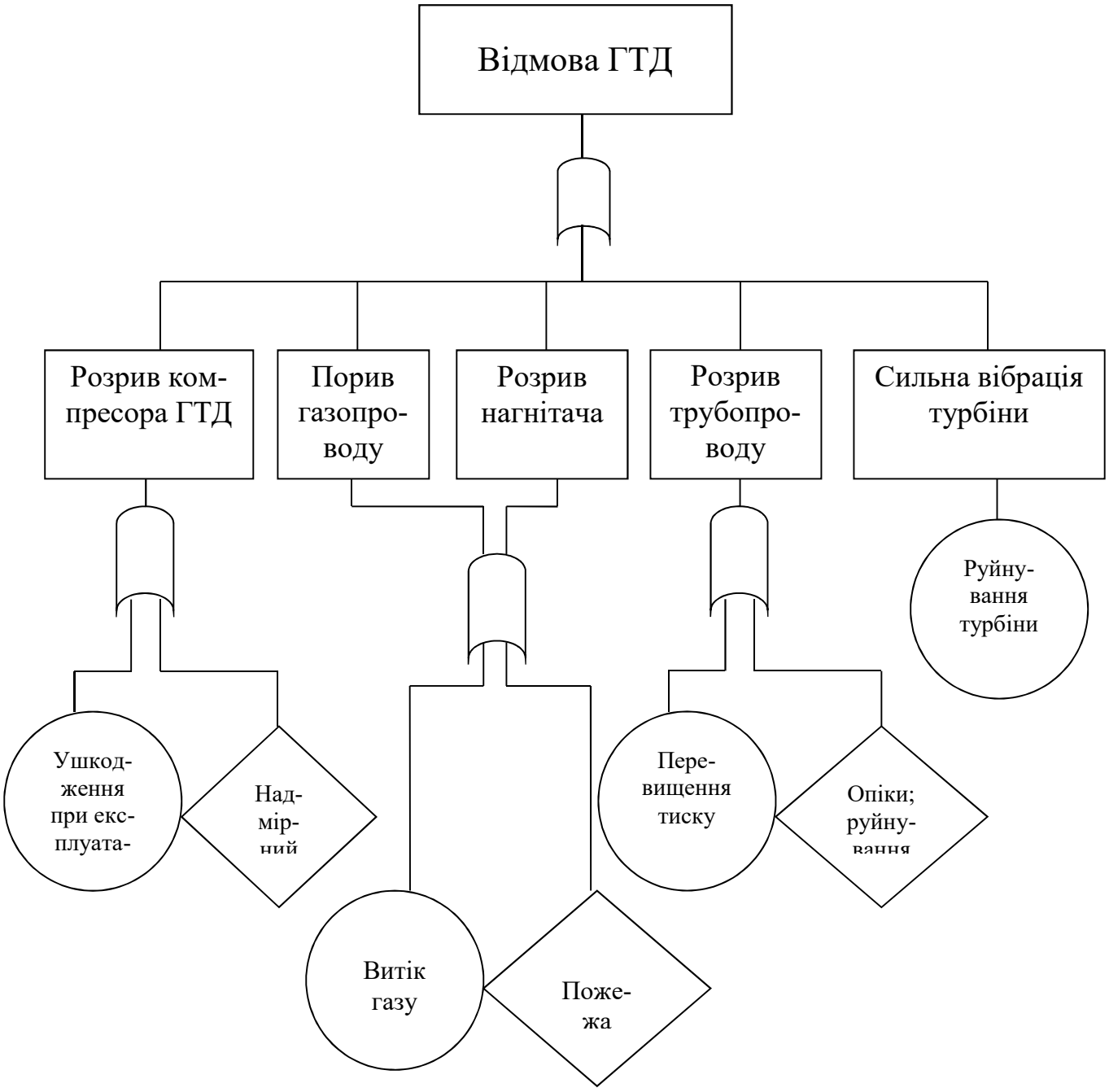

Рисунок 7.1 – Дерево відмов при експлуатації ГТД на компресорній станції

7.3. Аналіз проведеного дослідження стійкості роботи газотурбінної компресорній станції

В результаті проведеного аналізу щодо стійкості роботи газотурбінної компресорній станції були виявлені основні види відмов, котрі могли статися під час її експлуатації. Були проаналізовані можливі причини відмов, а також наслідки цих відмов. На основі цього були вироблені рекомендації щодо попередження виникнення відмов і їх наслідків, а також конкретні заходи для запобігання відмов. Таким чином, в результаті проведеного аналізу щодо стійкості роботи газотурбінної компресорній станції виникнення аварійних ситуацій на розглянутому об'єкті практично виключається.

ВИСНОВКИ

1. В роботі, згідно із завданням кафедри турбін виконано розробку та дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу й теплової схеми ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД. На базі проведених досліджень розроблено перспективний ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 16000 кВт для компресорної станції.

2. На основі аналізу результатів математичного моделювання виконано дослідження ефективності схеми ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД для рівня технології вітчизняного проєктанта та виробника приводних ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект".

3. Пропонується для детальної розробки перспективного ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 16000 кВт для компресорної станції прийняти наступні параметрами теплової схеми: T_3 = 1500 К; $T_{зов}$ = 288 К; міра підвищення тиску в компресорі ГТД – 7,38.

4. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегату η_e = 0,409, питома потужність $N_{пит_{ГТД}}$ = 304,25 кВт/(кг/с), питома витрата палива за ГТД, C_{N_e} = 0,1759 кг/(кВт·год).

5. Виконані розрахунки основних габаритних розмірів компресорної частини ГТА, камери згоряння, турбінної частини та проведене компонування ГТА.

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **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.
2. **Романов, В. И.** Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания [Текст] / В. И. Романов // ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Центр НИОКР «Машпроект» - Николаев: Издательство «Юг-Информ», 2005. – 304 с.
3. **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.
4. **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.
5. **Ващиленко, М. В.** Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування [Текст]: Навчальний посібник. / М. В. Ващиленко – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.