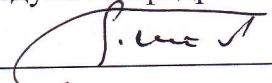


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



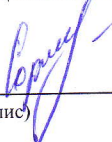
" 12 " 12 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізуючим контуром для ролкеру типу "Капітан Смірнов"*

Виконав:

студентка групи 6231м


(підпис)

Сорочинська А.Д.

Керівник роботи:

д-р техн. наук, проф.


(підпис)

Сербін С.І.

Миколаїв – 2024 р.

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

Кафедра турбін

ПОЯСНЮВАЛЬНА
ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: *“Дослідження ефективності газотурбінного агрегату
з теплоутилізуючим контуром для ролкеру типу “Капітан Смірнов”*

Двигун проєктований для температури перед турбіною високого тиску $T_3=1520$ К та міри підвищення тиску $\pi_k = 19$. Ці параметри та глибока утилізація тепла дозволили одержати коефіцієнт корисної дії установки $\eta_e = 0,4607$.

Розрахунки циклу двигуна проводились за навчальними програмами кафедри турбін.

Студентка групи 6231м

Керівник роботи

Завідувач кафедри

Сорочинська А.Д.

Сербін С.І.

Патлайчук В.М.

Миколаїв 2024 р.

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

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Газотурбінні установки і компресорні станції" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

"_____" _____ 2024 р.

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

Студенту _____ Сорочинській Аліні Дмитрівні _____

1. Тема роботи:

“Дослідження ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізуючим контуром для ролкеру типу “Капітан Смірнов”

Керівник роботи: д-р техн. наук, проф. Сербін С.І.

Затверджені наказом ректора № _____ від «____» _____ 2024 року

2. Термін подання роботи: _____ 8.12.2024 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=18,3\text{Мвт}$, $T_3=1520\text{ К}$

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

4.1. Особливості використання газотурбінних установок на великотоннажних суднах

4.2. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегату

4.2.1. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату складної теплової схеми

4.2.2. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТА

4.2.3. Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД

4.3. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА

4.4. Охорона праці

4.5. Охорона навколишнього середовища

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання 13.09.24

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При- мітка
1	Розробка теплової схеми газотурбінної установки	07.09.2024	
2	Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	14.09.2024	
3	Детальний тепловий розрахунок ГТА	21.09.2024	
4	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна	28.09.2024	
6	Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД	05.10.2024	
7	Аналіз одержаних результатів	26.10.2024	
8	Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА	03.11.2024	
9	Охорона праці	10.11.2024	
10	Охорона навколишнього середовища	08.12.2024	

Студент

Керівник роботи


 (підпис)


 (підпис)

Сорочинська А.Д.

Сербін С.І.

Зміст

Пояснювальна записка.....	3
Завдання.....	4
Анотація.....	8
Список прийнятих скорочень.....	10
Вступ.....	12
1 Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.....	14
1.1. Вибір теплової схеми і обґрунтування термодинамічних параметрів ПГУ.....	15
1.2. Оптимізація параметрів циклу ПГУ.....	19
1.3 Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ.....	23
1.4 Визначення габаритних розмірів основних елементів установки.....	26
1.4.1 Визначення габаритних розмірів компресорів.....	26
1.4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння.....	31
1.4.3 Визначення габаритних розмірів турбін.....	33
1.4.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	40
1.4.5 Розрахунок габаритних розмірів парової турбіни.....	47
1.4.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора.....	53
1.4.7. Визначення габаритних розмірів двохступінчастого редуктора перетинного типу з роздвоєнням потужності.....	57
1.5 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі.....	60
1.5.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ.....	64
1.5.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ.....	67
1.5.3 Термодинамічний розрахунок силової ТС.....	70
1.6 Шляхи можливого удосконалювання теплової схеми енергетичної установки..	73
2 Конструктивні розрахунки і конструювання.....	81
2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК.....	82
2.1.1 Опис турбіни високого тиску.....	84
2.1.2 Опис турбіни низького тиску.....	85
2.1.3 Опис турбіни гвинта.....	87
2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ.....	89

Підпис і дата		Інв. №докл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №докл.	КР.142.6231м.03.3.ПЗ.					Арк.
											6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Анотація

до кваліфікаційної роботи на тему:

Дослідження ефективності газотурбінного агрегату

з теплоутилізуючим контуром для ролкеру типу

«Капітан Смірнов»

Згідно з завданням кафедри «Турбін» розроблений проект комбінованої парогазової установки з теплоутилізаційним контуром.

В процесі проектування проведені наступні заходи:

1. Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату;
2. Розрахунок теплової схеми агрегату на режимі повної потужності;
3. Визначення габаритних розмірів основних елементів установки;
4. Розробка конструкції турбінного блока ГТД;
5. Розрахунок на міцність робочої лопатки ТВТ;
6. Розрахунок на міцність диску ТВТ;
7. Розрахунок довговічності опорного підшипника;
8. Розробка системи суфлювання та розвантаження двигуна;
9. Розробка технологічного процесу механічної обробки шестерні;
10. Розробка заходів по охороні праці та техніці безпеки при роботі в машинному відділені СЕУ;
11. Аналіз екологічних показників агрегату та розробка заходів з охорони навколишнього середовища;
12. Техніко-економічне обґрунтування проекту.

Розроблений агрегат має такі технічні характеристики:

- номінальна потужність $N_{\varepsilon} = 18,3$ МВт;
- температура газу перед ТВТ $T_3 = 1520$ К;
- ефективний ККД ПГТА $\eta_{\varepsilon} = 46,07$ %;
- питома потужність $N_{\varepsilon \text{ уд}} = 405,27$ кВт/(кг/с);
- питома витрата палива $g_m = 0,1562$ кг/(кВт·год.);
- загальний ступень підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\kappa \Sigma} = 19$;

Підпис і дата		7. Розрахунок довговічності опорного підшипника;
Інв. № дубл.		8. Розробка системи суфлювання та розвантаження двигуна;
Взам. інв. №		9. Розробка технологічного процесу механічної обробки шестерні;
Підпис і дата		10. Розробка заходів по охороні праці та техніці безпеки при роботі в машинному відділені СЕУ;
Інв. № подл.		11. Аналіз екологічних показників агрегату та розробка заходів з охорони навколишнього середовища;
		12. Техніко-економічне обґрунтування проекту.
		Розроблений агрегат має такі технічні характеристики:
		– номінальна потужність $N_{\epsilon} = 18,3$ МВт;
		– температура газу перед ТВТ $T_3 = 1520$ К;
		– ефективний ККД ПГТА $\eta_{\epsilon} = 46,07$ %;
		– питома потужність $N_{\epsilon \text{ уд}} = 405,27$ кВт/(кг/с);
		– питома витрата палива $g_m = 0,1562$ кг/(кВт·год.);
		– загальний ступень підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\kappa \Sigma} = 19$;
Зм.	Арк.	№ докум.
		Підпис
		Дата
КР.142.6231м.03.А.ПЗ.		
Арк.		
8		

- частота обертання вихідного вала ГТД $n_{\pi} = 3660$ об/хв.;
- ресурс агрегату — 80000 годин (9 років);
- ресурс ГТД до капітального ремонту — 20000 годин.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.А.ПЗ. 9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Список прийнятих скорочень

ВП	—	випарна поверхня, випарник
ГТЗА	—	головний турбозубчатий агрегат
ГТА	—	газотурбінний агрегат
ГТД	—	газотурбінний двигун
ПГУ	—	парогазова установка
ГЦН	—	головний циркуляційний насос
ДІВ	—	джерела іонізуючого випромінювання
ДП НВКГ	—	Державне підприємство Науково-виробничий комплекс газотурбінобудування
ЖВ	—	живильна вода
ЖН	—	живильний насос
ЗІЗ	—	засоби індивідуального захисту
ЗІП	—	запасні частини і приладдя
ЕП	—	економізаторна поверхня, економізатор
КВПТ	—	коефіцієнт відновлення повного тиску
КВТ	—	компресор високого тиску
КН	—	конденсатний насос
КНТ	—	компресор низького тиску
ККД	—	коефіцієнт корисної дії
КЗ	—	камера згоряння
КСК	—	комплекс систем керування
МКВ	—	машинно-котельне відділення
МЗ	—	машинне зала
НВВ	—	нафтовмісні води
ОВ	—	опорний вінець
ПК	—	паровий конденсатор
ПП	—	пароперегрівна поверхня, пароперегрівник
ПТ	—	парова турбіна
СА	—	сопловий апарат
САК	—	система автоматизованого керування

Підпис і дата	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №	КР.142.6231м.03.СС.ПЗ.					Арк.
										10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

СДАК — система дистанційного автоматизованого керування і контролю
 СЦК — система централізованого контролю
 ТВТ — турбіна високого тиску
 ТГ — турбіна генератора
 ТЗ — технічні засоби
 ТНТ — турбіна низького тиску
 ТКВТ — турбокомпресор високого тиску
 ТКБ — турбокомпресорний блок
 ТКНТ — турбокомпресор низького тиску
 ТОА — теплообмінний апарат
 ТУК — теплоутилізаційний контур
 ТЯ — теплий ящик
 УК — утилізаційний котел
 УПГ — утилізаційний парогенератор
 ЦО — цивільна оборона

Підпис і дата	Інв. №убл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №одл.		КР.142.6231м.03.СС.ПЗ.	Арк.
							11
					Зм.		Арк.

Вступ

Актуальність теми. Основними перевагами використання ГТД, як основного типу головного двигуна надводних водотонажних кораблів є: висока економічність, більші агрегатні потужності при малих масі й габаритах, придатність до автоматизації, висока надійність, простота конструкції й обслуговування, висока технологічність, можливість агрегатного ремонту.

Для підвищення економічності двигуна необхідно добитися якомога більшого коефіцієнта корисної дії. Щоб досягти цього доводиться стикатися з певними труднощами: для підвищення ККД необхідно підвищити температуру газів перед турбіною T_3 , але її підвищення обмежують гранично допустимі температури існуючих матеріалів; тому доводиться передбачати охолодження самих нагрітих деталей (лопатки, диски, корпусні деталі). Але охолодження ефективно лише до певної межі, оскільки втрати, пов'язані з відбором охолоджуючого повітря можуть бути більшими, ніж виграш від підвищення T_3 . Крім того, при проектуванні, монтажі, експлуатації і ремонту енергетичних установок разом з їх економічною ефективністю екологічні показники грають важливу роль. Отже, при проектуванні ГТД доводиться вирішувати складний комплекс питань, пов'язаних як з економічністю, так і з екологічними показниками.

Існують наступні напрями вдосконалення ГТД:

- підвищення економічності за рахунок вдосконалення окремих його складових (компресора, турбіни, камери згоряння, УПГ, регенератора і т.д.);
- ускладнення циклу установки в цілому, тобто вживання регенерації, утилізації, проміжного охолодження тощо;
- максимальне зменшення викидів шкідливих речовин.

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.Вс.ПЗ.	Арк.
						12

виходить з ГТД. При такому способі знижується потужність компресора, і підвищується питома потужність всієї установки.

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

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

Метою роботи є дослідження параметрів газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром для приводу рушія ролкера типу «Капітан Смірнов».

Основні задачі наукового дослідження:

- розробка конструкції та вибір параметрів ГТА з ТУК потужністю 25 МВт;
- конструктивні розрахунки ГТА з ТУК;
- аналіз одержаних результатів;
- розробка заходів з охорони праці у машинному відділенні судна;
- розробка заходів з охорони навколишнього середовища при експлуатації ГТА з ТУК;
- техніко-економічне обґрунтування розробки.

Об'єктом дослідження є газотурбінний агрегат з теплоутилізаційним контуром потужністю 18,3 МВт.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегату потужністю з теплоутилізаційним контуром потужністю 18,3 МВт та його окремих елементів.

Метод дослідження – розробка конструкції та визначення ефективності газотурбінного агрегату та його окремих частин.

Підпис і дата	
Інв. №убл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. №одл.	

					КР.142.6231м.03.Вс.ПЗ.	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підпис і дата Інв. №убл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. №одп.										
					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та газодинамічні розрахунки			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент.	Сорочинська А.Д.									
Керівник	Сербін С.І.								15	80
Консульт.								НУК		
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.									
.										

1 Термодинамічні та газодинамічні розрахунки

1.1 Вибір теплової схеми і обґрунтування термодинамічних параметрів ПГУ

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.

Найкращі результати щодо підвищення економічності і питомої потужності ГТА дає поєднання газотурбінного циклу Брайтона з паротурбінним циклом Ренкіна, що реалізується в схемі ГТА з використанням теплоти відхідних газів у паротурбінному теплоутилізуючому контурі. Подібна схема, іменована звичайно *ГТА з паротурбінним ТУК*, зображена на рис.1.1.

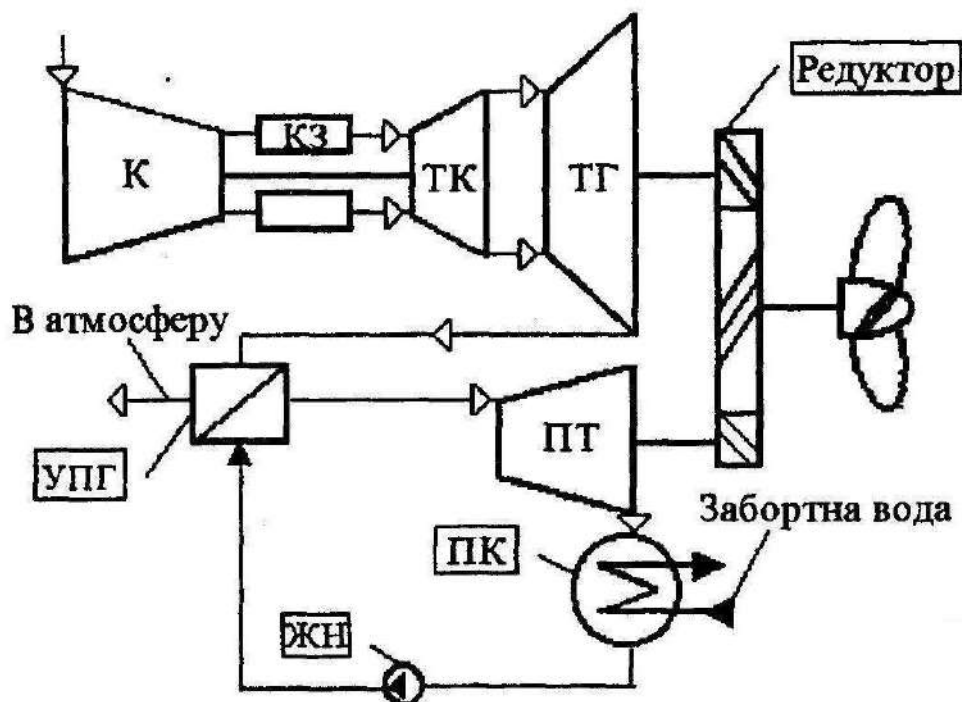


Рисунок 1.1 – Схема суднового ГТА з паротурбінним ТУК

Підпис і дата	
Інв. №обл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. Модл.	

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянутий агрегат являє собою ГТД простого циклу, відхідні газы якого направляються в утилізаційний парогенератор (УПГ), що генерує перегріту водяну пару порівняно невисоких параметрів. Пара подається на парову турбіну ОПТ), яка працює на спільний з ГТД підсумувальний редуктор. Пара, відпрацьована в ПТ, скидається у вакуумний паровий конденсатор (ПК), охолоджуваній забортною водою, де відбувається її конденсація й у такий спосіб замикається паровий цикл.

Отриманий конденсат живильним насосом (ЖН) подається в УПГ.

Цикл ГТА з ТУК у координатах температура-ентропія, для наочності умовно сполучивши в одному координатному просторі два різномірні (за робочими тілами) термодинамічні цикли (рис. 1.2).

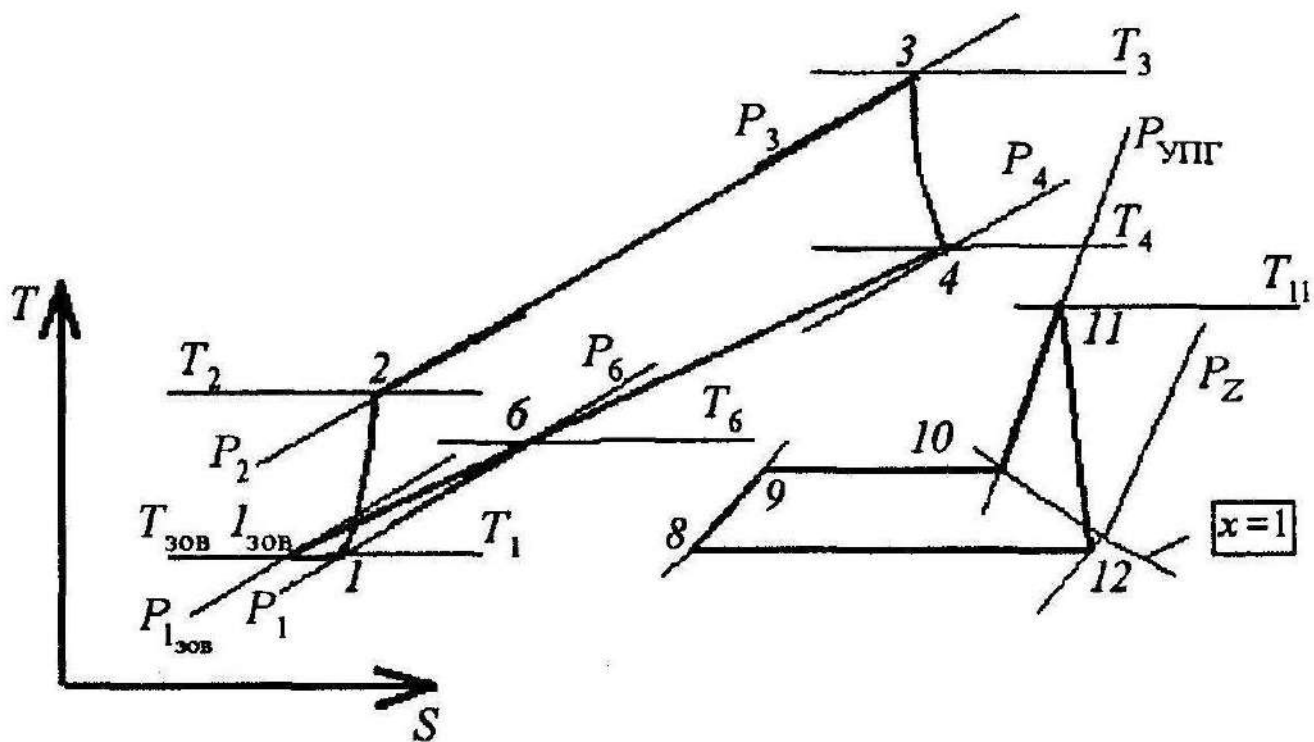


Рисунок 1.2 – Цикл ГТА з паротурбінним ТУК

Наведений цикл ГТА з ТУК є комбінованим і складається з двох різномірних циклів - Брайтона та Ренкіна. Відмінність газотурбінного циклу від циклу ГТА простої схеми в процесі (4-6) - охолодження відхідних газів в УПГ до температури T_6 ; (6-730В) - умовний процес замикання газотурбінного циклу в атмосфері. У пароводяному циклі здійснюються наступні процеси: (8-9) - процес підігріву води в утилізаційному парогенераторі до стану кипіння (т. 9); ізотерма (9-10) - процес

пароутворення в УПГ, який проходить при постійному тиску; ізобара (10-11) - процес пароперегрівання; (11-12) - політропічний процес розширення пари в ПТ; (12-8) - процес конденсації пари в ПК - процес ізотермічний.

У розглянутому діапазоні температур газу в циклі $T_r = 1100 \dots 1400$ К ефективний ККД ГТА з паротурбінним ТУК може досягати величини 36...45 %, а питома потужність - 180...330 кВт/(кг/с). Настільки висока ефективність даної схеми ГТА з ТУК, у порівнянні з ГТА простої схеми, пояснюється тим, що за рахунок утилізації тепла відхідних газів ГТД без додаткових витрат палива в ПТ може бути отримано до 25 % потужності всього комбінованого ГТА.

У середині 1970-х почалося поповнення морського флоту спеціалізованими судами, в тому числі і з горизонтальною вантажообробки. До енергетичних установок цих судів пред'являється ряд додаткових вимог. Основні з них: велика потужність, необхідна для досягнення високих швидкостей судна, і можливість роботи газових турбін на важких, порівняно дешевих сортах палива. Першим таким судном-ролкером водотоннажністю 36 тис. тонн став двогвинтовий газотурбохід «Капітан Смирнов» (проект 1609 типу «Атлантика»). Він був побудований Чорноморським суднобудівним заводом в Миколаєві за проектом того ж «Чорноморсуднопроект». У грудні 1987 року закінчилися його ходові випробування. У початку 1979 року судно передали Балтійського морському пароплавству. В якості головної енергетичної установки на цьому судні вперше у світовій практиці суднобудування були встановлені газотурбінні агрегати з утилізацією тепла. Проектантом агрегату було НВП «Машпроект», а виробником - ВО «Зоря» (Миколаїв).

На газотурбоході «Капітан Смирнов» були встановлено два газотурбінні агрегати типу М25, загальною потужністю 36800 кВт, що забезпечують судну швидкість близько 27 вузлів. Кожний агрегат працював на свій гвинт фіксованого кроку.

Агрегат М25 має потужність 18400 кВт при частоті обертання 130 об/хв на вихідному валу. Він складається з газотурбінного двигуна із трубчасто-кільцевою камерою згоряння, теплоутилізаційного контуру (ТУК) і триступінчастої зубчастої редукторної передачі (рис.1.3). До складу ТУК входять утилізаційний

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
Інв. №обл.							17
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. Модл.							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Подальше вдосконалення ГГТА типу М-25 пов'язано з підвищенням параметрів ГТД і парового циклу. При цьому важливо модернізувати ТУК, не повторюючи колишніх помилок, з урахуванням напрацьованого досвіду експлуатації.

У даному дипломному проекті розроблений судновий газотурбінний агрегат потужністю 18,3 МВт для ролкера типу «Капітан Смирнов».

1.2. Оптимізація параметрів циклу ПГУ

Оптимізація газотурбінного циклу має на увазі відшукування такого поєднання його термодинамічних параметрів, яке дозволяє отримати найкращий варіант ПГУ відносно прийнятого критерію ефективності. Основними критеріями, що визначають якість газотурбінного агрегату, і ГТД зокрема, є ККД двигуна η_{ε} (чи питома витрата палива $c_{N_{\varepsilon}}$) і питома потужність $N_{\varepsilon \text{ уд}}$. Величина η_{ε} визначається як відношення корисне використаної (у виді потужності) теплоти до всієї підведеної у двигун теплоти. Питома витрата палива — відношення годинної витрати палива до корисної потужності, що розвивається двигуном. Питома потужність — відношення корисної потужності до секундної витрати повітря в ГТД.

ККД і питома витрата палива визначають економічність установки, а питома потужність — його габарити.

Задачею оптимізаційних розрахунків є укрупнений розрахунок схеми ПГУ з метою одержання значень сумарного ступеня підвищення тиску $\pi_{\kappa \Sigma}$, питомої потужності $N_{\epsilon \text{ уд}}$ і початкової температури газів T_3 таких, котрі забезпечують максимальну економічність установки.

Параметри ефективності і питомої потужності залежать від ступеня підвищення тиску в циклі $\pi_{\kappa\Sigma}$ ККД компресорів η_{κ} і турбін η_m , від коефіцієнта повноти згоряння палива $\eta_{\kappa c}$, а також від втрат повітря і газу по тракту двигуна. Крім того, величини ККД, питомої витрати палива і питомої потужності залежать, при заданих ККД агрегатів і коефіцієнтах відновлення повного тиску, від початкової температури циклу T_{κ} , температури перед турбіною T_3 і ступеня підвищення тиску в компресорі π_{κ} [32].

Температура T_3 визначається з урахуванням проектованої величини терміну служби проектованого двигуна, межі тривалої міцності матеріалу лопаток і ефективності системи охолодження лопаток. Тому початкова температура газу перед ТВТ прийнята рівною $T_3 = 1520$ К.

Метод, що використовується в задачі оптимізації газотурбінного циклу, залежить від числа параметрів і зручності ухвалення остаточного рішення, що оптимізуються, при виборі проектних параметрів ГТД за наслідками оптимізації. Так, для даної схеми тим, що оптимізується є тільки один параметр — це ступень підвищення тиску в компресорі π_k , який знаходиться методом сканування, що має на увазі послідовний перебір, із заданим кроком і порядком перебору, крапок в області пошуку.

Оптимізація параметрів циклу ГТА з ТУК виконується на IBM PC за допомогою програми «GTA1CC» [9] з бібліотеки навчальних програм кафедри «Турбін». Описання ідентифікаторів результатів розрахунку приведена в табл. 1.3. Результати розрахунку циклу ГТА приведені в табл. 1.4.

Таблиця 1.3 – Список основних ідентифікаторів програми «GTA1CC»

Ідентифікатор	Назва параметра	Розмірність
QK	Ступень підвищення тиску	—
UTE	Ефективний ККД цикла ГТА	—
NU	Питома потужність ГТА	КВт/(кг/с)
KO	Параметр розподілу роботи компресора	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	—
T2	Температура повітря за компресором ГТД	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	К
ONPT	Відносна потужність ПТ	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	—
GOX	Відносна витрата охолоджуючого повітря	—
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря	—

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

20

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Таблиця 1.4 — Оптимізація циклу ГТА з ТУК

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ЦИКЛА ГТУ С ТУК

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ
студент гр.6231м Сорочинська

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	3
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1520.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1100.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9800
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	8.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	34.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	0.9500
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.7500
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

QK	UTE	HU	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА							
			KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
8.0	0.46752	506.2	0.000	0.000	552.5	1015.8	0.385	4.0	0.0660	2.47
9.0	0.47120	499.6	0.000	0.000	572.5	989.9	0.363	4.0	0.0677	2.51
10.0	0.47425	492.9	0.000	0.000	590.8	967.2	0.345	4.0	0.0695	2.55
11.0	0.47676	486.2	0.000	0.000	607.9	947.0	0.329	4.0	0.0712	2.60
12.0	0.47882	479.5	0.000	0.000	623.9	928.8	0.316	4.0	0.0730	2.64
13.0	0.48050	472.8	0.000	0.000	638.8	912.4	0.304	4.0	0.0748	2.68
14.0	0.48183	466.2	0.000	0.000	653.0	897.3	0.294	4.0	0.0766	2.72
15.0	0.48288	459.6	0.000	0.000	666.3	883.5	0.285	4.0	0.0784	2.76
16.0	0.48366	453.0	0.000	0.000	679.1	870.7	0.277	4.0	0.0802	2.80
17.0	0.48421	446.5	0.000	0.000	691.2	858.9	0.269	4.0	0.0820	2.84
18.0	0.48454	440.1	0.000	0.000	702.8	847.8	0.263	4.0	0.0839	2.88
19.0	0.48468	433.7	0.000	0.000	713.9	837.4	0.257	4.0	0.0858	2.91
20.0	0.48464	427.4	0.000	0.000	724.6	827.7	0.251	4.0	0.0877	2.95
21.0	0.48442	421.2	0.000	0.000	734.8	818.5	0.246	4.0	0.0897	2.99
22.0	0.48405	414.9	0.000	0.000	744.7	809.8	0.242	4.0	0.0917	3.02
23.0	0.48352	408.8	0.000	0.000	754.3	801.6	0.237	4.0	0.0937	3.06
24.0	0.48285	402.7	0.000	0.000	763.5	793.7	0.234	4.0	0.0957	3.09
25.0	0.48204	396.6	0.000	0.000	772.5	786.3	0.230	4.0	0.0978	3.13
26.0	0.48110	390.5	0.000	0.000	781.2	779.2	0.227	4.0	0.1000	3.16
27.0	0.48002	384.5	0.000	0.000	789.6	772.4	0.224	4.0	0.1022	3.20
28.0	0.47881	378.6	0.000	0.000	797.8	765.9	0.221	4.0	0.1044	3.23
29.0	0.47748	372.6	0.000	0.000	805.7	759.7	0.219	4.0	0.1067	3.27
30.0	0.47602	366.7	0.000	0.000	813.5	753.7	0.216	4.0	0.1090	3.30
31.0	0.47444	360.8	0.000	0.000	821.0	748.0	0.214	4.0	0.1114	3.33
32.0	0.47273	355.0	0.000	0.000	828.4	742.4	0.212	4.0	0.1138	3.37
33.0	0.47090	349.1	0.000	0.000	835.6	737.1	0.211	4.0	0.1164	3.40
34.0	0.46894	343.3	0.000	0.000	842.6	732.0	0.209	4.0	0.1189	3.43

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналізуючи графік та виходячи з досвіду проектування приходимо до висновку, що оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску повітря в циклі ГТА $\pi_k = 19$, та ККД $\eta_\varepsilon = 0,48468$

Ефективний ККД, %

Питома потужність, кВт/(кг/с)

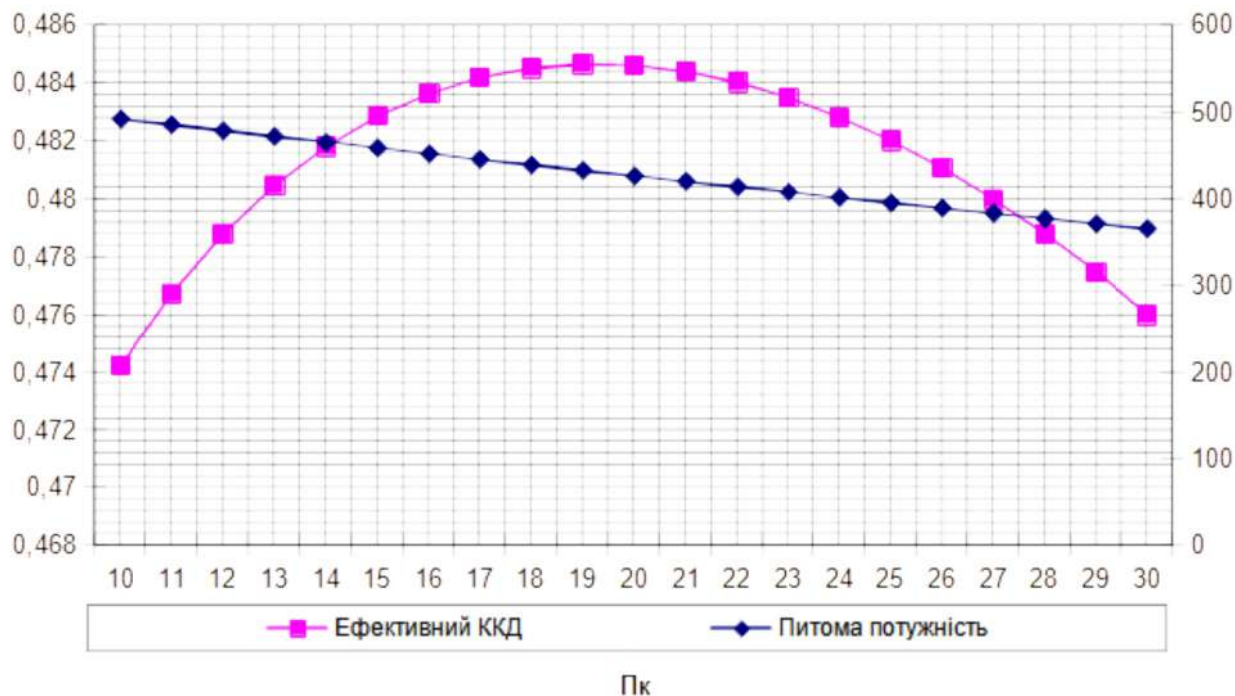


Рисунок 1.4 – Оптимізація розрахунків ПГУ для ролкера типу «Капітан Смирнов» потужністю 19 МВт

При зрушенні за графіком $\eta_\varepsilon = f(\pi_{k\Sigma})$ вліво спостерігається незначне зниження ККД циклу. Різницю по ККД (втрати) можна оцінити. Вони не повинні перевищувати 0,5...1,0 %

$$\delta_{\eta_\varepsilon} = \frac{\eta_{\varepsilon \max} - \eta_{\varepsilon p}}{\eta_{\varepsilon \max}} \cdot 100\%$$

де $\eta_{\varepsilon \max}$ — максимальне значення ККД;

$\eta_{\varepsilon p}$ — розрахункове значення ККД, отримане в результаті оптимізації циклу.

З огляду на досвід проектування судових ГТД прийнятий ступень підвищення тиску $\pi_{k_p} = 19$.

Для подальших розрахунків прийняті наступні показники:

- температура суміші перед ТВТ $T_3 = 1520$ К;

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

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ

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

Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ, проведений за допомогою програми “GTA2SS” [9] з використанням результатів, отриманих при оптимізації параметрів циклу ГТА. Програма розраховує параметри елементів ГТД, УПГ, парового конденсатора, вихідні параметри агрегату.

У вихідних даних закладаються коефіцієнти досконалості окремих елементів агрегату — термодинамічні і конструктивні. До термодинамічних відносяться ККД елементарного ступеня компресора і турбіни, ККД камери згоряння, ККД турбін, ККД насосів ТУК. До конструктивних — механічний ККД турбін і всі коефіцієнти відновлення повного тиску по тракту ГТА.

Описання ідентифікаторів результатів розрахунку представлена в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 — Список ідентифікаторів програми детального теплового розрахунку схеми ГТА

Іденти фікато р	Найменування параметра	Розмірність
AL1	Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння	—
BET	Коефіцієнт витрати турбіни	—
CPB	Теплоємність повітря	кДж/(кг·К)
CPH	Теплоємність газу	кДж/(кг·К)
DTK	Підігрів повітря в компресорі	град
DTT	Перепад температури в турбіні	град
GBKS	Витрата повітря в камері згоряння	кг/с
GK	Витрата повітря в компресорі	кг/с
GT	Витрата газу в турбіні	кг/с
GTH	Годинна витрата палива	кг/год
KB	Показник ізоентропи для повітря	—
KN	Показник ізоентропи газу	—

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

23

Підпис і дата	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №
	Модл.			Модл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Продовж. табл. 1.5

OGOX	Відносна витрата охолоджуючої пари	—
GW	Відносна секундна витрата палива на КЗ	—
P1	Тиск повітря на вході в компресор	МПа
P1KS	Тиск на вході в камеру згоряння	МПа
P2	Тиск повітря на виході з компресора	МПа
P2KS	Тиск на виході з камери згоряння	МПа
P3	Тиск газу перед турбіною	МПа
P4	Тиск газу на виході з турбіни	МПа
T1	Температура повітря на вході в компресор	К
T1KC	Температура повітря перед КС	К
T2	Температура повітря на виході з компресора	К
T2KC	Температура газу за КС	К
T3	Температура повітря на вході в турбіну	К
T4	Температура повітря на виході з турбіни	К
UK	ККД компресора	—
UT	ККД турбіни	—

Таблица 1.6- Детальный тепловой расчет схемы ГТА

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA2SS

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студ. гр. 6231м Сорочинська

C	Y	JT	IK	JD	IRT	DB	MI (1)	MI (2)	MI (3)	MI (4)
1	3	3	2	0	2	1	2	1	0	0
T3N	TN	TD	QKN	PN	NN	UPC	UKS			
1520.00	288.00	1100.00	19.0000	0.1013	18300.00	0.9000	0.9900			
EPSGE	URED	HBX	HK	HKC	HT	HNO	HBO			
0.0180	0.9800	0.9850	0.9950	0.9600	0.9950	0.9850	1.0000			
HDKS	HKY	HPB	HHP	KO	BO	KD	BD			
1.0000	0.9700	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000			
R	P	PZ	DTI	TPP	TPB	UTP	UMTP			
0.0000	3.0000	0.0050	16.00	760.00	312.00	0.8000	0.9850			
RGPN	RGPP	UNI	CK	BET (1)	BET (2)	BET (3)	BET (4)			
0.0000	0.0000	1.0000	75.0000	0.9900	0.9950	0.9950	1.0000			
UT (1)	UT (2)	UT (3)	UT (4)	UM (1)	UM (2)	UM (3)	UM (4)			
0.8900	0.9000	0.9205	1.0000	0.9950	0.9950	0.9950	1.0000			

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

24

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.6

AK (1)	AK (2)	AK (3)	XEE (1)	XEE (2)	XEE (3)
1.0000	0.9850	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ СУДОВОГО ГТА
С ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИМ КОНТУРОМ
КОМПРЕССОРНАЯ ЧАСТЬ

НОМЕР	QK	GK	UK	T1	T2
1	4.359	45.386	0.8778	288.00	458.58
2	4.359	44.705	0.8788	458.58	716.30

НОМЕР	DTK	P1	P2	CPB	KB
1	170.58	0.0998	0.4349	1.0092	1.3974
2	257.72	0.4328	1.8864	1.0527	1.3748

ТУРБИНЫ ГТД

НОМЕР	QT	GT	UT	T3	T4	DTT
1	2.393	39.12	0.8900	1520.0	1198.3	251.97
2	1.830	44.76	0.9000	1187.6	1037.7	146.23
3	3.860	45.16	0.9205	1037.7	760.2	277.57

НОМЕР	P3	P4	CPH	KN	БЕТО	ZOX	OGOХ
1	1.8109	0.7566	1.2365	1.3092	0.8752	2	0.1021
2	0.7528	0.4113	1.1996	1.3218	0.9863	1	0.0087
3	0.4093	0.1060	1.1490	1.3408	0.9950	0	0.0000

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

ОСНОВНАЯ КС

T1КС= 716.3	T2КС= 1520.0	P1КС= 1.8864	P2КС= 1.8109
GW= 0.02071	AL1= 2.87	GBKS1= 38.33	GTH1= 2858.1

ПАРОВОДЯНОЙ ТУК

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, К	760.16
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	496.77
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, МПА	0.1060
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, МПА	0.1028
РАСХОД ГАЗА ЧЕРЕЗ УПГ, КГ/С	45.1586
ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА ДЛЯ ПРОЦЕССА В УПГ, КДЖ/ (КГ.К)	1.0789
ПАРПРОИЗВОДИТ.УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	4.5434
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПТ, МПА	2.7511
ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА В УПГ, К	760.00
РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ ПТ, КГ/С	4.5434
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПТ, КДЖ/КГ	3432.08
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ЗА ПТ, КДЖ/КГ	2451.74
СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА ЗА ПТ	0.9549
МОЩНОСТЬ ПТ, КВТ	4343.4
ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ НА ПРИВОД НАСОСОВ ТУК, КВТ	50.4

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТА

МОЩНОСТЬ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, КВТ	14330.1
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ГТА, КВТ/ (КГ/С)	405.27
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. ГТА	0.4607
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ГТА, КГ/ (КВТ.Ч)	0.1562

Підпис і дата	
Інв. №обл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. Модл.	

1.4. Визначення габаритних розмірів основних елементів установки

При розрахунку теплової схеми газотурбінного агрегату (див. п. 1.2.), отримані значення параметрів повітря і газу, що дозволяють визначити розміри проектного агрегату і викреслити меридіональний перетин проточної частини ГТД, а також ескізи УПГ, ПТ, ПК. Але для цього необхідно знати габаритні розміри компресорів, камери згоряння, турбін, УПГ, ПТ, 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 перетину проточної частини ГТД. При компонованні поздовжнього розрізу ГТД перехідники між агрегатами визначаються конструктивно [32].

Іншими словами для визначення габаритних розмірів ПГУ з ТУК — довжини, ширини і висоти, викреслювання габаритного креслення необхідно знати габарити його елементів.

По суті, розрахунок габаритів будь-якого елемента є оптимізаційною задачею. Очевидно, що для визначення оптимального компоновання блоків двигуна — компресорів, стикування ТКВТ, стикування газогенератора з силовою турбіною, а також стикування ПТ з паровим конденсатором, необхідно оцінити можливі розраховані габаритні розміри, як елементів ГТД, так і всієї ПГУ в цілому.

1.4.1 Визначення габаритних розмірів компресорів

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

Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту

обертання турбокомпресорного блоку, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування турбіни.

Іншою важливою задачею розрахунку компресорів є підбор оптимального варіанта стикування КНТ і КВТ, зі збереженням плавності лінії струму на середньому діаметрі, з метою одержання максимальних ККД компресорів і забезпечення нерозривності струму.

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

Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів компресорів, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності (табл. 1.7)

Таблиця 1.7 - Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення	
			КНТ	КВТ
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	4,359	4,359
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	45,386	44,705
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	458,58
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	458,8	716,3
5. Дійсний підігрів повітря	ΔT_k	град.	170,58	257,72
6. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	Мпа	0,0998	0,4328
7. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	Мпа	0,4349	1,8864
8. Показник адіабати процесу	k_v	—	1,3974	1,3748
9. Середня теплоємність повітря	c_{pv}	кДж/(кг·К)	1,0092	1,0527
10. Газова стала повітря	R_v	кДж/(кг·К)	0,288	

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

Таблиця 1.8 - Визначення габаритних розмірів осевих компресорів ГТД

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
1.Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі першого ступеня $u_{н1}$, м/с	Приймається 250...350 – для КНТ 240...340 – для КВТ	350	330
2. Відносна осьова швидкість c_{a1}	Приймається 0,45...0,55	0,459	0,459
3.Осьова швидкість на вході в компресор c_{a1} , м/с	$c_{a1} = u_{н1} \cdot c_{a1}$	160,65	151,47
4. Газодинамічна функція швидкості $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_g}{k_g + 1} \cdot R_g \cdot T_1}}$	0,5176	0,3882
5. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \cdot \left[\frac{k_g + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_g - 1}{k_g + 1} \cdot \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_g - 1}}$	0,7285	0,5758
6. Кільцева площа вхідного перерізу F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_g}{R_g} \cdot \left(\frac{2}{k_g + 1} \right)^{\frac{k_g + 1}{k_g - 1}} \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,2623	0,0957
7. Втулочне відношення на вході $\bar{d}_{в1}$	Приймається 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,50	0,7
8. Зовнішній діаметр вхідного перерізу $D_{н1}$, м	$\bar{d}_{в1} \cdot D_{н1}$	0,6673	0,4895
9. Внутрішній діаметр вхідного перерізу $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{в1} \cdot D_{н1}$	0,3337	0,3431
10. Середній діаметр вхідного перерізу $D_{с1}$, м	$\frac{D_{н1} + D_{в1}}{2}$	0,5005	0,3431
11. Висота лопатки першої ступені $l_{к1}$, м	$\frac{D_{н1} - D_{в1}}{2}$	0,1668	0,0732
12. Частота обертання ротору компресору n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{н1}}{\pi \cdot D_{н1}}$	10017	12876
13. Параметри матеріалу лопаток:			
Марка сталі		ВТЗ - 1	ЭИ696
Густина $\rho_{мк}$, кг/м ³	Беремо з довідника	4540	7900
Межа тривалої міцності σ_k , МПа		950	900
14. Напруження розтягнення в корні лопатки першої ступені $\sigma_{к1}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{мк}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1$	149,2	156,5
15. Запас міцності $k_{міц}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{к1}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	6,368	5,751

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

28

Продовж. табл. 1.8

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числові значення	
		КНТ	КВТ
Розрахунок габаритів вихідного перетину компресора			
1. Осьова швидкість у вихідному перерізі компресора c_{a2} , м/с	$(0,9...1,0) \cdot c_{a1}$	152,62	136,32
2. Газодинамічна функція швидкості $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{\epsilon}}{k_{\epsilon}+1} \cdot R_{\epsilon} \cdot T_2}}$	0,3911	0,2805
3. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \cdot \left[\frac{k_{\epsilon}+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{\epsilon}-1}{k_{\epsilon}+1} \cdot \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\epsilon}-1}}$	0,5796	0,4300
4. Кільцева площа вихідного перерізу F_2 , м ²	$\frac{G_{\kappa} \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{\epsilon}}{R_{\epsilon}} \cdot \left(\frac{2}{k_{\epsilon}+1} \right)^{\frac{k_{\epsilon}+1}{k_{\epsilon}-1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,0961	0,0370
5. Приймаємо тип проточної частини	КНТ	КВТ	$D_3=\text{const}$ $D_8=\text{const}$
6. Зовнішній діаметр вихідного перерізу D_{32} , м	$D_{32} = D_{31}$	$\sqrt{D_{\epsilon_2}^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$	0,6673 0,3431
7. Внутрішній діаметр вихідного перерізу D_{B2} , м	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$	$D_{B2} = D_{B1}$	0,5684 0,4060
8. Середній діаметр вихідного перерізу D_{c2} , м	$D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	$\frac{D_{\kappa_2} + D_{\epsilon_2}}{2}$	0,6179 0,3746
9. Висота робочої лопатки на виході l_{k2} , м	$\frac{D_{\kappa_2} - D_{\epsilon_2}}{2}$	0,0495	0,0314
10. Міра підвищення тиску елементарної ступіні компресору $\pi_{\text{ст.к}}$	Приймається 1,22...1,24 – для КНТ 1,15...1,17 – для КВТ	1,22	1,16
11. Число ступенів компресору z_{κ}	$\frac{\lg \pi_{\kappa}}{\lg \pi_{\text{ст.к}}}$	8	10
Розрахунок габаритів середнього ступеню компресора			
1. Кільцева площа ступеня на середньому перерізі F_c , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,1792	0,0663
2. Зовнішній діаметр ступеня на середньому перерізі D_{3c} , м	$D_{c2} + \frac{F}{\pi D_{c2}} \text{ - для КНТ}$	0,6673	0,3431
3. Внутрішній діаметр ступеня на середньому перерізі D_{Bc} , м	$D_{c2} - \frac{F}{\pi D_{c2}}$	0,4660	0,4497
4. Середній діаметр ступеня на середньому перерізі D_{cc} , м	$D_c=\text{const}$	0,5667	0,3964
5. Висота лопатки на середньому перерізі $l_{\kappa c}$, м	$\frac{D_{\kappa_c} - D_{\epsilon_c}}{2}$	0,1007	0,0533

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

29

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.8

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
6. Відносна висота лопатки середнього ступеня ϑ_c	$\frac{D_{cc}}{l_{kc}}$	5,6229	7,4417
7. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $L_{cтк}$	$0,087353+0,02604v_{лс}+0,00092 \times v_{лс}^2+0,00004 v_{лс}^3$	1,0564	1,1347
8. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтк}, м$	$l_{кc} \cdot L_{cтк}$	0,1063	0,0604
9. Довжина компресора $L_k, м$	$L_{cтк} \cdot z_k$	0,8507	0,6045
10. Довжина лемніскати вхідного пристрою Лв.п.,м	$0,22 \cdot D_{н1}$	0,1201	
11. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Лп.к.к.,м	$0,45 \cdot D_{н1}$	0,3003	
12. Довжина переходника компресора Лп.к.,м	$0,34 \cdot D_{н1}$	0,2336	

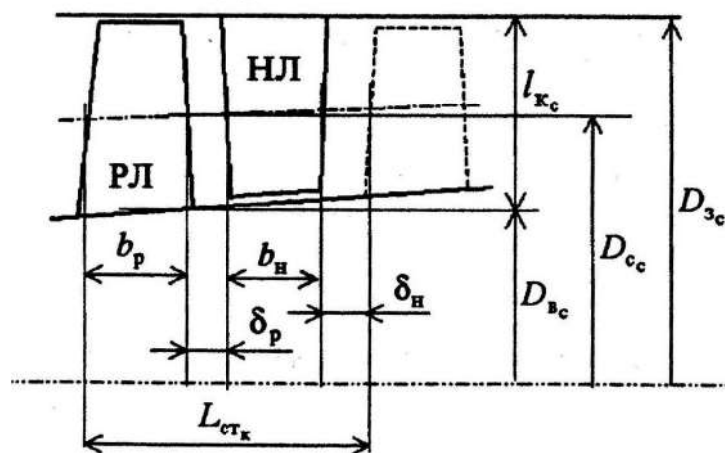


Рисунок 1.5 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осевих компресорів

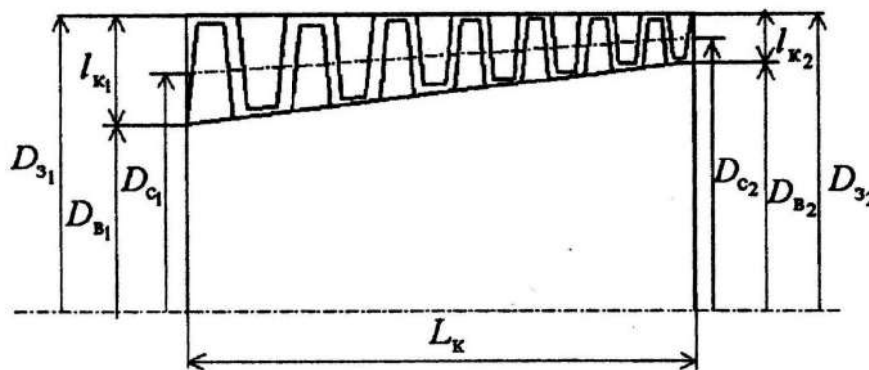


Рисунок 1.6 – Меридіанний переріз проточної частини компресорів ГТД

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

1.4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння

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

Камера згоряння протитечійна, трубчасто-кільцевого типу. У верхній частині зовнішнього кожуха мається приварений патрубок підведення перегрітої пари в КЗ.

Енергетична пара (перегріта пара) подається з парового колектора в змішувач кожної жарової труби по трубкам і патрубкам підведення пари.

Оскільки для конструктивного розміщення трубок підведення в середині КЗ необхідний простір, то, можливо, розміри дійсні будуть відрізнятися від отриманих у ході розрахунку за загальною методикою. Задача є оптимізаційною. Для зручності розрахунок ведеться в табличній формі (2.8). Вихідні дані для розрахунку приведені в табл. 1.9

Як паливо для суднового ГТА з паротурбінним ТУК використовуються дизельне паливо.

Таблиця 1.9 - Вихідні дані до габаритного розрахунку камери згоряння

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗ	$P_{1кз}$	Па	1886400
2.Годинна витрата палива	$G_{пг}$	кг/год	2858,1
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{п.диф.}$	кг/с	38,33
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{кз}$	—	0,995
5.Теплотворна здатність газоподібного палива	H_u	кДж/кг	42915
6.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	14,78

Таблиця 1.10 - Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Теплонапруженість робочого об'єму КЗ Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[4] 500...1100	1100
2. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$\frac{G_{пал.зг} H_u \eta_{кз}}{Q_v \rho_1^{кз}}$	0,0588
3. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[3]	14
4. Об'єм однієї жарової труби $V_{ж.т.}$, м ³	$\frac{V_{ж.т.}}{n_{ж.т.}}$	0,00420

Продовж. табл. 1.10

5. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби α	Приймається[4]	0,7
6. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,0
7. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1366
8. Довжина жарової труби $l_{ж.т.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,4097
9. Встановлювальний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0.175 \cdot d_{ж.т.}$	0,0239
10. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.т.}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,7211
11. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.4)	1,4
12. Витрата первинного повітря через фронтіві пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{наг.од} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	16,43
13. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{с.п.}$, кг/с	$G_{наг.доф} - G_{п1}$	21,90
14. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,2051
15. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз.т.}$, м ²	$2.22 \cdot F_{кз.т.}$	0,4717
16. Діаметр зовнішнього кожуха камери згорання $D_{с.кз.}$, м	$D_{с.кз.} + \frac{F_{кз.т.}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,9293
17. Діаметр внутрішнього кожуха камери згорання $D_{с.кз.}$, м	$D_{с.кз.} - \frac{F_{кз.т.}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,5129
18. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0.36 \cdot D_{с.кз.}$	0,2476
19. Довжина камери згорання $L_{кз.т.}$, м	$1.15 \cdot l_{ж.т.}$	0,4712
20. Довжина циліндричної частини $L_{цкз.т.}$, м	$l_{ж.т.} / 1,14$	0,3594

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

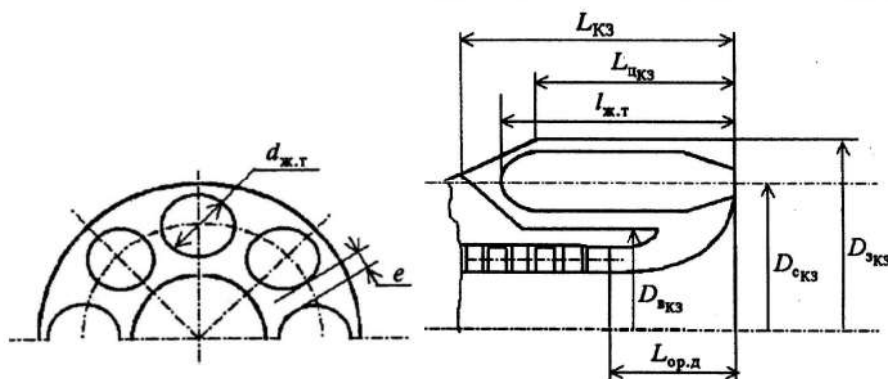


Рисунок 1.7 – Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згорання

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

32

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

1.4.3 Визначення габаритних розмірів турбін

На даному етапі проектування необхідно визначити розміри осьових турбін двигуна. При цьому необхідно враховувати стикування загального компоновання 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 γ_{*} та γ_n і т.д. Необхідність у забезпеченні потужності на фланці двигуна не менш $N_{\epsilon} = 16$ МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі КГТА передбачається висока температура газу перед турбінами: 1520 К перед ТВТ; 1187 К перед ТНТ і 1038 К перед силовою турбіною. Що вимагає високоефективних схем охолодження соплових робочих лопаток, застосування корозійно стійких покриттів лопаток. Для захисту лопаток від корозії застосовується покриття системи $\text{Me} \cdot \text{Co} \cdot \text{Cr} \cdot \text{Al} \cdot \text{Y}$. Покриття $\text{Co} \cdot \text{Cr} \cdot \text{Al} \cdot \text{Y}$ характеризуються високим опором сульфідно-окисній корозії, а вміст хрому і алюмінію забезпечує оптимальну термостійкість. Для оцінки міцності робочих лопаток ТВТ, ТНТ прийнято: матеріал – сплав ЧС 70 НК; густина – $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$; межа тривалої міцності – $\sigma_{20000}^{827^\circ\text{C}} = 260 \text{ МПа}$, для ТГ прийнято сплав ЧС70ЛВИ з $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$ і $\sigma_{20000}^{827^\circ\text{C}} = 356,86 \text{ МПа}$.

Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 1.11.

КР.142.6231_М.03.01.ПЗ.

Арк.

33

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Розрахунок габаритних розмірів турбін представлені в табл. 1.12

Таблиця 1.11 - Вихідні дані к габаритному розрахунку турбін

Найменування параметра	Позна-чення	Розмір-ність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газопарової суміші через турбіну	$G_{гп}$	кг/с	39,12	44,76	45,16
2. Витрата охолоджуючого агента	$G_{ох}$	кг/с	0,1021	0,0087	0,0000
3. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1520,0	1187,6	1037,7
4. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1198,3	1037,7	760,2
5. Дійсний перепад температури	ΔT_t	град	251,97	146,23	277,57
6. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	1,8109	0,7566	0,4093
7. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	0,7566	0,4113	0,1060
8. Показник адіабати процесу	k_r	—	1,302	1,3136	1,3317
9. Середня ізобарна теплоємність ГПС	$c_{гп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	1,2365	1,1996	1,1490
10. Газова стала газу	$R_{гп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	0,288	0,288	0,288
11. Частота обертання турбіни	n_r	об/хв	10600	9000	3660
12. Кут виходу газу з соплової решітки	α_{11}	град	20	21	30

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

Таблиця 1.12 - Розрахунок габаритних розмірів турбін

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Кількість ступенів z_T (округлити до цілого значення).	$\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{CT} \right]}$	1	1	4
2. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_{из}$, кДж/кг	$(1 + \xi_{виз}) \cdot \frac{c_{ггп} \cdot \Delta T_m}{\eta_m}$	356,56	200,76	372,78
3. Віяловість ступеня у першому наближенні ϑ_m	$\frac{D_c}{l_p} = 10 \dots 25$ Приймається	30	20	10
4. Реактивність біля кореня лопатки ρ_k	Приймається 0...0,2	0,265	0,26	0,0
5. Реактивність на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2\vartheta_m - 1}{\vartheta_m^2} < 0,5$	0,3256	0,3575	0,1900
6. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня c_1 , м/с	$\phi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{ад}}{Z_T} \cdot a \cdot (1 - \rho_1)}$ де $a = 1$ – для ТВТ, ТНТ $a = 0,9$ – для ТГ	651,91	497,75	396,13
7. Газодинамічна функція швидкості λ_{c1}	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot T_3 \cdot R_m}}$	0,9261	0,7984	0,6315
8. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,9937	0,9523	0,8409
9. Кільцева площа на виході з соплового апарату першого ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_m \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \sin \alpha_{11}}}$	0,0693	0,1581	0,2135
10. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3} , м	Приймається	0,7211	0,7211	0,8000
11. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,0306	0,0698	0,0849
15. Оптимальне значення (u/c_1) для першого ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,7051	0,7313	0,5346
16. Окружна швидкість на середньому діаметрі u_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_m}{60}$	400,24	339,83	153,30

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

35

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.12

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числові значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
17. Дійсне значення (u/c_1) для першого ступеня v_d	$\frac{u_3}{c_1}$	0,6140	0,6827	0,4153
18. Похибка значень (u/c_1) $\delta_v, \%$	$\delta_v = \frac{ v_d - v_{\text{опт}} }{v_{\text{опт}}} < 15 \%$	1,1096	1,0700	1,2100
19. Зовнішній діаметр на виході з СА $D_{33}, \text{м}$	$D_{c3} + l_{c1}$	0,7517	0,7909	0,8849
20. Внутрішній діаметр на виході з СА $D_{33}, \text{м}$	$D_{c3} - l_{c1}$	0,6906	0,6514	0,7151
21. Запас міцності матеріалу робочої лопатки першого ступеня $K_{\text{пр}3}$	$\frac{\sigma_{20000}^{\text{Топт}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_m}{7850} \right) \cdot \dot{m}_m^2 \cdot F_{3c}} \cdot \zeta(1,5 \dots 2,0)$	4,1421	2,5177	11,1379

Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни

1. Осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11}$	211,59	200,88	203,02	
2. Газодинамічна функція швидкості λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z+1} \cdot T_4 \cdot R_{гн}}}$	0,3555	0,3456	0,4070	
3. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{k_z+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_z-1}{k_z+1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z-1}}$	0,5364	0,5227	0,6023	
4. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_m + G_{ок}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_{гн}} \left(\frac{2}{k_z+1} \right)^{\frac{k_z+1}{k_z-1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,0854	0,1706	0,4939	
5. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $K_{пр4}$.	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{зон}}}{9,8 \left(\frac{\rho_{м}}{7850} \right) \cdot \dot{m}_m^2 \cdot F_4} \cdot \zeta(1,5 \dots 2,0)$	3,67	2,54	9,34	
6. Тип проточної частини	ТГ	ТВТ, ТНТ	$D_c = \text{const}$	$D_c = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
7. Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{в4}$, м	$D_{в4} = D_{в3}$	$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,6835	0,6458	0,7151
8. Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{з4}$, м	$D_{з4} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$	$D_{з4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,7588	0,7965	1,0678
9. Середній діаметр вихідного перерізу $D_{с4}$, м	$D_{с4} = \frac{D_{в4} + D_{з4}}{2}$	$D_{с4} = D_{с3}$	0,7211	0,7211	0,8914

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

36

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.12

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числові значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
10. Висота робочої лопатки останнього ступеня l_{p4} , м	$\frac{D_{з4} - D_{в4}}{2}$	0,0377	0,0753	0,1764
11.Віяловість останнього ступеня $\vartheta_{т4}$	$\frac{D_{с4}}{l_{p4}} \geq 3,5$	19,14	9,57	5,05
Визначення осового габариту турбіни				
1. Кільцева площа ступеня на середньому перерізі $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,0773	0,1644	0,3537
2. Зовнішній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{зс}$, м	$D_{зс} = \sqrt{D_{вс}^2 + \frac{4 \cdot F_{ст}}{\pi}}$ $D_{зс} = D_{сс} + \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_{сс}}$	0,7553	0,7937	0,9806
3. Внутрішній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{вс}$, м	$D_{вс} = D_{с3}$ $D_{вс} = D_{сс} - \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_{сс}}$	0,687	0,6486	0,7151
4. Середній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{сс}$, м	$D_{сс} = \frac{D_{зс} + D_{вс}}{2}$ $D_{сс} = D_{с3}$	0,7211	0,7211	0,8479
5. Висота лопатки середнього ступеня $l_{рс}$, м	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$	0,0301	0,0689	0,1328
6.Віяловість середнього ступеня $\vartheta_{тс}$	$\frac{D_{сс}}{l_{рс}}$	19,14	9,57	4,68
7. Довжина ступеня турбіни $L_{ст.т}$, м	$l_{пс} \left[\left(\frac{b}{l} \right)_c + \left(\frac{\delta}{l} \right)_c + \left(\frac{b}{l} \right)_p + \left(\frac{\delta}{l} \right)_p \right]$	0,900	0,0988	0,0866
8. Довжина турбіни L_t , м	$L_{ст.т} \cdot z_m$	0,900	0,0988	0,3464

За результатами габаритно-компоновочного розрахунку основних елементів газотурбінного двигуна будується ескіз його меридіального перетину рис. 1.10.

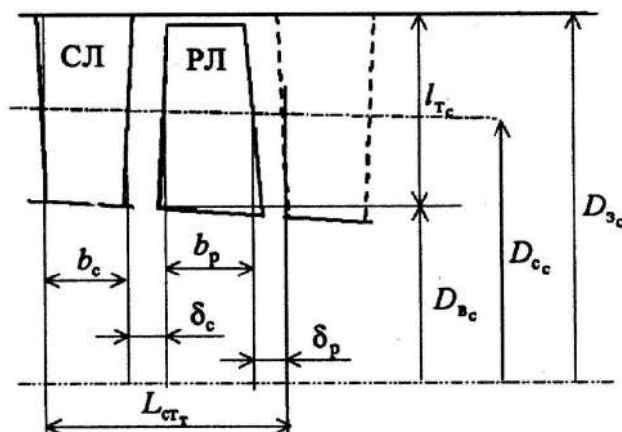


Рисунок 1.8– Середній ступінь осової турбіни

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

37

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

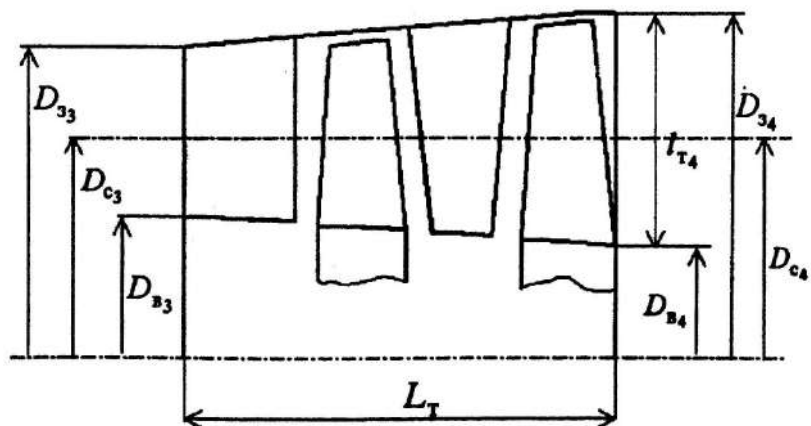


Рисунок 1.9 – Меридіанний переріз проточної частини турбіни

Підпис і дата	
Інв. №убл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. Модл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						38

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

М 1:15

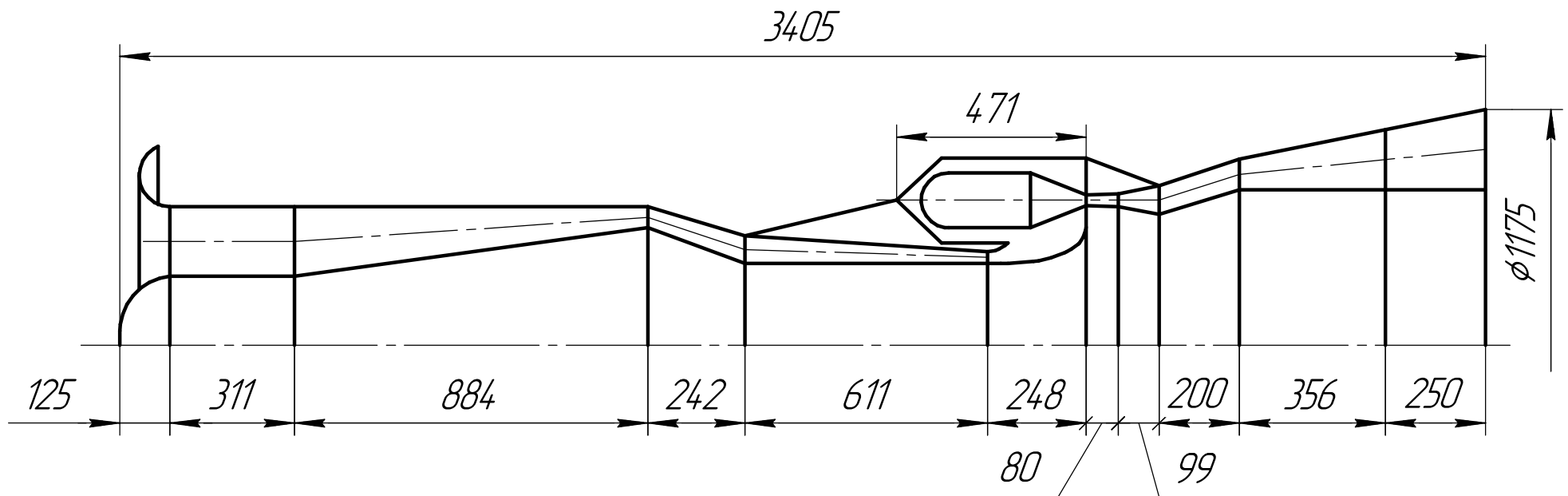


Рисунок 1.10 - Ескіз меридіонального перерізу проточної частини ГТД

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

Лист
39

Копировал

Формат А4

1.4.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора

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

Задачею розрахунку є визначення основних габаритних розмірів УПГ для оцінки габаритів усього ГПТУ і його вдалого компонування в МВ електростанції.

Вихідні дані до розрахунку отримані в детальному тепловому розрахунку схеми ПГУ з ТУК та зведені в табл. 1.11. Розрахунок ведеться за методикою, розробленої кафедрою «Турбін» НУК.

Таблиця 1.11 – Розрахунок параметрів ТУК одного тиску

Студ. гр. 6231м Сорочинська
УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА ГТАЗОВ
РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУК ОДНОГО ДАВЛЕНИЯ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

GKND	T5	AAL	BGO	PKYO	TRP	DTIP	AK1
45.39	760.2	2.50	0.9950	3.000	750.0	19.0	1.50
TRB	DTHE	RGPN	RGPP	XPC	BPKY	HPPS	RGPY
312.0	20.0	0.0000	0.0000	0.0300	0.9850	0.9100	0.0200
UPT	UPTM	UNC	UPN	UNK	UGCN	PZ	СК
0.8000	0.9900	0.6200	0.6200	0.6200	0.6200	0.0050	80.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУК ОДНОГО ДАВЛЕНИЯ ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУК

ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ, МПА	3.0000
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, К	760.00
ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	4.545
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, МПА	2.7439
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, КДЖ/КГ	3432.2
ЭНТАЛЬПИЯ КОНЦА ИЗОЭНТРОПИЙНОГО РАСШИРЕНИЯ В ПТ, КДЖ/КГ	2207.0
МОЩНОСТЬ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, КВТ	4430.3
СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА В КОНЦЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ, КДЖ/КГ	0.9449
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	483.27
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ЦН, КВТ	3.86
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ПН, КВТ	21.28
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ КН, КВТ	0.71
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ГЦН, КВТ	57.55
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ, ВЫРАБАТЫВАЕМАЯ ТУК, КВТ/(КГ/С)	95.78

ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ УПГ

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕМ, К	699.47
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ПУЧКОМ, К	527.85
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВХОДЕ В ЭКОНОМАЙЗЕР, К	377.84
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВХОДЕ В ЭКОНОМАЙЗЕР, КДЖ/КГ	448.0
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ЭКОНОМАЙЗЕРА, К	494.11
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ЭКОНОМАЙЗЕРА, КДЖ/КГ	948.2

Підпис і дата	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
											40

Продовж табл. 1.11

ТЕМПЕРАТУРА ВОДИ НА ВХОДЕ В ИСПАРИТЕЛЬ, К	494.14
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДИ НА ВХОДЕ В ИСПАРИТЕЛЬ, КДЖ/КГ	948.2
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, К	508.85
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, КДЖ/КГ	2817.1
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, КДЖ/КГ	1012.6
ЭНТАЛЬПИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДИ, КДЖ/КГ	167.8
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, К	507.94
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, КДЖ/КГ	2816.6
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДИ В СЕПАРАТОРЕ, КДЖ/КГ	1008.5
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ, К	760.9
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ, КДЖ/КГ	3432.2
ОТБОР ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, КГ/С	0.0000
ОТБОР СУХОГО НАСЫЩЕННОГО ПАРА, КГ/С	0.0000

Вихідні дані

Тиск пари в сепараторі $P_{ку}$, МПа	3,0000
Температура перегрітої пари $T_{пп}$, К	760,00
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі $G_{пп}$, кг/с	4,5450
Температура насиченої пари $T_{нп}$, К	507,94
Паропродуктивність УПГ по насиченій парі $G_{нп}$, кг/с	0,9293
Температура газу на вході в УПГ T_4 , К	760,16
Тиск газу на вході в УПГ $P_{упг}^{ex}$, МПа	0,1060
Температура суміші за ВП УПГ $T_{вл}$, К	508,85
Температура газу на виході з УПГ T_6 , К	496,77
Тиск газу на виході з УПГ $P_{упг}^{ex}$, МПа	0,1028
Середня теплоємність газу на вході в УПГ $C_{рпг}$, кДж/(кг·К)	1,0789
Потужність живильного насосу $N_{жн}$, кВт	21,28
Витрата газу на вході в УПГ $G_{упг}$, кг/с	45,16

Геометрія трубок

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

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

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка,

- для пароперегрівача

$$Q_{пп} = 3600 \cdot G_{пп} \cdot (i_{пп} - i_{нп}) = 10159000 \text{ кДж/год.}$$

де, $i_{пп} = f(T_{пп}, P_{ку}) = 3428$ кДж/кг – ентальпія перегрітої пари;

$$i_{\text{нп}} = f(T_{\text{нп}}, P_{\text{ку}}) = 2806,6 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія насиченої пари.}$$

- для випарника

$$Q_{вп} = 3600 \cdot G_{упг} \cdot C_{ргп} \cdot (T_5 - T_{вп}) = 40711500 \text{ кДж/год.}$$

$$\text{де, } T_3 = T_4 - \frac{Q_{\text{пп}}}{G_{\text{упг}} \cdot C_{p\text{пп}}} = 760,1 \text{ К.}$$

- для экономайзера

$$Q_{EK} = 3600 \cdot G_{упг} \cdot C_{pгп} \cdot (T_{вп} - T_6) = 7845790 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологарифмічний напір по трубних пучках, град

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{\text{пп}} = \frac{(T_5 - T_{\text{нп}}) - (T_4 - T_{\text{пп}})}{\ln \frac{T_5 - T_{\text{нп}}}{T_4 - T_{\text{пп}}}} = 34,23 \text{ К},$$

- для випарника

$$\Delta t_{\text{вп}} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{\text{вп}} - T_{\text{нп}})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{\text{вп}} - T_{\text{нп}}}} = 97,83 \text{ K},$$

- для экономайзера

$$\Delta t_{EK} = \frac{(T_6 - T_{1EK}) - (T_{B\Pi} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1EK}}{T_{B\Pi} - T_B}} = 163,54 \text{ K.}$$

де $T_{1EK} = \frac{i_{1EK}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1EK})} + 273 = 377,91 \text{ К}$ – температура води на вході в економайзер;

$$P_{1EK} = P_{KY} / v_{EK} = 3,125 \text{ МПа};$$

$v_{EK}=0,96$ — коефіцієнт втрат тиску в економайзері;

Підпис і дата	$\Delta t_{пп} = \frac{T_3 - T_{пп}}{\ln \frac{T_3 - T_{пп}}{T_4 - T_{пп}}} = 34,23 \text{ К,}$ - для випарника $\Delta t_{вп} = \frac{(T_3 - T_6) - (T_{вп} - T_{пп})}{\ln \frac{T_3 - T_6}{T_{вп} - T_{пп}}} = 97,83 \text{ К,}$ - для економайзера $\Delta t_{ЕК} = \frac{(T_6 - T_{ЕК}) - (T_{вп} - T_в)}{\ln \frac{T_6 - T_{ЕК}}{T_{вп} - T_в}} = 163,54 \text{ К,}$ $T_{ЕК} = \frac{i_{ЕК}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{ЕК})} + 273 = 377,91 \text{ К} - \text{температура води на вході в економайзер;}$ $P_{ЕК} = P_{кв} / v_{ЕК} = 3,125 \text{ МПа;}$ $v_{ЕК} = 0,96 - \text{коефіцієнт втрат тиску в економайзері;}$				
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.
					Арк. 42

$$i_{1EK} = \frac{i_{\Pi E}}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{sCT} =$$

447,59 кДж/кг – ентальпія води на вході в економайзер;

де, $i_{сп} = f(T_{нп}, P_{ку}) = 1012,8$ кДж/кг – ентальпія води в сепараторі;

 $k_1 = 1,6$ – кратність циркуляції, прийнято;
$$i_{\Gamma B} = 165 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія живильної води на вході в економайзер};$$

3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках,

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

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

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

4. Площа тепло передаючої поверхні трубних пучків УПГ,

- для пароперегрівача

$$F_{\text{пп}} = \frac{Q_{\text{пп}}}{K_{\text{пп}} \cdot \Delta t_{\text{пп}}} = 848,03 \text{ м}^2;$$

- для випарника

$$F_{\text{вп}} = \frac{Q_{\text{вп}}}{K_{\text{вп}} \cdot \Delta t_{\text{вп}}} = 924,77 \text{ м}^2;$$

- для экономайзера

$$F_{EK} = \frac{Q_{EK}}{K_{EK} \cdot \Delta t_{EK}} = 159,91 \text{ m}^2.$$

5. Ширина трубного пучка,

$$B = \sqrt{\frac{G_{\text{упг}} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{\text{ср}} \cdot W_r \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]}} = 2,49 \text{ м, принимаю } B = 2,5,$$

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

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{P}{T_{\text{ср}} \cdot R_{\text{ПГ}}} = 0,577 \text{ кг/м}^3 - \text{средняя густина газу;}$$

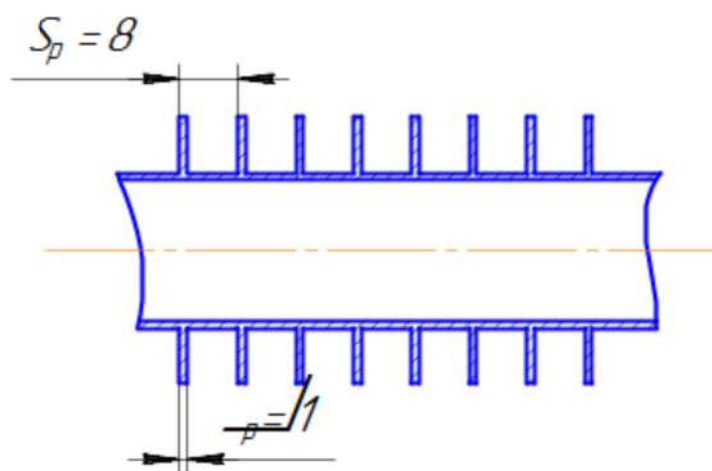
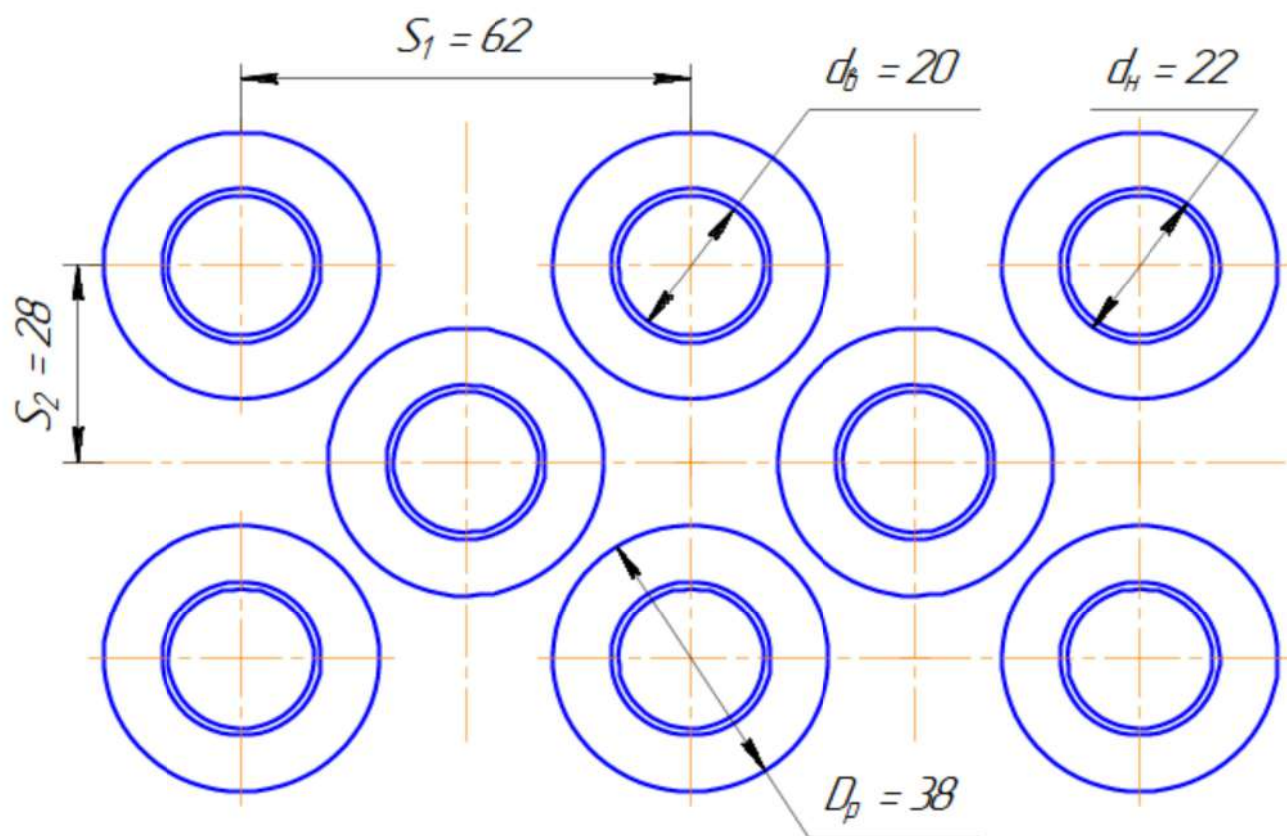
$$P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{y_{\text{ПГ}}}^{\text{ex}} + P_{y_{\text{ПГ}}}^{\text{вх}}) = 0,1044 \text{ МПа} - \text{середній тиск газу в УПГ};$$

$$T_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 628,465 \text{ К} - \text{средняя температура газа в УПГ};$$

$$R_{\text{пр}} = R_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}} + R_{\text{г}} \cdot (1 - d_{\text{п}}) = 288 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} - \text{газовая стала для газа;}$$

6. Площа перерізу УПГ,

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Маштаб 1:1

Мал. 1.11. Геометрія трубного пучка УПГ.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк. 45
-----	------	----------	--------	------	------------------------	------------

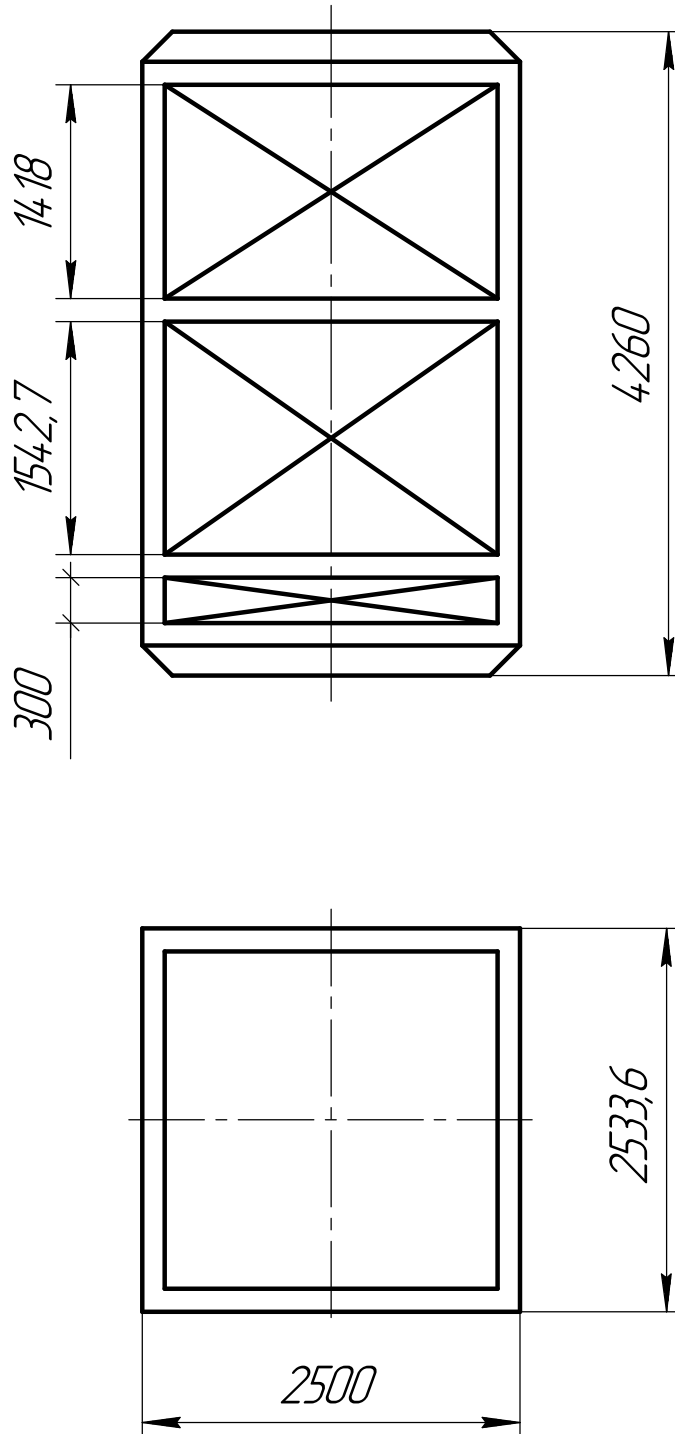


Рисунок 1.12 – Габаритний ескіз утилізаційного парогенератора

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

1.4.5 Розрахунок габаритних розмірів парової турбіни

На даному етапі проектування необхідно визначити габаритні розміри ПТ. Тип облопачування турбін, у тому числі регулюючого ступеня, кількість ступенів турбіни, їх середні діаметри. Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів ПТ, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності. Вони наведені у таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 — Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1. Потужність парової турбіни	$N_{\text{ПТ}}$	кВт	4343,4
2. ККД парової турбіни	$\eta_{\text{ПТ}}$	%	80
2. Ентальпія пари перед соплами парової турбіни	$i_{\text{в}}$	кДж/кг	3432,08
3. Ентальпія пари у кінці ізоентропійного розширення у паровій турбіні	$i_{\text{Д}}$	кДж/кг	2451,74
4. Тиск в конденсаторі	P_z	МПа	0.005
5. Температура перегрітої пари	$T_{\text{пп}}$	К	760
6. Тиск пари в сепараторі утилізаційного парогенератора	$P_{\text{ку}}$	МПа	3,0

Результати розрахунку габаритних розмірів ПТ наведені у таблиці 1.13.

Підпис і дата	
Інв. № у бл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № у бл.	

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Таблиця 1.13 — Попередній розрахунок та визначення габаритних параметрів ПТ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1.Ефективна потужність парової турбіни N_e , кВт	Задана	4343,4
2.Тиск пари перед паровою турбіною $P_{зпт}$, МПа	$(0,90...0,96)P_{кв}$	2,7511
3.Тиск в конденсаторі P_z , МПа	Задано	0,005
4.Швидкість пари у вихлопному патрубку C_x , м/с	Приймаємо (60...100)	77
5.Швидкісний коефіцієнт вихлопного патрубку ψ_x	Приймаємо (0,90...0,95)	0,95
6.Втрати енергії у вихлопному патрубку q_x , кДж/кг	$\frac{C_x^2}{2\psi_x^2} 10^{-3}$	3,285
7.Тиск пари за паровою турбіною P_x , МПа	$P_x = P_z + \Delta P_x$, де $\Delta P_x = \lambda_z \cdot c_{x^2} \cdot P_x \cdot 10^{-5}$, МПа	0,0005021
8.Внутрішній теплоперепад парової турбіни H_i ,кДж/кг	$H_a \cdot \eta_{пт}$	784,3
9. Ступінь сухості пари наприкінці процесу розширення x_z	З розрахунку ТУК одного тиску	0,9549
10. Показник ізоентропи k_p	$1,035+0,1 x_z$	1,130
11.Швидкісний коефіцієнт робочої решітки останнього ступеня ψ_z	Приймаємо (0,94...0,96)	0,955
12.Швидкість виходу пари з робочої решітки останнього ступеня у відносному русі W_{2z} , м/с	$(0.8...0.9)\psi_z \sqrt{k p_z v_z}$	315,26
13. Колова швидкість на середньому діаметрі останнього ступеню U_2 , м/с	Приймаємо (200...290)	287
14.Кут виходу пари з робочої решітки (при $\alpha_2=90^\circ$) β_{2z} , °	$\arccos \frac{U_2}{W_{2z}}$	24,446
15. Віяловість останнього ступеня u_z	Приймаємо(3,5...7)	7,0
16. Питомий об'єм пари у вихідному перетині робочої лопатки $v_{4п}$, м ³ /кг	По h-s діаграмі	30,0
17.Середній діаметр останнього ступеня парової турбіни(у вихідному перетині) D_{cz} , м	$\sqrt{\frac{G_z v_{4п} u_z}{\pi W_{2z} \sin \beta_{2z}}}$	1,874
18. Висота робочої лопатки останнього ступеня l_z , м	$\frac{D_z}{u_z}$	0,268

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

48

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
19. Частота обертання ротора $n_{пт}$, об/хв	$\frac{60 \cdot U_z}{\pi \cdot D_{cz}}$	2925
20. Запас тривалої міцності матеріалу σ_b , МПа (1X13)	Вибирається з довідника	610
21. Густина матеріалу лопаток ρ_{MT} , кг/м ³	Вибирається з довідника	7750
22. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $k_{прз}$	$\frac{\sigma_s}{9.8 \left(\frac{\rho_{MT}}{7800} \right) \cdot \frac{U_z^2}{v_z}}$	5,324
23. Ступінь реактивності на середньому діаметрі ρ_z	$\frac{2 \cdot v_{\pi} - 1}{v_{\pi}^2}$	0,265
24. Значення кута виходу з соплових решіток α_{12} , °	Приймаємо (24...32)	32
25. Безрозмірна характеристика останнього ступеня $\left(\frac{U}{C_1} \right)_2$	$\frac{\cos \alpha_{12}}{2(1 - \rho_z)}$	0,577
26. Коефіцієнт соплової решітки останнього ступеня ϕ_{c2}	Приймаємо (0,95...0,97)	0,95
27. Коефіцієнт враховуючий використання вихідних швидкостей μ	Приймаємо (0,03...0,06)	0,03
28. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує останній ступені нерегульованої групи Δh_{a2} , Дж/кг	$\frac{U_z^2}{2(1 - \rho_z)(1 + \mu) \left(\frac{U}{C_1} \right)^2 \cdot \phi_{c2}^2}$	$1,810 \cdot 10^5$
29. Середній діаметр регулювального ступеня (РС) D_{cp} , м	$(0,9 \dots 1,2) \cdot D_{cz}$	1,874
30. Колова швидкість регулювального ступеня U_{cp} , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_{nm}}{60}$	287
31. Значення безрозмірної характеристики v_{pc} (для 2-х вінцевого РС)	Приймаємо (0,2...0,3)	0,2
32. Адіабатний тепло перепад на соплах регулювального ступеня Δh_{ac} , Дж/кг	$\frac{U_{cp}^2}{2 \cdot v_{pc}}$	$2,059 \cdot 10^5$
33. Ступінь реактивності регулювального ступеня ρ_{pc}	Приймаємо (0,15...0,20)	0,20
34. Повний тепло перепад регулювального ступеня $\Delta h_{арс}$, Дж/кг	$\frac{\Delta h_{ac}}{(1 - \rho_{pc})}$	$2,547 \cdot 10^5$

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

49

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
35. Вєєрність 1-го ступеня нерегульованої групи v_1^c	Приймаємо (15...85)	85
36. Середній діаметр 1 ступеня нерегульованої групи D_{c1} , м (для обраної форми проточної частини – $D_B = \text{const}$)	$(D_{cz} - l_z) \cdot \frac{v_1^c}{v_1^c - 1}$	1,626
37. Колова швидкість на середньому діаметрі 1 ступеня U_1 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{nm}}{60}$	248,93
38. Значення кута виходу з соплових решіток α_{11} , °	Приймаємо (11...14)	14
39. Ступінь реактивності ρ_1	$\frac{2 \cdot v_1^c - 1}{(v_1^c)^2}$	0,023
40. Безрозмірна характеристика $\left(\frac{U}{C_1}\right)_1$	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,497
41. Абсолютна швидкість виходу пари з сопел 1 ступеня $C_{1.1}$, м/с	$\frac{U_1}{\left(\frac{U}{C_1}\right)_1}$	501,1
42. Середнє значення швидкісного коефіцієнта соплових решіток ϕ_c	Приймаємо (0,95...0,965)	0,96
43. Адіабатний теплоперепад на соплах 1 ступеня Δh_{ac1} , Дж/кг	$\frac{C_{1.1}^2}{2 \cdot \phi_c^2}$	$1,362 \cdot 10^5$
44. Питомий об'єм пари за соплами 1 ступеня v_{c1} , м³/кг	По h-s діаграмі	0,80
45. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$\frac{G_{nm} \cdot v_{c1}}{\pi \cdot D_{c1} \cdot C_{1.1} \cdot \sin \alpha_{1.1}}$	0,018
46. Дійсне значення віяловості 1-го ступеня v_1	$\frac{D_{c1}}{l_{c1}}$	91,746
47. Різниця прийнятого значення віяловості v_1^c та розрахункового v_1 , %	$\frac{v_1^c - v_1}{v_1^c} \cdot 100 \% \leq 10 \%$	7,936
48. Значення швидкісного коефіцієнта соплових решіток ϕ_{c1}	Приймаємо (0,95...0,965)	0,96

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

50

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
49. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує в 1 ступені нерегульованої групи Δh_{a1} , Дж/кг	$\frac{U_1^2}{2(1-\rho_1)\left(\frac{U}{C_1}\right)^2 \phi_{c1}^2}$	$1,395 \cdot 10^5$
50. Адіабатний теплоперепад середнього ступеня нерегульованої групи $\Delta h_{аср}$, Дж/кг	$\sqrt{\Delta h_{a1} \cdot \Delta h_{a2}}$	$1,589 \cdot 10^5$
51. Коефіцієнт оберненого тепла R	Приймаємо (1,01...1,03)	1,01
52. Теплоперепад, що спрацьовує у нерегульованій групі ступенів $H_{анг}$, Дж/кг	$H_a - h_{аср}$	$8,214 \cdot 10^5$
53. Кількість ступенів нерегульованої групи $z_{нг}$	$\frac{RH_{анг}}{\Delta h_{аср}}$	6
54. Осьовий габарит 1 ступеня нерегульованої групи $L_{ст1}$, м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,060
55. Осьовий габарит останнього ступеня нерегульованої групи $L_{стz}$, м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,128
56. Довжина проточної частини середнього ступеня нерегульованої групи $L_{стер}$, м	$0,95 \cdot \sqrt{L_{cm1} \cdot L_{cm2}}$	0,103
57. Довжина регульовального ступеня $L_{рс}$, м	$(0,10 \dots 0,15) \cdot D_{ср}$	0,187
58. Довжина парової турбіни $L_{пт}$, м	$(2,6 \dots 3,5) \cdot (z_{нг} \cdot L_{стер} + L_{рс})$	2,100
59. Максимальний діаметр корпусу парової турбіни $D_{пт}$, м	$(1,5 \dots 1,6) \cdot D_{сз}$	2,811

На рис. 1.13 показані основні геометричні розміри парової турбіни.

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

51

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

Лист
52

Копировал

Формат А4

М 1:10

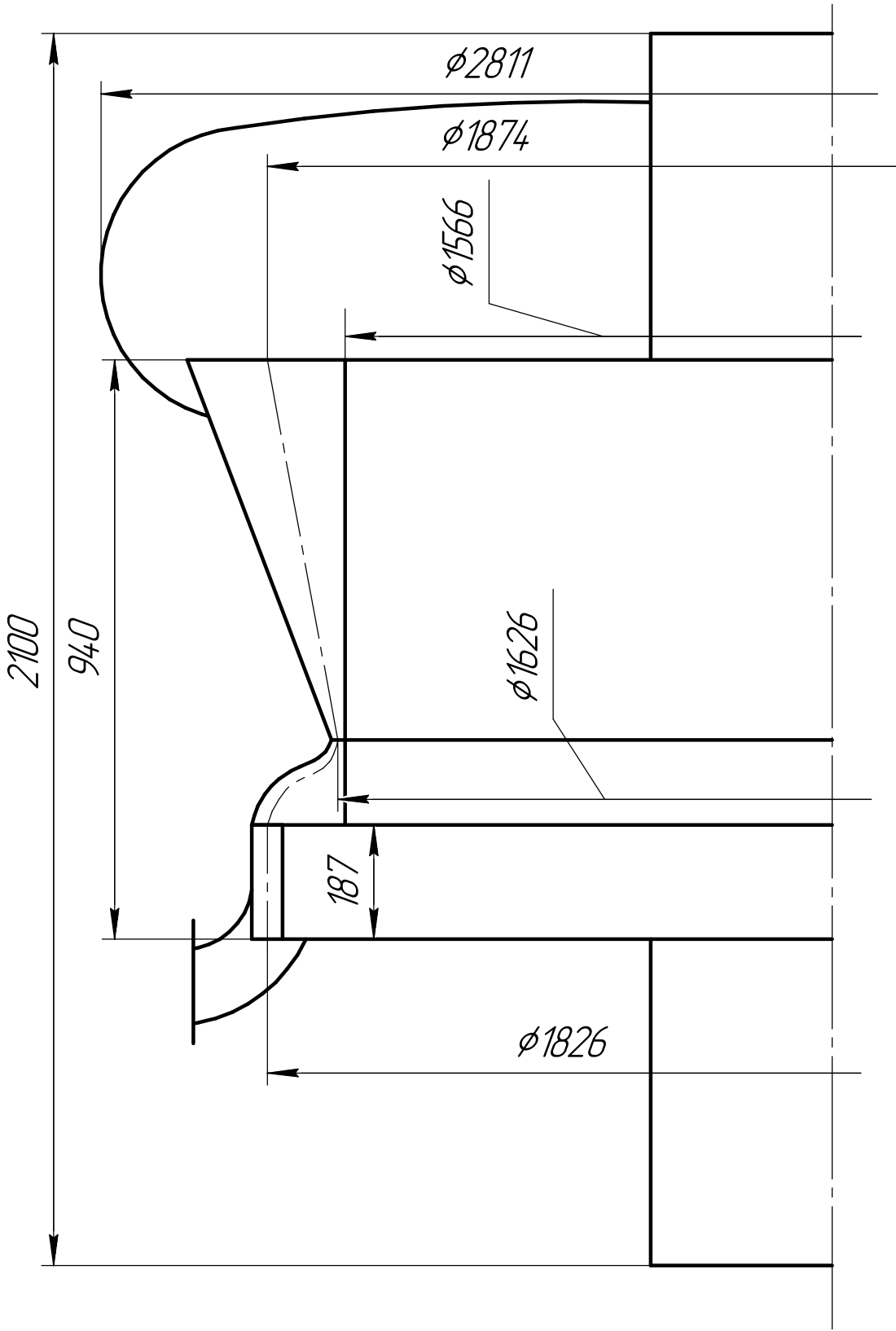


Рис. 1.13. Габаритно-компоновальный эскиз проточной части паровой турбины

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

1.4.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора

Вихідними даними до розрахунку є результати детального теплового розрахунку (див. табл. 1.4) і представлені в табл. 1.14.

Для зручності перегляду розрахунок ведеться в табличній формі — табл.1.15.

Таблиця 1.14 — Вихідні дані до габаритного розрахунку конденсатора ПГУ

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1	2	3	4
1. Кількість пари, що поступає в конденсатор	G_n	кг/с	4,5434
2. Ентальпія пари, що поступає в конденсатор	i_x	кДж/кг	2470,76
3. Середня теплоємність пари	$c_{рп}$	кДж/(кг·К)	3,9
4. Густина живильної води	$\rho_{зв}$	кг/м ³	1030
5. Газова стала пари	R_n	кДж/(кг·К)	0,461

Таблиця 1.15 – Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора

Найменування величини	Спосіб визначення	Числове значення
1	2	3
1. Кількість пари, що поступає в конденсатор G_x , кг/с	$(0,98...0,99) \left(1 - \sum_{k=1}^{K=Z_{om}} \vartheta_k \right) G$	4,5434
2. Ентальпія пари, що поступає в конденсатор i_x , кДж/кг	$(i_x = i_z)$	2470,76
3. Параметри кип'ячої води при тиску у конденсаторі: – температура t_n , °С – ентальпія i_n , кДж/кг	По таблицям насиченої водяної пари	509,6 215
4. Переохолодження конденсату в конденсаторі Δi_k , кДж/кг	Приймається	25
5. Ентальпія конденсату на виході із конденсатора i_k , кДж/кг	$i_n - \Delta i_k$	175,15
6. Коефіцієнт, враховуючий додаткове поступлення пари и запас охолоджувальної поверхні β	Приймається (0,10...0,15)	1,15
7. Кількість теплоти, що віддається парою в конденсаторі Q , кДж/с	$\beta G_x (i_x - i_k)$	12727

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

53

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.15

1	2	3
8. Температура охолоджуючої води на вході (забортна) t_1 , °C	Приймається	25
9. Температура о охолоджуючої води на виході t_2 , °C	$t_1 + (0,5 \dots 0,8) (t_n - t_1)$	35,38
10. Теплоємність охолоджуючої води C_v , кДж/(кг·°C)	Приймається	3,9
11. Витрата охолоджуючої води W , кг/с	$\frac{Q}{C_v (t_2 - t_1)}$	14,56
12. Кратність охолодження m	$\frac{i_n - i_x}{C_v (t_2 - t_1)}$	56,69
13. Середньологарифмічна різність температур Δt_{cp} , °C	$\frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}}$	20,351
14. Швидкість охолоджуючої води в трубках ω , м/с	Приймається (1,8...4,5)	3,5
15. Середня температура охолоджуючої води t_m , °C	$\frac{t_1 + t_2}{2}$	30,192
16. Коефіцієнт теплопередачі у конденсаторі k , кВт/(м²·°C)	$1,095 \sqrt{\omega^4 t_m + 17,8}$	5,392
17. Поверхня охолодження F , м²	$\frac{Q}{k \Delta t_{cp}}$	116,096
18. Парова навантаження конденсатора q , кг/(м²·ч)	$\frac{\beta G_x \cdot 3600}{F}$	172,078
19. Число ходів води в трубках z_v	Приймається	2
20. Діаметр трубок, м: — зовнішній d_n — внутрішній $d_{вн}$	Приймається	0,019 0,015
21. Щільність охолоджуючої води ρ_v , кг/м³	1020...1030	1030
22. Кількість трубок у конденсаторі n	$\frac{4 W \cdot z_v}{\pi d_{вн}^2 \omega \rho_v}$	197
23. Довжина трубок ℓ , м	$\frac{F}{\pi d_n n}$	1,97
24. Кількість трубок на 1м² трубної дошки p	$\frac{11540}{s^2}$	1,631
25. Середній шаг трубок s , см	Приймається	0,027

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

54

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.15

26. Коефіцієнт заповнення трубної дошки α	Приймається (0,65...0,80)	0,75
27. Площина трубної дошки $A, \text{м}^2$	$\frac{n}{\alpha \cdot p}$	0,807
28. Еквівалентний діаметр трубної дошки $D_{\text{эк}}, \text{м}$	$1,05 \sqrt{\frac{4 A}{\pi}}$	1,0643
29. Відношення довжини трубок до еквівалентного діаметру	$\frac{\ell}{D_{\text{эк}}}$	1,8
30. Розміри горловини конденсатора $L_{\text{г}} \times B_{\text{г}}, \text{м}$	Приймається по $L_{\text{п}} \times B_{\text{п}}$ ПТ	1576×937
31. Повна довжина конденсатора з урахуванням водяних камер $L_0, \text{м}$	$\downarrow 1,2 \ell$	2,365
32. Швидкість охолоджуючої води в підвідних та відвідних патрубках $\omega_{\text{п}}, \text{м/с}$	Приймається (2,5...7,5)	7
33. Кількість патрубків відводу охолоджуючої води $n_{\text{п}}$	Приймається (1...2)	2
34. Діаметр патрубків $d_{\text{п}}, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4 W}{\pi n_{\text{п}} \omega_{\text{п}} \rho_{\text{в}}}}$	0,167
35. Маса сухого конденсатора $G_{\text{к}}, \text{т}$	$0,34 \left[\ell D_{\text{эк}}^2 n^{0,35} \right]^{0,15}$	3,793

На рис. 1.14 представлений ескіз парового конденсатора.

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

55

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Арк.
56



Мал.1.14. Габаритний ескіз конденсатора.

1.4.7. Визначення габаритних розмірів двохступінчастого редуктора переборного типу з роздвоєнням потужності

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Потужність, що знімається з вихідного фланця ГТД, $N_{ГТД}$, кВт	З розрахунку схеми ГТД	14330
2. Частота обертання вала ТГ, $n_{ТГ}$, об/хв	Задається	3660
3. Частота обертання грибоного гвинта, $n_{Г}$, об/хв	Задається	130
4. ККД редуктора η_p	З розрахунку схеми ГТД	0,98
5. Загальне передатне відношення $i_{Г}$	$n_{ТГ} / n_{Г}$	28,154
6. Передатне відношення 1-го ступеня i_1	$\sqrt{i_{Г} / 2}$	3,752
7. Передатне відношення 2-го ступеня i_2	$i_{Г} / i_1$	7,504
8. Діаметр шестерні 1-го ступеня редуктора D_1 , м	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot (i_1 + 1)}{n_1 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot K_{0_1} \cdot i_1}}$	0,251
9. Діаметр колеса 1-го ступеня редуктора D_2 , м	$D_1 \cdot i_1$	0,941
10. Частота обертання 2-го ступеня, n_3 , об/хв	n_1 / i_1	975,5
11. Діаметр шестерні 2-го ступеня редуктора D_3 , м	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot \sqrt{\eta_p} \cdot (i_2 + 1)}{n_3 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot K_{0_3} \cdot i_2}}$	0,374
12. Діаметр колеса 2-го ступеня, D_4 , м	$D_3 \cdot i_2$	2,809
13. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора $l_{пш1}$, м	$0,5 \cdot D_1$	0,125
14. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора $l_{пш3}$, м	$0,5 \cdot D_3$	0,187
15. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора $l_{п2}$, м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_2$	0,141
16. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора, $l_{п4}$, м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_4$	0,421
17. Осьовий габарит редуктора L_p , м	$(1,3 \dots 1,35) \left[2l_{п2} + \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot D_1 + 2 \cdot l_{п4} + \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot D_3 \right]$	2,682
18. Висота редуктора H_p , м	$(1,2 \dots 1,25) \cdot D_4$	3,511
19. Ширина редуктора B_p , м	$(1,15 \dots 1,4) \cdot D_4$	3,23
20. Відносна маса редуктора M_p , (кг/кВт)	Приймається	2,5
21. Маса редуктора, M_p , кг	$M_p \cdot N_{ГТД}$	35830

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

						КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			57

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Потужність, що знімається з вихідного фланця ПТ, $N_{ПТ}$, кВт	З розрахунку схеми ПТ	4343,4
2. Частота обертання вала ПТ, $n_{ПТ}$, об/хв	З розрахунку схеми ПТ	2925
3. Частота обертання грібного гвинта, $n_{Г}$, об/хв	Задається	130
4. ККД редуктора η_p	З розрахунку схеми ГТД	0,98
5. Загальне передатне відношення i_{Σ}	$n_{ПТ} / n_{Г}$	28,154
6. Передатне відношення 1-го ступеня i_1	$\sqrt{i_{\Sigma} / 2}$	3,752
7. Передатне відношення 2-го ступеня i_2	i_{Σ} / i_1	7,504
8. Діаметр шестерні 1-го ступеня редуктора D_1 , м	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot (i_1 + 1)}{n_1 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot K_{0_1} \cdot i_1}}$	0,251
9. Діаметр колеса 1-го ступеня редуктора D_2 , м	$D_1 \cdot i_1$	0,941
10. Частота обертання 2-го ступеня, n_3 , об/хв	n_1 / i_1	975,5
11. Діаметр шестерні 2-го ступеня редуктора D_3 , м	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot \sqrt{\eta_p} \cdot (i_2 + 1)}{n_3 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot K_{0_3} \cdot i_2}}$	0,374
12. Діаметр колеса 2-го ступеня, D_4 , м	$D_3 \cdot i_2$	2,809
13. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора $l_{пш1}$, м	$0,5 \cdot D_1$	0,125
14. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора $l_{пш3}$, м	$0,5 \cdot D_3$	0,187
15. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора $l_{пш2}$, м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_2$	0,141
16. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора, $l_{пш4}$ м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_4$	0,421
17. Осьовий габарит редуктора L_p , м	$1,3 \dots 1,35 \left[2 l_{пш2} + \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot D_1 + 2 \cdot l_{пш4} + \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot D_3 \right]$	2,682
18. Висота редуктора H_p , м	$(1,2 \dots 1,25) \cdot D_4$	3,511
19. Ширина редуктора B_p , м	$(1,15 \dots 1,4) \cdot D_4$	3,23
20. Відносна маса редуктора M_p , (кг/кВт)	Приймається	2,5

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

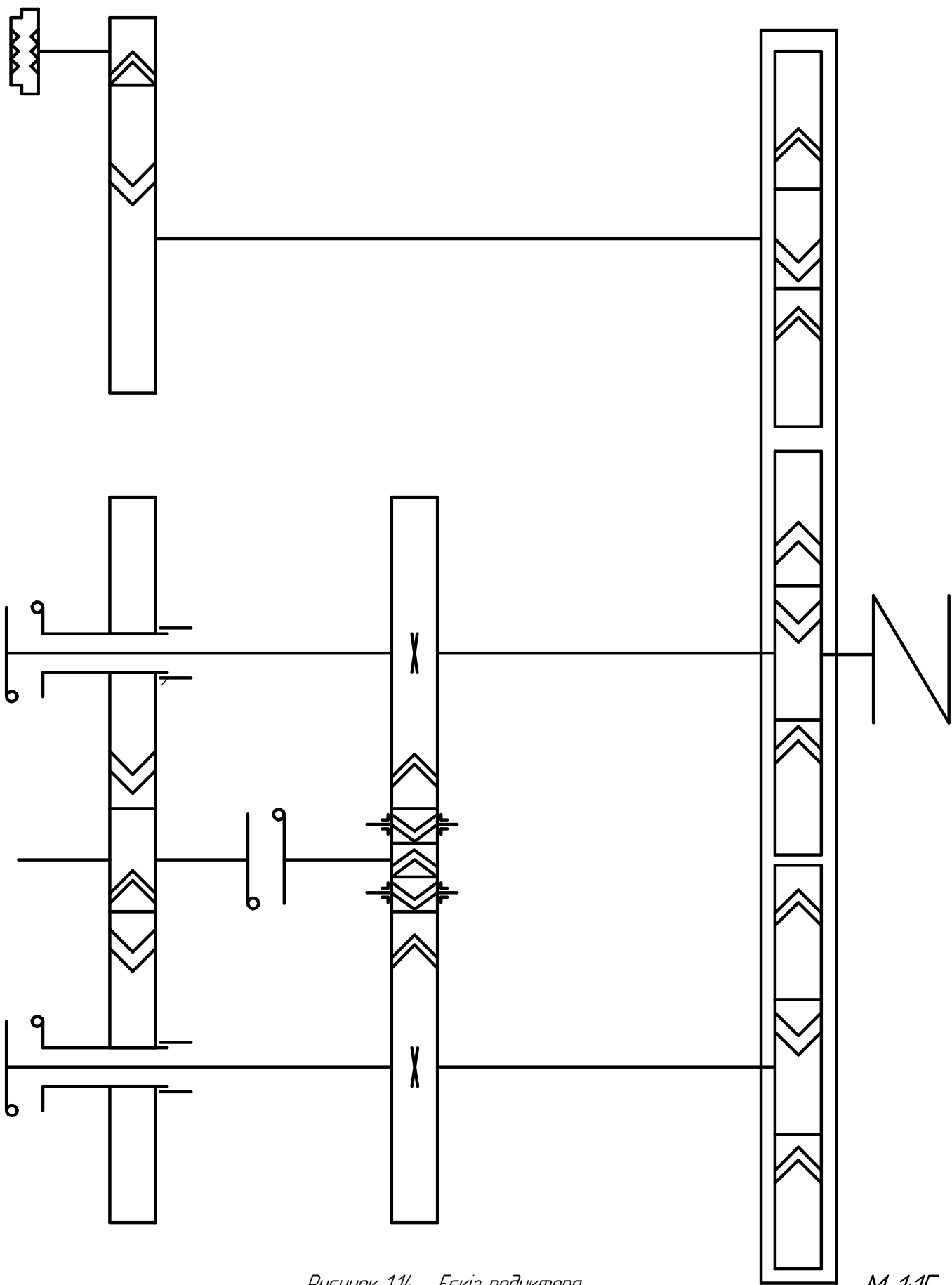


Рисунок 1.14 – Ескіз редуктора

М 1:15

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

Лист
59

Копировал

Формат А4

1.5 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі

Економічність ГТД багато в чому залежить від ККД його турбін, тому до проточних частин турбін пред'являються підвищені вимоги до їх ефективності. Зниження внутрішніх (адіабатичних ККД) турбін при неправильному виборі параметрів робочої частини приводить до зниження показників ефективності ГТД не тільки за рахунок зменшення ефективного ККД турбіни, але і унаслідок відхилення параметрів від проектних значень.

При проектуванні ГТД вирішується задача забезпечення заданого ресурсу його основних елементів. При цьому вступають в протиріччя вимоги підвищення економічності, що пов'язано з ростом температури газу перед турбіною і необхідністю забезпечення заданого ресурсу облопачування турбін. Це вирішується конструюванням, що забезпечує ефективне виконання осьових і радіальних зазорів, профілювання лопаток і дисків. Основу розрахунків при проектуванні турбін у проекті складають термогазодинамічні розрахунки їхніх проточних частин.

Термогазодинамічні розрахунки служать для визначення геометричних розмірів і параметрів проточної частини турбіни. Ці розрахунки виконуються на основі даних, отриманих у детальному тепловому розрахунку ГТД на режимі повної потужності. Причому, першим етапом є габаритний розрахунок турбін, виконаний раніше — пункт 1.3.3 даного розділу ДП. На другому етапі, спираючись на результати габаритного розрахунку турбін, здійснюється визначення оптимальних геометричних і режимних параметрів для всіх ступенів турбіни, і як результат — одержання максимального ККД.

Проектувальні розрахунки в даному розділі виконуються на базі одномірної течії газів. Отримані в розрахунку значення внутрішнього ККД розглядаються, як наближені, що відображають лише рівень ККД проточної частини.

На цій стадії проектування виконується профілювання турбін — побудова профілів соплових і робочих лопаток турбін. На рис. 1.12–1.13 показані решітки профілів турбін на середньому діаметрі ступеня. Побудова профілю решіток може проводитись за стандартною методикою або по способу параболи [27]. На рис. 1.12 профіль соплової лопатки побудований саме таким методом. Складність полягає в

КР.142.6231_М.03.01.ПЗ.

Арк.

60

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Підпис і дата

ІНВ. НАУБЛ.

ВЗАМ. ІНВ. №

Ідентифікація даних

ИИВ. Неодул.

3M

Ap

№ докум.

Підпис

Дата

підборі оптимальних кутів загострення вихідної кромки $\gamma_{\text{вих}}$ і потиличного кута δ , щоб спинка профілю пройшла через крапку P , що є умовою дозвукової решітки ($M < 1$).

Далі дається короткий опис програми газодинамічного розрахунку осьової газової турбіни. Як доповнення до результатів розрахунку на ПК дається таблиця з розрахунками основних геометричних характеристик кільцевих решіток на середньому діаметрі.

Програма "GTA50T" призначена для виконання термогазодинамічного розрахунку проточної частини осьової газової турбіни суднового або енергетичного ГТД. Математична модель і алгоритм програми розроблені з використанням методики розрахунку осьової газової турбіни. Автори: к.т.н., доцент Ващиленко М.В., к.т.н., професор Горбов В.М.

Запуск програми здійснюється файлом gta5ot.exe розміщеним у директорії SAPRTA.

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

Таблиця 1.18 — Список ідентифікаторів програми газодинамічного розрахунку турбіни на середньому діаметрі

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
1	2	3
	Цілі параметри	
XC	Кількість охолоджуваних соплових вінців	—
XR	Кількість охолоджуваних робочих вінців	—
Z	Кількість ступенів турбіни	—
	Дійсні числа	
A0I	Кут входу потоку на соплові лопатки 1-го ступеня	град
A1I	Кут виходу потоку із сопел 1-го ступеня	град
CP	Середня питома теплоємність газу в турбіні	кДж/(кг·К)
D11	Середній діаметр на виході із соплового апарату 1-го ступеня	м

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

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Продовж. табл. 1.18

1	2	3
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини у кореня лопаток	град
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини у периферії лопаток	град
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с
NT	Потрібне значення частоти обертання вала	об/хв.
P03	Повний тиск газу на вході в турбіну	МПа
P23	Повний тиск газу на виході з турбіни	МПа
R	Газова стала робочого газу	кДж/(кг·К)
T03	Температура загальмованого потоку на вході	К
T23	Температура загальмованого потоку на виході	К
TBB	Температура охолоджуючого повітря на вході в охолоджувачі лопатки	К
UM	Механічний ККД турбіни	—
Масиви перемінних		
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступенях	—
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	—
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	—
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження роб. лопаток	—
PCI(Z)	Швидкісний коефіцієнт соплових решіток	—
PFI(Z)	Швидкісний коефіцієнт робочих решіток	—
ROK(Z)	Ступень реактивності ступеня у кореня	—
TC(Z)	Відносний крок лопаток у соплових решіток	—
TDC(Z)	Припустима температура металу соплових лопаток	К
TDP(Z)	Припустима температура металу робочих лопаток	К

Результати розрахунку варіанта турбіни видаються на друкувальний пристрій у табличній формі по ступенях. Розшифровка ідентифікаторів параметрів, що друкуються, приведена в таблиці 1.19.

Таблиця 1.19 — Розшифровка ідентифікаторів результатів розрахунку

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
1	2	3
A1	Кут виходу потоку із соплових решіток	град
A2	Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі	град
AUI	Кут установки соплових лопаток в решітках	град
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі	град

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

62

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.19

1	2	3
B2	Кут виходу потоку газу з робочих решіток	град
BCI	Осьова ширина соплових решіток	м
BPI	Осьова ширина робочих решіток	м
BUI	Кут установки робочих лопаток в решітках	град
C1	Дійсна швидкість виходу потоку з сопла	м/с
C2	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочих решіток	м/с
DCO	Середній діаметр на вході в ступінь	м
DC1	Середній діаметр на виході із соплової решітки	м
DC2	Середній діаметр на виході з робочих решіток	м
EI	Внутрішній ККД ступеня	—
EU	Окружний ККД ступеня	—
GOXC	Витрата повітря на охолодження соплових решіток	кг/с
GOXP	Витрата повітря на охолодження робочих решіток	кг/с
HAD	Наявний теплоперепад ступеня	кДж/кг
HVD	Дійсна характеристика U1/C1 ступеня	—
HVOP	Оптимальне значення характеристики U1/C1 для ступеня	—
LAMC1	Газодинамічна функція	—
LCI	Висота соплових решіток	м
LPI	Висота робочих решіток	м
NI	Внутрішня потужність ступеня	кВт
1	2	3
P0	Тиск загальмованого потоку перед ступенем	МПа
P1	Статичний тиск у потоці на виході із СР	МПа
P2	Статичний тиск у потоці за ступенем	МПа
P23	Тиск загальмованого потоку за ступенем	МПа
SCI	Осьовий зазор за сопловими решітками	м
SPI	Осьовий зазор за робочими решітками	м
T0	Температура гальмування потоку перед ступенем	К
T1	Статична температура потоку на виході із СР	К
T2	Статична температура потоку за ступенем	К
T23	Температура гальмування потоку за ступенем	К
TCI	Крок соплових решіток	м
TPI	Крок робочих решіток	м
U1	Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами	м/с

Підпис і дата	Інв. №убл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. Модл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						63

Продовж. табл. 1.19

1	2	3
U2	Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками	м/с
W1	Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки	м/с
W2	Швидкість потоку на виході з робочих решіток у відносному русі	м/с
ZC	Число лопаток соплової решітки	—
ZP	Число лопаток робочої решітки	—

Повна роздруковка вихідних даних і результатів розрахунку заданого варіанта знаходиться у файлі rzgta5ot.dat, розміщеного в директорії GRUP5.

1.5.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ

Таблица 1.20 - Термодинамічний розрахунок ТВТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр.6231м Сорочинська

Расчет ТВД ГТА

.....Z.....XC.....XR.....GH.....NT.....D11

1 1 1 кг/с об/мин м
39.120 10600.0 0.7211

.....P03.....T03.....P23.....T23.....TVB.....UM

МПа К МПа К К
1.8109 1520.0 0.7566 1198.3 716.3 0.995

.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAR

КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град
1.2395 0.288 90.00 16.00 6.00 6.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст

A(Z) 1.00 1.03 1.01 0.96 0.92 0.92

PFI(Z) 0.980 0.980 0.980 0.980 0.980 0.980

PCI(Z) 0.970 0.970 0.970 0.970 0.970 0.970

TC(Z) 0.750 0.750 0.750 0.750 0.750 0.750

ROK(Z) 0.210 0.090 0.080 0.070 0.060 0.050

DR(Z) 0.002 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004

TDC(Z) 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0

TDP(Z) 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0

GEC(Z) 0.022 0.022 0.022 0.022 0.022 0.022

GER(Z) 0.020 0.020 0.020 0.020 0.020 0.020

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1. ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ 345.81

2. РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ 367.87

3. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ 13015.79

4. ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ 0.9090

5. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН 12820.6

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст.

T0, К 1520.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

P0, МПа 1.8109 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000

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

						Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	

Продовж. табл. 1.20

T1, К	1273.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.9652	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1211.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.7110	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1229.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.7568	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	367.87	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.9969	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.6899	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.6899	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	2.87	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	2.05	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.3034	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	16.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	677.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	48.18	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	250.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	484.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	23.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	523.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	91.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	209.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	484.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	0.7211	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.7211	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0246	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0352	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0106	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	38.54	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI, М	0.0298	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0203	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0413	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.7211	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0085	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	61.65	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TPI, М	0.0178	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	76	0	0	0	0	0
ZP	127	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8119	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8075	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	13015.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Підпис і дата	
Инв. №убл.	
Взам. инв. №	
Підпис і дата	
Инв. №одл.	

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

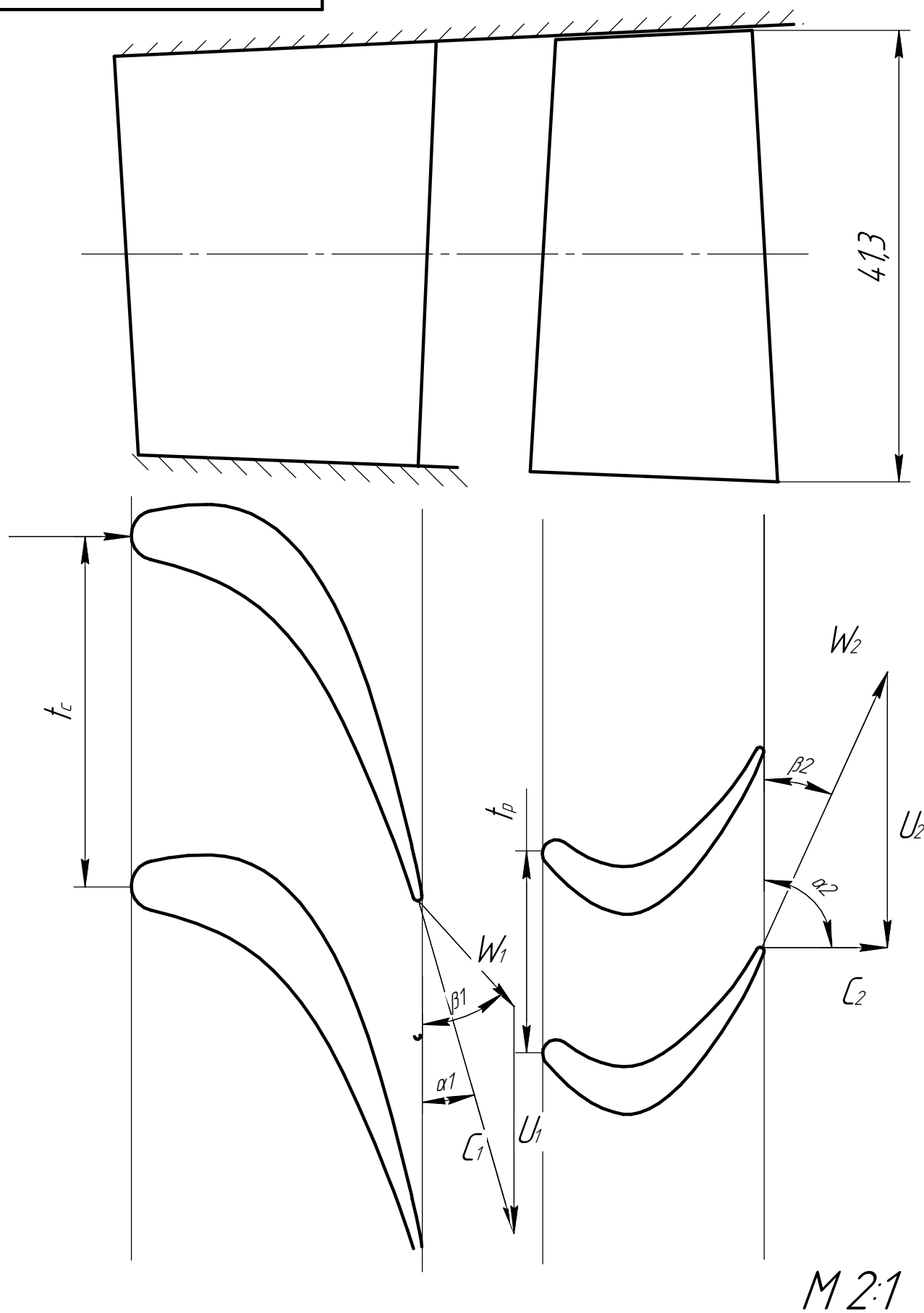


Рисунок 1.15 – Решітки профілів ТВТ на середньому діаметрі.

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

1.5.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ

Таблица 1.21 - Термодинамічний розрахунок ТНТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Сорочинська

Расчет ТНД ГТА

.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11	
			кг/с	об/мин	м	
1	1	1	44.760	9000.0	0.7211	
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	TВВ.....	UM	
МПа	К	МПа	К	К		
0.7528	1187.6	0.4113	1037.7	716.3	0.995	
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	GAK.....	GAP	
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град	
1.1996	0.288	90.00	20.00	6.00	6.00	
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ						
.....1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст	
A(Z)	1.00	1.03	1.01	0.96	0.92	0.92
PFI(Z)	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.970	0.970
TC(Z)	0.750	0.750	0.750	0.750	0.750	0.750
ROK(Z)	0.210	0.090	0.080	0.070	0.060	0.050
DR(Z)	0.002	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004
TDC(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0
TDP(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0
GEC(Z)	0.022	0.022	0.022	0.022	0.022	0.022
GER(Z)	0.020	0.020	0.020	0.020	0.020	0.020

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1. ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ	192.45
2. РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ	209.56
3. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	8082.62
4. ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.9000
5. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	10015.0

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.
T0, К	1187.6	0.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	0.7528	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	1075.7	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.5050	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1021.8	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.3880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1036.3	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.4114	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	209.56	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.8022	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.7560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.7560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	0.80	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.12	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.3785	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	20.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	496.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	62.60	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	191.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Підпис і дата	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. Модл.
---------------	--------	--------------	---------------	------------

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						67

Продовж. табл. 1.21

U1, М/С	378.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	25.73	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	428.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	87.52	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	186.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	378.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

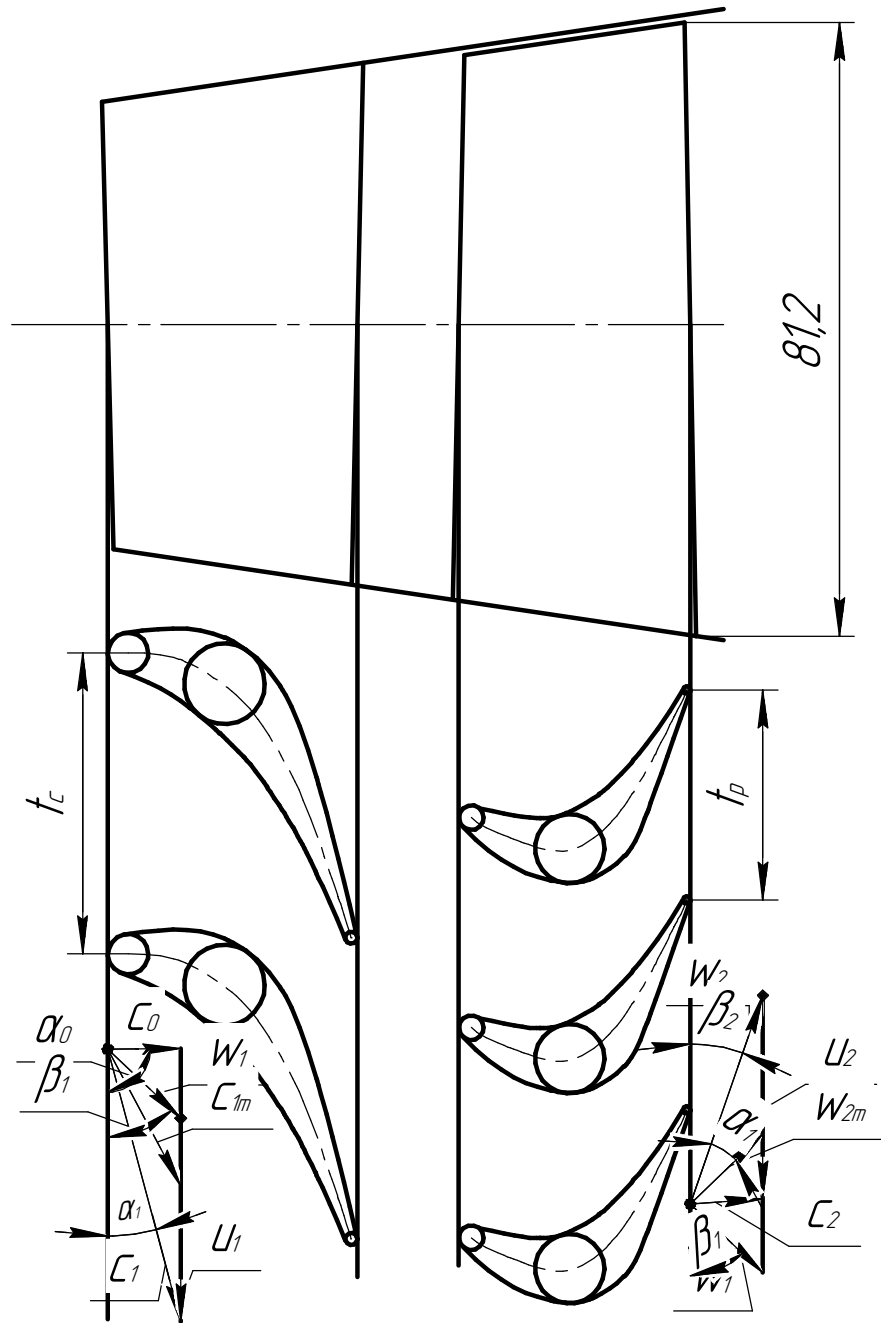
DC0, М	0.7211	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.7211	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0379	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0714	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0165	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	39.94	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCl, М	0.0444	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0336	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0812	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.7211	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0132	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	54.42	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0328	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	51	0	0	0	0	0
ZP	69	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8533	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8487	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	8082.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Підпис і дата	
Інв. №убл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. Модл.	

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



M 1:1

Рисунок 1.16 – Решітки профілів ТНТ на середньому діаметрі.

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

Лист
69

Копировал

Формат А4

1.5.3 Термодинамічний розрахунок силової ТС

Таблица 1.22 - Термодинамічний розрахунок силової ТС

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Сорочинська

Расчет ТС ГТА

.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11	
			кг/с	об/мин	м	
4	0	0	45.160	3660.0	0.8000	
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	TВВ.....	UM	
МПа	К	МПа	К	К		
0.4023	1037.7	0.1060	760.2	0.0	0.995	
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	GAK.....	GAP	
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град	
1.1490	0.288	90.00	20.00	0.00	10.00	
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ						
.....1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст	
A (Z)	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00
PFI (Z)	0.980	0.980	0.980	0.980	0.000	0.000
PCI (Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000	0.000
TC (Z)	0.750	0.750	0.750	0.750	0.000	0.000
ROK (Z)	0.030	0.020	0.010	0.000	0.000	0.000
DR (Z)	0.002	0.004	0.004	0.004	0.000	0.000
TDC (Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
TDP (Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
GEC (Z)	0.022	0.022	0.022	0.022	0.000	0.000
GER (Z)	0.020	0.020	0.020	0.020	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ	338.82
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ	355.66
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	13418.25
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.9000
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	3683.6

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.	
T0, К	1037.7	971.5	907.9	847.1	0.0	0.0
P0, МПа	0.4023	0.3029	0.2193	0.1543	0.0000	0.0000
T1, К	983.3	917.3	862.1	795.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.3216	0.2386	0.1768	0.1185	0.0000	0.0000
T2, К	965.3	899.4	836.1	762.3	0.0	0.0
P2, МПа	0.2953	0.2112	0.1465	0.0979	0.0000	0.0000
T23, К	971.5	907.9	847.1	777.8	0.0	0.0
P23, МПа	0.3029	0.2193	0.1543	0.1060	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	88.91	88.91	88.91	104.91	0.00	0.00
LAMC1	0.6048	0.6236	0.5935	0.6547	0.0000	0.0000
HVD	0.6420	0.6537	0.7299	0.7037	0.0000	0.0000
HVOP	0.6420	0.6330	0.7245	0.7319	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2682	0.2716	0.3835	0.4067	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	20.00	22.74	26.70	29.71	0.00	0.00
C1, М/С	353.5	352.7	324.5	345.8	0.0	0.0
B1, ГРАД	48.97	55.21	70.00	71.61	0.00	0.00
W1, М/С	160.3	166.0	155.2	180.6	0.0	0.0

Підпис і дата	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. Модл.
---------------	--------	--------------	---------------	------------

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

70

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.22

U1, М/С	227.0	230.6	236.8	243.3	0.0	0.0
B2, ГРАД	26.88	31.47	32.58	33.95	0.00	0.00
W2, М/С	262.8	267.2	294.6	333.1	0.0	0.0
A2, ГРАД	87.76	92.26	86.92	80.82	0.00	0.00
C2, М/С	118.9	139.6	158.9	188.5	0.0	0.0
U2, М/С	229.7	233.4	239.7	246.3	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	0.8000	0.8000	0.8000	0.8000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.8000	0.8127	0.8348	0.8576	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0508	0.0530	0.0565	0.0601	0.0000	0.0000
LCI, М	0.1309	0.1436	0.1659	0.1889	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0171	0.0167	0.0160	0.0150	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	41.09	40.76	40.11	43.68	0.00	0.00
TCI, М	0.0584	0.0608	0.0656	0.0657	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0417	0.0431	0.0453	0.0475	0.0000	0.0000
LPI, М	0.1406	0.1536	0.1761	0.1994	0.0000	0.0000
DC2, М	0.8097	0.8226	0.8449	0.8680	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0137	0.0134	0.0128	0.0120	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	62.47	61.51	54.11	53.99	0.00	0.00
TRI, М	0.0335	0.0349	0.0421	0.0447	0.0000	0.0000
ZC	43	42	40	41	0	0
ZP	76	74	63	61	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8601	0.8291	0.7952	0.7671	0.0000	0.0000
EI	0.8559	0.8212	0.7866	0.7585	0.0000	0.0000
NI, КВТ	3418.8	3280.5	3142.2	3575.0	0.0	0.0

Підпис і дата	Інв. №убл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. Модл.						Арк.
					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					71

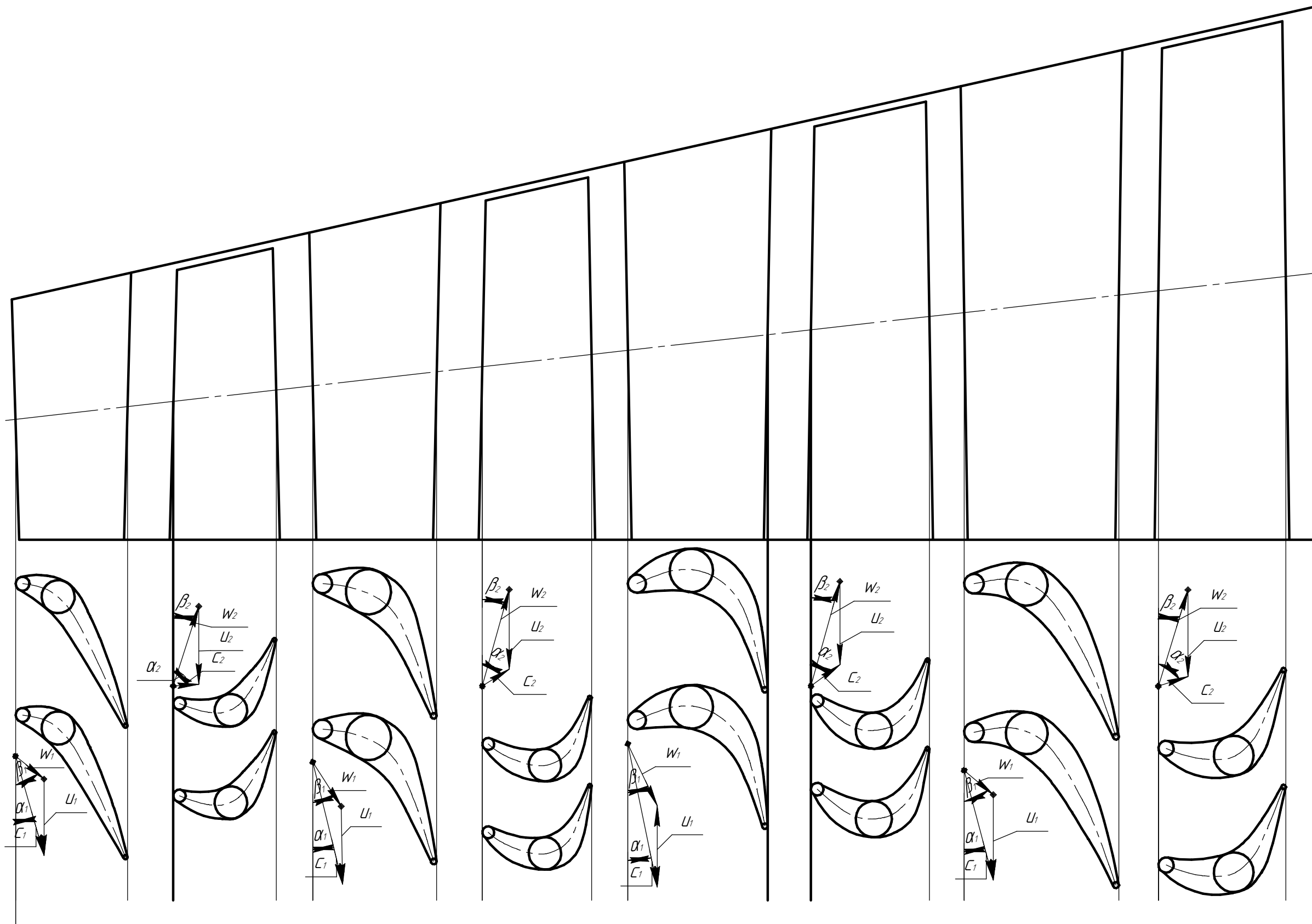


Рисунок 1.17 – Решетки профілів ТГ на середньому діаметрі.

M 1:2

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01ПЗ

Копировал

Формат А3

1.6. ШЛЯХИ МОЖЛИВОГО УДОСКОНАЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Спроектована суднова газотурбінна установка з теплоутилізаційним контуром при прийнятих вихідних параметрах (початкова температура 1520 К та міра підвищення тиску 19) має ефективність 46,1%.

Існують три головні напрями підвищення ефективності газотурбінних установок:

- удосконалювання окремих елементів та вузлів установки (ефективність газотурбінної установки залежить від ефективності окремих її складових, тому підвищення їх досконалості автоматично веде і до підвищення ефективності установки в цілому);

- збільшення початкової температури газів перед турбінною частиною газотурбінного двигуна (цей вплив пов'язаний з особливостями перетворення енергії в термодинамічному циклі газотурбінної установки);

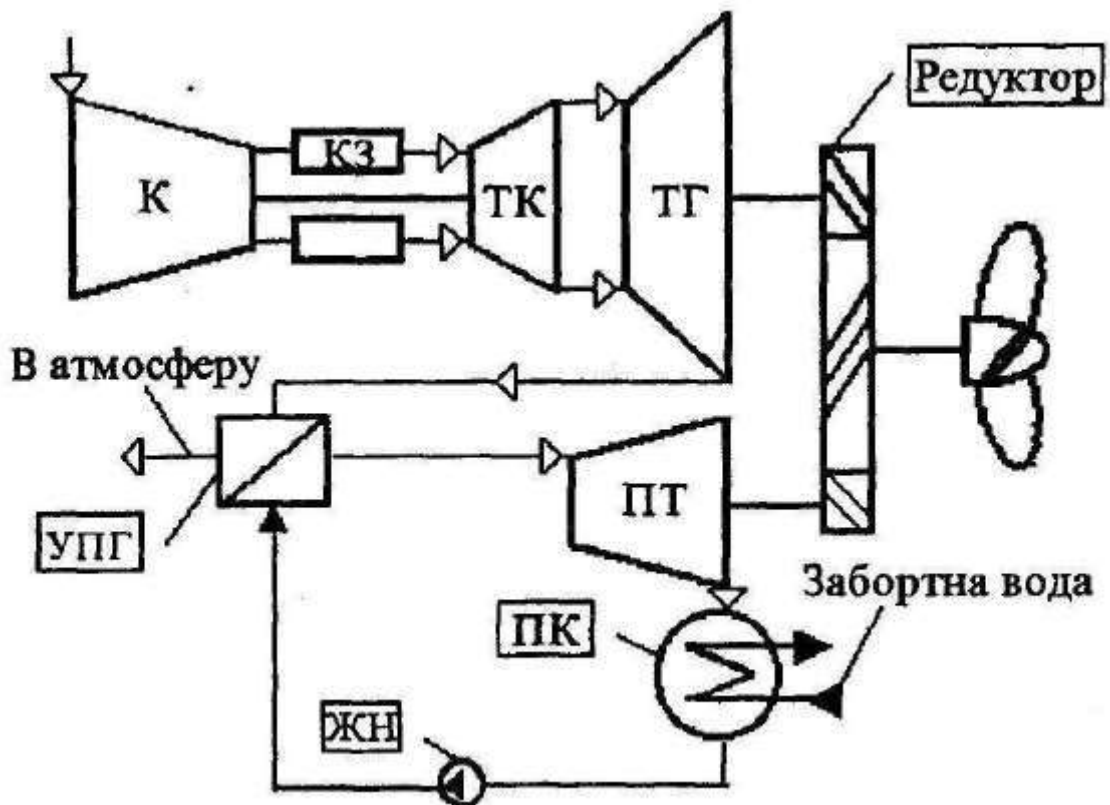


Рис. 1.6.1. Теплова схема спроектованої енергетичної установки – удосконалювання теплової схеми енергетичної установки.

З цих трьох напрямів найбільш перспективним в даний час є третій напрям – за рахунок удосконалювання теплової схеми.

Реалізована в кваліфікаційній роботі теплова схема установки передбачає використання паротурбінного теплоутилізаційного контуру одного тиску. Схема установки наведена на рис.1.6.1.

Можливими шляхами подальшого удосконалювання теплової схеми спроектованої установки є:

1) Переведення установки з механічної (редукторної) передачі потужності на гребний гвинт на електричну передачу.

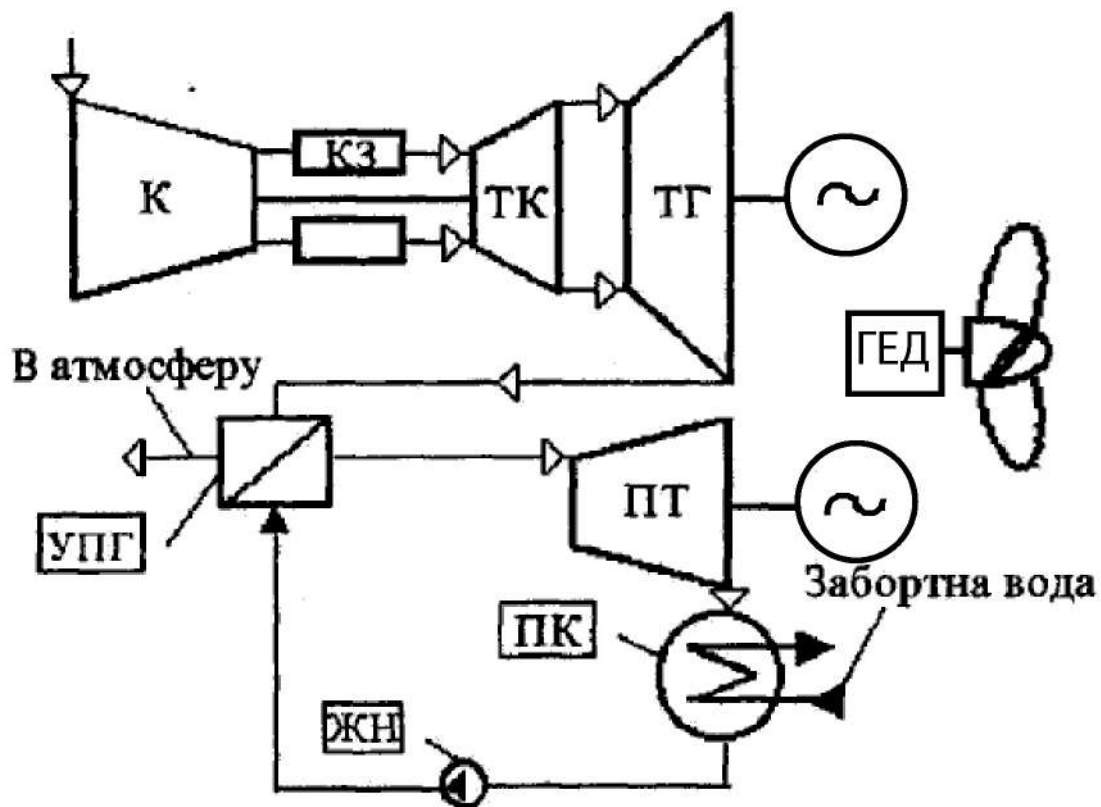
Електрична передача потужності припускає подвійне перетворення енергії (рис. 1.6.2). Спочатку механічна енергія обертання роторів силової турбіни газотурбінного двигуна та парової турбіни перетворюється в електричну енергію в електрогенераторах. Електричний струм далі по мережі надходить до електродвигуна, який вже і приводить в обертання ротор споживача (тобто гребного гвинта).

Завдяки відсутності механічного зв'язку між електрогенераторами і електродвигунами їх частоти обертання можна вибрати оптимальними, а газотурбінні двигуни і парові турбіни виявляються більш захищеними від зовнішніх впливів (ударних та інших) з боку рушіїв.

Перевагою електричної передачі є можливість живлення інших (крім електродвигунів) споживачів електричної енергії на судні. Тому відпадає потреба в розміщенні утилізаційного турбогенератора, який входить в базову теплову схему енергетичної установки судна «Капітан Смірнов».

Особливістю установки з електричною передачею є майже незмінний режим роботи газотурбінного двигуна при зміні швидкості судна. Внаслідок цього такий суттєвий недолік усіх турбінних установок, як стрімке зниження ефективності при переході на режим неповного навантаження, певною мірою нівелюється.

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



В базовій енергетичній установці судна «Капітан Смірнов» передбачене використання двох комбінованих газопаротурбінних установок, кожна з яких працює на свій гребний гвинт. Електрична передача дозволить передавати потужність від однієї установки до кількох гребних гвинтів одночасно (тобто замість двох комбінованих установок використовувати лише одну). Завдяки цьому кількість задіяного головного та обслуговуючого устаткування суттєво зменшиться. Відповідно зменшиться сумарна вартість установки та трудовитрати на її експлуатацію.

Нова комбінована установка матиме вдвічі більшу потужність, а тому, слід сподіватися, і більш високий ККД. Що теж говорить на користь такої схеми.

Незважаючи на те, що ККД електричної передачі є меншим, ніж редукторної, вказані переваги дозволяють зробити висновок про доцільність модернізації енергетичної установки судна «Капітан Смірнов» в цьому напрямі.

2) Використання паротурбінного теплоутилізаційного контуру двох тисків.

В спроектованій газотурбінній установці з утилізаційним контуром одного тиску через поверхні нагріву котла-утилізатора (тобто через економайзер, випарник та папоперегрівач) проходить однакова кількість робочого тіла (води та пари). При цьому виявляється суттєвий недолік такої установки, пов'язаний з необхідністю задоволення двох протилежних вимог. З одного боку, котел-утилізатор повинен генерувати пару високих параметрів, в першу чергу високої температури, для того щоб забезпечити високу економічність паротурбінної установки. Проте запас теплової енергії, який міститься в випускних газах газотурбінного двигуна, може забезпечити ці параметри лише при малій витраті живильної води. Але тоді ця витрата не може охолодити гази, що поступають до котла, до низької температури, і тому зменшується ККД котла-утилізатора (який і без того не є вельми великим).

З іншого боку, пропускання великої кількості живильної води хоча й забезпечує низьку температуру газів після котла, проте не дозволяє отримати високі параметри водяної пари за ним, що веде до зниження ККД паротурбінної установки.

Виходячи з цих двох факторів, виникає ідея: необхідно через «хвістові» поверхні котла (по газовій стороні) пропускати більшу кількість води, а через вхідні – меншу. Така ідея стала основою створення комбінованої газопаротурбінної установки з утилізаційним контуром двох тисків. Схема подібної установки для електростанції зображена на рис. 1.6.3.

Конденсат з конденсатора парової турбіни живильним насосом низького тиску (ПННД) подається в економайзер контуру низького тиску, який звичайно звуть газовим підігрівачем конденсату – ГПК. Частина конденсату (25...30%), нагрітого в ГПК майже до температури кипіння, подається в барабан низького тиску 1, де він випарюється.

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						76
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

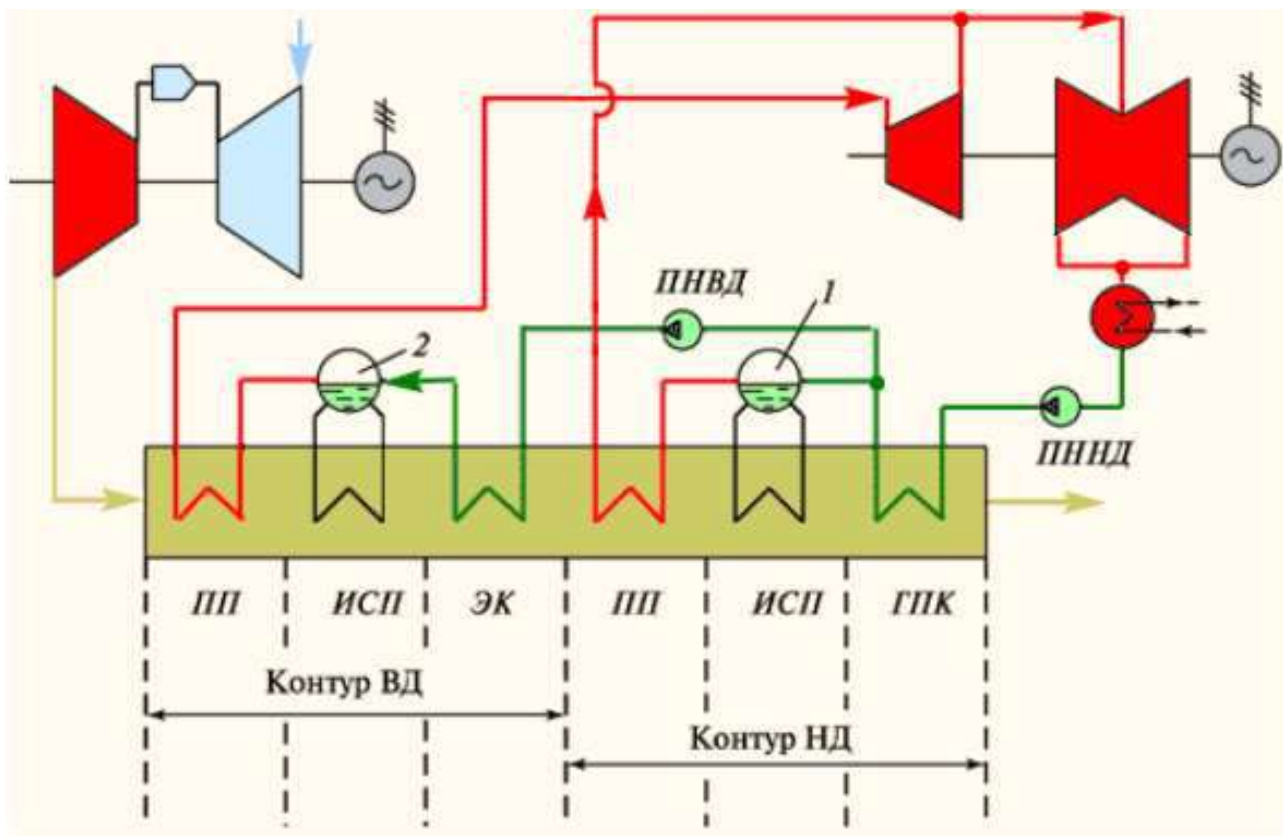


Рис. 1.6.3. Теплова схема газопаротурбінної установки з утилізаційним контуром двох тисків

Суха насичена пара поступає в пароперегрівач (ПП) контуру низького тиску і з нього спрямовується до циліндра низького тиску (ЦНД) парової турбіни. Більша частина живильної води живільним насосом високого тиску (ПНВД) подається в контур високого тиску, який складається з економайзера (ЕК), випарника (ИСП) та пароперегрівача (ПП). Отримана пара високого тиску спрямовується до циліндра високого тиску (ЦВД) парової турбіни. Пройшовши цей циліндр, вона змішується з парою з контуру низького тиску й сумарна витрата пари поступає далі в циліндр низького тиску.

За описаною двоконтурною теплоутилізаційною схемою виконується в даний час переважна кількість стаціонарних комбінованих газопаротурбінних установок, які мають ефективний ККД 52...55% й вище.

2) Використання паротурбінного теплоутилізаційного контуру трьох тисків з проміжним перегрівання пари.

Сучасні стаціонарні комбіновані газопаротурбінні установки виконують з теплоутилізаційними контурами трьох тисків. Схема подібної установки для електростанції зображена на рис. 1.6.4.

Збільшення числа контурів більше трьох вважається недоцільним, оскільки збільшення економічності установки не буде окуповуватися внаслідок значного зростання капітальних вкладень.

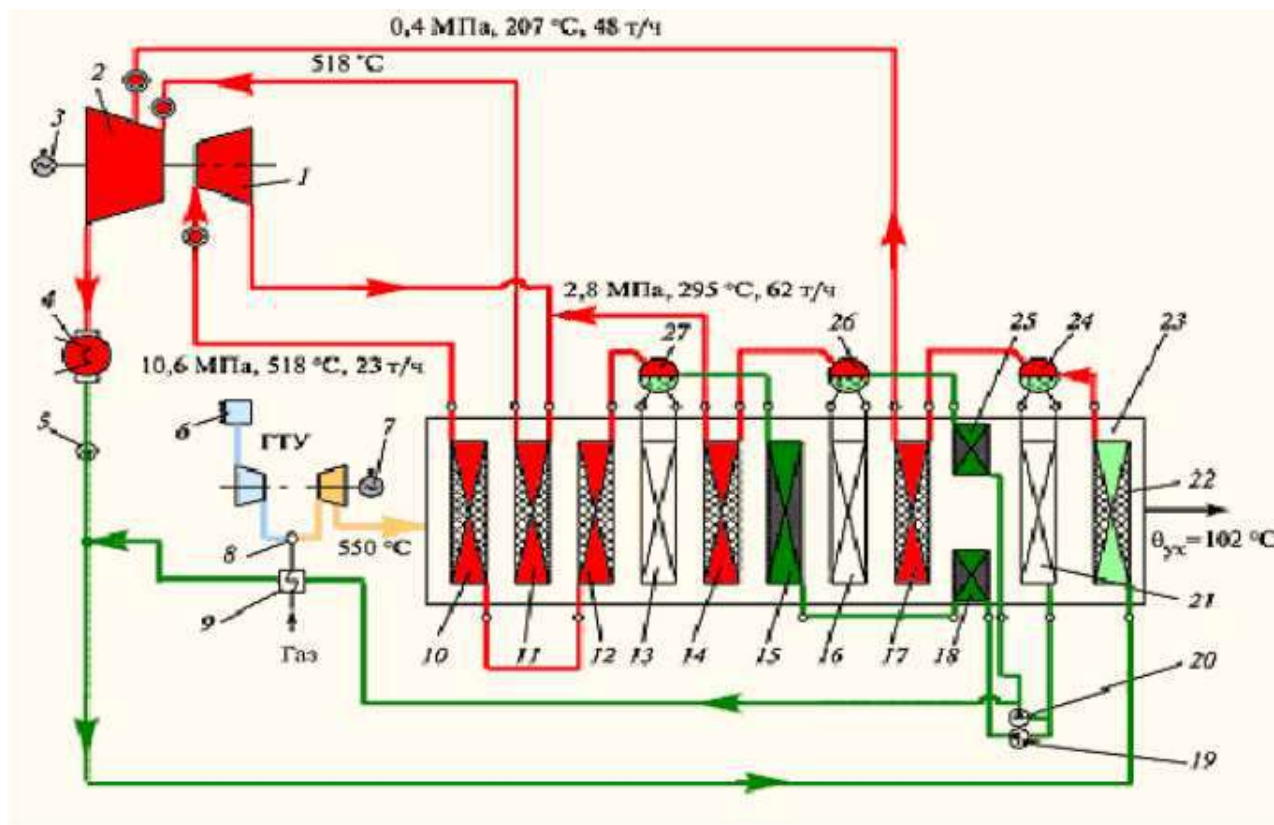


Рис. 1.6.4. Теплова схема газопаротурбінної установки з утилізаційним контуром трьох тисків та проміжним перегріванням пари

Й двоконтурна, й триконтурна теплова схема комбінованої газопаротурбінної установки може бути виконана без проміжного перегрівання пари й з проміжним перегріванням пари в котлі-утилізаторі, проте, як правило, проміжне перегрівання пари використовують лише в триконтурних установках. Як і в традиційних паротурбінних установках, головною метою проміжного перегрівання пари в комбінованій газопаротурбінній установці є забезпечення допустимої вологості пари в останніх ступенях парової турбіни. При правильному виборі тиску в проміжному пароперегрівачі підвищується й економічність комбінованої установки.

Комбінована установка, наведена на рис. 1.6.3, виконана на основі газотурбінного двигуна типу 701F компанії Westinghouse з початковою температурою 1260 °С та температурою випускних газів від двигуна 550 °С.

Газотурбінний двигун розвиває потужність 234 МВт при ККД 36,6%. Випускні гази з нього потрапляють до триконтурного котла-утилізатора 23 й, рухаючись до виходу, віддають своє тепло робочому тілу, яке поступає від конденсатора 4 парової турбіни. В результаті температура випускних газів за котлом складає 102 °С, а його ККД становить біля 83%.

Всередині котла-утилізатора розміщені поверхні нагріву у вигляді окремих пакетів, причому їх розташування погоджене із зменшуючоюся температурою газів. Це забезпечує максимальну передачу тепла від газів до робочого тіла.

Прослідкуємо процес генерації пари в котлі-утилізаторі. Живильний насос низького тиску 5 створює тиск в барабані контуру низького тиску 24 і відповідно на виході з контуру (перед входом в середину циліндра низького тиску 2 парової турбіни). Конденсат в кількості 349 т/год подається в ГПК 22, нагрівається в ньому і поступає в барабан низького тиску 24. Цей барабан одночасно є деаератором і підготована в ньому живільна вода забезпечує живлення усіх контурів котла.

Частина живильної води в кількості 48 т/год, тобто приблизно 14%, випарюється у випарнику низького тиску 21, перегрівається в пароперегрівачеві 17 і далі з параметрами 0,4 МПа та 207 °С поступає до ЦНД 2 парової турбіни. Інша живільна вода поступає до живильного насосу середнього тиску 20 та живильного насосу високого тиску 19.

На виході з насосу 20 потік води розділяється. Частина його направляється в нагрівач газу 9, в якому він нагріває (оскільки вода має температуру 207 °С) паливо, що потрапляє до камери згоряння двигуна. Охолоднена вода, яка ще має достатню температуру, поступає на змішування з конденсатом, що подається насосом 5, і далі знову повертається в ГПК 22 котла.

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Створення такої петлі рециркуляції з нагріванням палива дозволяє збільшити витрату води через ГПК та більше охолодити випускні гази котла-утилізатора. В цілому це призводить до економії палива комбінованої установки на 0,4...0,5%.

Друга частина живильної води насосом 20 подається в економайзер, з нього – в барабан контуру середнього тиску 26, далі в пароперегрівач 14. Таким чином, контур середнього тиску генерує пару в кількості 62 т/год (тобто приблизно 18%) з параметрами 2,8 МПа та 295 °С. Ця пара спрямовується не в парову турбіну, а на змішування з парою, що залишила ЦВД парової турбіни 1. Утворена суміш загальною кількістю 301 т/год спрямовується в вихідну частину 11 пароперегрівача середнього тиску, а з нього з температурою 518 °С пара поступає на вхід до ЦНД парової турбіни.

Живильний насос високого тиску 19 стискає воду, що поступила з барабана 24, приблизно до 12 МПа й подає її в послідовно розташовані поверхні 18 і 15 економайзера контуру високого тиску. З нього вода поступає в барабан контуру високого тиску 27, випарюється в ньому й поступає в пароперегрівач високого тиску, утворений поверхнями 12 та 10. В результаті свіжа пара в кількості 239 т/год з параметрами 10,6 МПа та 518 оС залишає контур високого тиску котла і спрямовується в частину високого тиску парової турбіни 1.

Таким чином, в парову турбіну поступає три потоки пари: свіжа пара в кількості 239 т/год з параметрами, вказаними вище; вторично перегріта пара в кількості 301 т/год з параметрами приблизно 2,5 МПа и 518 °С та пара низького тиску в кількості 48 т/год з параметрами 0,4 МПа та 207 °С. Ці три потоки пари забезпечують потужність парової турбіни в 140 МВт.

В результаті цього розглянута триконтурна комбінована газопаротурбінна установка з проміжним перегріванням пари розвиває потужність 374 МВт та має ККД 54%.

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Підпис і дата	Інв. №у/бл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №одл.

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент.		Сорочинська А.Д.			Конструктивні розрахунки і конструювання	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Сербін С.І.					82	115
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						
.								

2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК

Газотурбінний двигун складається з газогенератора і вільної силової турбіни генератора, а також коробок приводів, систем і агрегатів, обслуговуючих двигун.

Газогенератор складається з двох осьових компресорів низького тиску і високого тиску, які приводяться в обертання незалежними турбінами відповідно низького і високого тисків, трубчато-кільцевої камери згоряння.

Компресори і турбіни, що приводять їх в обертання утворюють два, кінематичне між собою не зв'язаних контури: контур низького тиску і контур високого тиску, які мають різні частотами обертання на будь-якому режимі роботи ГТД. Турбіна генератора виробляє корисну потужність і кінематичне не зв'язана з газогенератором.

Компресор низького тиску призначений для стиснення атмосферного повітря і подачі його в компресор високого тиску. КНТ — осьовий, дев'ятиступінчастий, складається з пристрою вхідного, корпусу КНТ, переднього корпусу, ротора КНТ, встановленого на передній і задній опорах.

Компресор високого тиску — осьовий, десятиступінчастий, призначений для остаточного стиснення повітря і подачі його в камеру згоряння. КВТ складається з перехідника, корпусу КВТ, ротора КВТ, заднього корпусу.

Камера згоряння призначена для спалювання палива з метою отримання газу, тепла енергія якого використовується в газотурбінних двигунах. Камера згоряння — протитокова, малотоксична, трубчасто-кільцевого типу, складається з колектора, жарових труб, запальників, клапанів і кожуха. Чотирнадцять жарових труб розташовуються паралельно осі двигуна у кільцевому просторі між кожухом камери згоряння і внутрішнім кожухом. Одноступінчасті ТВТ та ТНТ виконуються охолоджуваними. До складу силової ТГ входять чотири ступеня. Опис конструкцій турбінного блоку приводиться нижче.

Підпис і дата		подачі його в компресор високого тиску. КНТ — осьовий, дев'ятиступінчастий, складається з пристрою входного, корпусу КНТ, переднього корпусу, ротора КНТ, встановленого на передній і задній опорах.					
Інв. №докл.		Компресор високого тиску — осьовий, десятиступінчастий, призначений для остаточного стиснення повітря і подачі його в камеру згорання. КВТ складається з перехідника, корпуса КВТ, ротора КВТ, заднього корпусу.					
Взам. інв. №		Камера згорання призначена для спалювання палива з метою отримання газу, тепла енергія якого використовується в газотурбінних двигунах. Камера згорання — протитокова, малотоксична, трубчасто-кільцевого типу, складається з колектора, жарових труб, запальників, клапанів і кожуха. Чотирнадцять жарових труб розташовуються паралельно осі двигуна у кільцевому просторі між кожухом камери згорання і внутрішнім кожухом. Одноступінчасті ТВТ та ТНТ виконуються охолоджуваними. До складу силової ТГ входять чотири ступеня. Опис конструкцій турбінного блоку приводиться нижче.					
Підпис і дата							
Інв. №модл.							
						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
							82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Гаряча частина двигуна закрыта теплоутилізаційним кожухом, призначення якого — зменшити тепловідвід у приміщення МЗ електростанції від гарячих частин двигуна. Кожух являє собою каркасно-панельну конструкцію. Каркас виготовлений з поперечних арок і повздовжніх зв'язків. Панелі до каркаса кріпляться болтами й ущільнюються прокладками. Панелі двохстінні з ізоляцією усередині. На верхній частині кожуха розташовуються отвори для підведення повітря на охолодження. Кожух двигуна і зовнішній кожух газовідводу об'єднані між собою в районі ТГ і являють собою єдине покриття гарячої частини двигуна. Охолоджуючий агрегат повітря надходить під теплоізоляційний кожух ГТД, охолоджує газовипускний патрубок і проходить крізь міжкожуховий простір утилізаційного котла.

До складу ТУК входять УПГ, сепаратор пари, циркуляційний насос, ГПК, живильний і конденсатний насоси, головний циркуляційний насос, блок водопідготовки і допоміжні елементи.

Подвійна обшивка котла забезпечує його герметичність і сприяє зменшенню товщини ізоляції. У кожусі УПГ маютьс я вікна доступу до поверхонь нагрівання для огляду і очищення.

Конденсатор призначений для охолодження пари, що виходять із ПТ. Пара з конденсується на трубках конденсатора. Конденсат збирається у водяних камерах, відкілья відкачується конденсатним насосом у ТЯ.

Підпис і дата		водопідготовки і допоміжні елементи.					
Інв. №докл.		УПГ (утилізаційний котел) розміщений над газовипускним патрубком ГТД і з'єднується з ним за допомогою компенсатора. Утилізаційний котел виконаний водотрубним з багаторазовою примусовою циркуляцією і має форму куба. До складу УПГ входять: економайзер, випарювальний пучок труб, пароперегрівач. Змійовики пакетів труб виконані з обребрених труб.					
Взам. інв. №		Подвійна обшивка котла забезпечує його герметичність і сприяє зменшенню товщини ізоляції. У кожусі УПГ маютьс я вікна доступу до поверхонь нагрівання для огляду і очищення.					
Підпис і дата		Пар, що генерується в УПГ подається на парову турбіну, яка виконана по класичній схемі і працює на генератор. Корпус турбіни встановлений на двоходовому конденсаторі, виконуючим роль рами ПТ.					
Інв. №докл.		Конденсатор призначений для охолодження пари, що виходять із ПТ. Пара з конденсується на трубках конденсатора. Конденсат збирається у водяних камерах, відкільа відкачується конденсатним насосом у ТЯ.					
						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
							83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Підпис і дата	Інв. №УОЛ	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №ОДЛ

Апарат сопловий ТВТ призначений для перетворення потенційної енергії газу в кінетичну енергію за рахунок розгону потоку газу на лопатках соплового апарату. Він складається з корпусу силового, корпусу зовнішнього, лопаток соплових першого ступеня, апарату направляючого, стільникових вставок, встановлених в кільце і екрану розподільного. Соплові вставки, кільце і екран розподільний є частиною системи регулювання радіального зазору над робочими лопатками ТВТ. Соплові лопатки першого ступеня одиночні, охолоджувані, двохопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені елементами ущільнювальними для зменшення втрат охолоджуючого повітря, що підводиться до лопаток.

Направляючий апарат підводить охолоджуюче повітря до робочих лопаток ТВТ через щілини.

Над робочими лопатками турбіни розташовані вставки стільникові, котрі своїми виступами входять у пази регулюючого кільця. Вставки призначені для одержання мінімального радіального зазору між торцями лопаток і вставками. Між корпусом і вставками (регулюючим кільцем) розташовані екрани, що служать для зменшення підігріву корпусу.

Ротор турбіни високого тиску призначений для перетворення кінетичної енергії газу в механічну роботу по приводу ротора КВТ. Ротор ТВТ складається з диска турбіни, охолоджуваних робочих лопаток, цапфи.

В диску ТВТ за допомогою ялинкових замків закріплені робочі лопатки ТВТ. Від осьового переміщення лопатки фіксуються сегментами. Для зниження динамічних напруг у робочих лопатках у кишені під нижньою полицею встановлені демпфери. Диск із цапфою з'єднується болтами, шайбою-замком, гайкою. На виступах диска, цапфи і робочих лопаток виконані гребінці, що разом з ущільненнями деталей, які сполучаються, забезпечують мінімальні витoki газу.

2.1.2 Опис турбіни низького тиску

Турбіна низького тиску (ТНТ) — осьова, одноступінчата, приводить в обертання компресор низького тиску. ТНТ складається з апарату соплового ТНТ, ротора ТНТ, опорного вінця ТНТ.

Апарат сопловий ТНТ призначений для перетворення потенційної енергії газу в кінетичну і подачі газу на робочі лопатки ТНТ.

Сопловий апарат ТНТ складається з корпусу, блоків лопаток, стільникових вставок, діафрагми і кільця діафрагми. Діафрагма опорного вінця і кільце утворюють направляючий апарат для підведення охолоджуючого повітря до робочих лопаток ТНТ. Блоки лопаток “консольні”, охолоджувані, по три лопатки в одному блоці. Система охолодження профільної частини лопаток формується розвиненою системою оребріння усередині лопаток. Охолоджуюче повітря до лопаток проводиться зверху через сферичні втулки. Частина охолоджуючого повітря проходить через лопатки і через сферичні втулки підводиться в порожнину за диском.

Блоки лопаток встановлені в корпусі і фіксуються в окружному напрямі сферичними втулками, а в осьовому напрямі сегментами. На діафрагмі і кільці в місцях сполучення з гребінцями ротора встановлені стільникові ущільнення, що забезпечують мінімальне перетікання газу.

Ротор турбіни низького тиску призначений для перетворення енергії газоповітряного потоку в енергію обертання ротора КНТ. Ротор одноступінчастої

ТНТ складається з диска ТНТ, лопаток ротора ТНТ, закріплених в диску за допомогою ялинкових замків, валу ТНТ. Від переміщування лопатки фіксуються сегментами. Диск з валом поєднується штифтами та болтами.

На передньому кінці валу ТНТ є шліци для з'єднання із задньою цапфою ротора КНТ. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, який є опорою ротора ТНТ.

Вінець опорний ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора ТНТ і передньої опори ротора ТГ. Опорний вінець ТНТ утворює проточну частину між ТНТ і силовою ТГ.

Опорний вінець (ОВ) складається з корпусу опорного вінця, корпусу, двох корпусів підшипників і дев'яти стійок, що проходять через обтічники. Стійки з корпусом сполучені пальцями, а з зовнішнім корпусом опорного вінця ТНТ — за допомогою компенсаторів.

Проточна частина в опорному вінці ТНТ утворюється: із зовнішньої сторони — зовнішнім кожухом, з внутрішньої — внутрішнім кожухом. Внутрішній кожух переднім фланцем входить в кільцевий паз стінки передньої і кріпиться гвинтами до обтічників.

До корпусу болтами кріпитися корпус підшипників, в якому розміщені корпус підшипників і опора. В корпусі підшипників встановлені роликopідшипники роторів ТНТ і ТГ. Роликopідшипник, що є задньою опорою ротора ТНТ, встановлений в опорі типу “біляче колесо”, призначеної для самовстановлення ротора в процесі його роботи і зменшення радіальних навантажень, діючих на роликopідшипник.

Для гасіння коливань роторів ТНТ і ТГ служать два масляні демпфери щілистого типу.

Між корпусом опорного вінця і внутрішнім кожухом розташовані обтічники, через які проходять: труба підведення масла, труба зливу масла, труба зтравлювання і стійки. Масло на змащування підшипників подається по трубі підведення масла. В трубу вмонтований масляний фільтр для очищення масла, що подається. Через перекидання масло поступає на змащування роликopідшипників і в масляні

Підпис і дата	
Інв. №/обл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. №/обл.	

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

демпфера. Злив масла з порожнин корпусів підшипників здійснюється через трубу зливу масла.

Для підтримки певної величини перепаду тиску на графітних кільцях ущільнювачів служить труба зтравлювання, яка одним своїм кільцем входить в корпус підшипників, а іншим фіксується фланцем, розташованим на зовнішньому корпусі ОВ ТНТ.

2.1.3 Опис турбіни гвинта

Силова турбіна гвинта (ТГ) — осьова чотириступінчаста з відбором потужності через еластичну муфту. ТГ призначена для привода в обертання ротора генератора. Складається з соплових апаратів, ротора ТГ і опорного вінця ТГ.

Апарат сопловий ТГ складається з корпусу, пакетів лопаток, вставок, діафрагм, ущільнювальних елементів. До соплових апаратів знизу кріпиться кожух внутрішній, який спільно з корпусом утворюють проточну частину від газогенератора до ТГ.

Між корпусом зовнішнім і кожухами зовнішніми переднім і заднім встановлена теплоізоляція для зниження температури корпусу.

На нижній частині соплових апаратів розташовані діафрагми зі вставками ущільнювачів для радіального лабіринтового ущільнення порожнин, що забезпечує мінімальне перетікання газу з порожнини в порожнину.

Ротор турбіни гвинта складається з валу з насадженими на нього дисками, які сполучені з валом болтами. На дисках встановлені робочі лопатки, які своїми ялинковими замками вставлені в ялинкові пази дисків. Робочі лопатки фіксуються в осьовому положенні сегментами. На валу також розташовані втулки, лабіринт, внутрішня обойма підшипника, муфта, а усередині вала розташована заглушка.

Для усунення перетікання газу крім проточної частини, між дисками встановлені лабіринти.

Передньою опорою ротора є роликовий підшипник, внутрішня обойма якого встановлена на валу, а зовнішня — в ОВ ТНТ. Задньою опорою ротора є шари́ковий підшипник і підшипник ковзання. Шари́ковий підшипник сприймає радіальне і частково осьове навантаження, а підшипник ковзання — осьове.

Ущільнення масляних порожнин здійснюється контактними кільцями і лабіринтовими гребінцями спільно з кришками.

На задньому кінці ротора розташована еластична муфта, яка призначена для передачі обертового моменту від вала силової турбіни до вала споживача потужності (редуктора). Муфта складається з корпусу і щік, сполучених болтами. Компенсації зламів і неспіввісності валів здійснюються за рахунок деформації двох тонкостінних щік. Переміщення щік обмежено виступом корпусу і втулки, встановленої на вал і затягнутою гайкою.

Опорний вінець турбіни гвинта (ОВ ТГ) призначений для розміщення задньої опори ротора ТГ, сприйняття радіального і осевого навантажень від ротора, а також утворює проточну частину між турбіною генератора і газовідводом.

Опорний вінець ТГ складається з корпусу зовнішнього, кожуха внутрішнього, дев'яти стійок-обтічників, через які проходять: труба підведення масла, труба суфлірування і злива масла; дві труби датчика обмеження частоти обертання і труба підведення повітря на підпір кришок ущільнювачів.

Стійки сполучені із зовнішнім корпусом вінця за допомогою фланців, які встановлюються на цапфи стійок із зазором. З корпусом підшипників стійки з'єднуються за допомогою призонних болтів.

Проточна частина в опорному вінці ТГ утворюється із зовнішньої сторони корпусом зовнішнім, а з внутрішньої — стінкою передньою і кожухом внутрішнім, в прорізі якого заходять стійки і обтічники.

Масляна порожнина опорного вінця ТГ утворюється корпусом підшипників, кришками ущільнювачів. По передній кришці порожнина ущільнюється за допомогою лабіринтів втулки і графітного кільця ущільнювача. По задній кришці ущільнення порожнини таке ж, як і по передній кришці.

В корпусі підшипників розташовується шариковий підшипник з пружинними кільцями, що сприймає радіальне навантаження, а також частину осевого навантаження. Основне осове навантаження сприймають упорний підшипник; колодки через упорний рухомий диск.

Підпис і дата	
Інв. №Убл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. Модл.	

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підпис і дата	Інв. №УОЛ	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №ОДЛ

параметрів робочого тіла, головним чином, у зазорі між сопловими і робочими решітками. Крім того, по довжині лопаток змінюється відносний крок решітки і в перетинах, відмінних від середнього, він може істотно відрізнятися від оптимального, що також збільшує втрати в решітках.

Для зниження віялових втрат у ступеню, лопатки виконані з перемінним по довжині профілем з таким розрахунком, щоб умови обтікання решіток по всій довжині лопаток наблизити до оптимальних. Раціональну організацію потоку в проточній частині ступеня можна здійснити, закручуючи лопатки по висоті. Це забезпечує безударне обтікання лопаток потоком. Найчастіше використовується метод закручення за законом сталості циркуляції. Він дозволяє до мінімуму звести втрати від віяловості.

Закручування лопаток за законом сталості циркуляції має вид $c_{1u}r = \text{const}$. Осьова швидкість на вході в робочу решітку приймається $c_{1a}r = \text{const}$. Напрямок потоку приймається осьовим ($c_{1u} = c_{1a} = 0$), а параметри робочого тіла по довжині лопаток постійними. При цьому наявний теплоперепад у ступеню $\Delta h_{\text{ст}}^{\text{ст}}$ по довжині лопаток буде зберігатися однаковим. Повні параметри потоку на вході в ступінь, а також коефіцієнти швидкості ϕ, ψ не змінюються по радіусу і дорівнюють параметрам на середньому діаметрі [27].

При закрученні за законом сталості циркуляції перемінний по довжині профіль мають не тільки робочі, але і соплові лопатки.

Закручення за законом сталості циркуляції забезпечує практично постійні по довжині лопаток значення окружної роботи, окружного ККД ступеня, рівні відповідно їхнім значенням на середньому діаметрі.

Проектування ступеня з закрученими лопатками виконується в два етапи:

- I — виходячи з припущення плоскопаралельної течії робочого тіла в решітках, виробляється розрахунок ступеня по параметрам на середньому діаметрі;
- II — при відомих параметрах на середньому діаметрі ступеня по прийнятому закону розраховується закручення лопаток.

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Інв. № дубл.							90
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У табл. 2.1 викладений порядок розрахунку закручення лопаток за законом сталості циркуляції, а на рис. 2.1 представлено закручення лопаток ТВТ. За результатами розрахунку побудовані трикутники швидкостей та профілі перетину робочої лопатки на кореновому, середньому та периферійному перерізах.

$$D_{cp} = 0,7211M; l_p = 0,0413M; u_{2cp} = 484,1M/c; \alpha_{1cp} = 16^\circ; c_{1cp} = 677,3M/c; (u/c_1)_{cp} = 0,6899$$

$$\alpha_{2cp} = 91,10^\circ; c_{2cp} = 209,6M/c; \beta_{2cp} = 23,58^\circ; w_{2cp} = 523,8M/c; \phi = 0,98; \psi = 0,97.$$

Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення лопаток за законом сталості циркуляції

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
1.Радіус перерізу r,м	За відомими значеннями D_{cp} і l_p	0,340	0,361	0,381
2.Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp}}$	0,943	1	1,057
3.Колова швидкість u, м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	456,37	484,1	511,83
4.Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, M/c$	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	715,33	677,3	645,54
5.Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, град$	$\arctg(\bar{r} \cdot \tg \alpha_{1cp})$	15,13	16	16,87
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,616	0,690	0,768
7.Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, град$	$\arctg \frac{r \tg \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \frac{r^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	36,74	45,45	56,89
8 Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, M/c$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	312,10	261,98	222,89
9.Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, град$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{r u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	24,87	23,58	22,42
10.Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, M/c$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	498,25	523,76	549,48

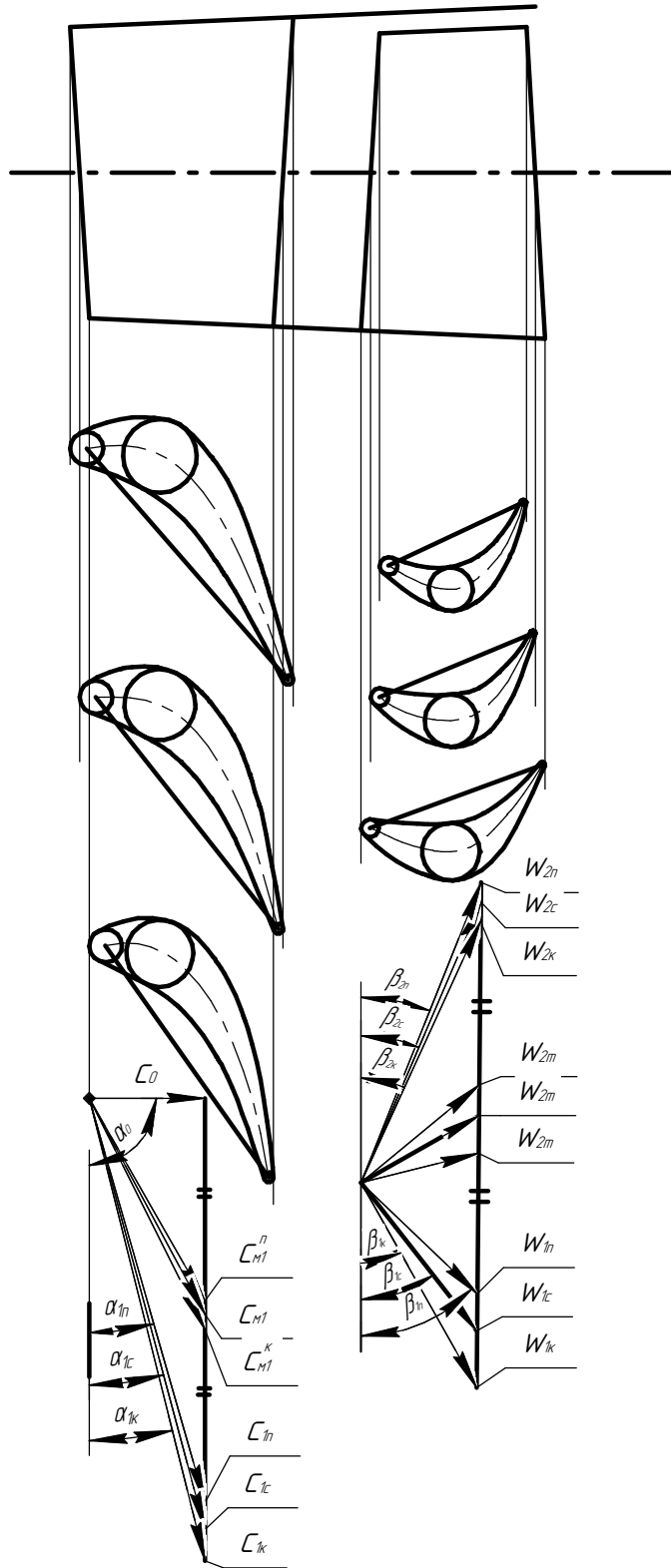
Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Продовж. табл. 2.1.

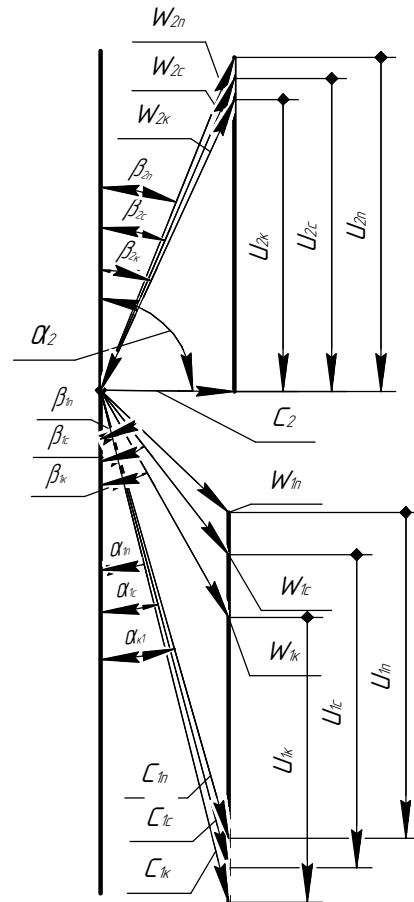
Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому Діаметрі	На периферії
11.Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, \text{град}$	при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$ $180 - \arctg(\overline{rtg\alpha_{2cp}})$	91,17	91,10	91,04
12.Абсолют на швидкість потоку за ступенем $c_2, \text{м/с}$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	209,579	209,574	209,570
13.Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,232	0,312	0,380

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92



Масштаб
трикутників
швидкостей
 $\mu = 10 \frac{M}{C^* MM}$



М 1:1

Рисунок 2.1 – Закручення лопаток ТВТ за законом сталості циркуляції

КР.14.2.6231М.03.02.ПЗ	Инд. № подл.	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
КР.14.2.6231М.03.02.ПЗ				Лист
Копировал				93
Формат А4				

2.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ на міцність

Робочі лопатки турбомашин випробують дію відцентрових сил, газодинамічних навантажень (тиску потоку робочого тіла), а також вплив високої температури і вібрації. При проектуванні профільної частини (пера) лопатки звичайно визначається напруження розтягнення, викликувані відцентровими силами, напруження вигину від газодинамічних навантажень і встановлюється нахил осі лопатки таким чином, щоб напруження вигину, що виникають при позацентровому розтягненні в полі відцентрових сил, врівноважували газодинамічний вигин. Методика цих розрахунків, що завершуються визначенням запасів міцності, запропонована в [5].

Підвищена температура приводить до зниження характеристик тривалої міцності матеріалу, використовуваних у розрахунках на міцність, а також може викликати ушкодження поверхні деталі унаслідок високотемпературної корозії. При нерівномірному нагріванні перетинів лопаток газових турбін, що виникає на нестационарних режимах роботи, а також у лопатках із внутрішнім охолодженням, розвиваються термічні напруження. Виконуючи в процесі проектування розрахунки лопаток на розтягнення і вигин, керуються, як правило, звичайними формулами опору матеріалів, тобто розглядають лопатку, як стержень перемінного перетину. Хоча в лопаток з закрученням існують відхилення від “стержневої” теорії.

Таблиця 2.2- Вихідні данні

Найменування параметру	Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу	G_T	39,12	м/с
Швидкість виходу потоку із СА	c_1	677,3	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступені	c_2	209,6	м/с
Кут виходу потоку із СА	α_1	16	град
Кут виходу потоку зі ступені	α_2	91,10	град
Температура потоку перед ступенем	T_1	1273,1	К
Тиск потоку перед ступенем	P_1	0,9652	МПа
Тиск потоку за ступенем	P_2	0,7110	МПа
Висота підйому середньої лінії профілю	h	0,005	м
Хорда профілю	b	0,0144	м
Найбільша товщина профілю	σ	0,0046	м
Число лопаток	Z_p	127	-

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.

94

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 25,7^\circ,$$

2) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції. Для цього використовуємо формули:

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = 9,58 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -2,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 1,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,041$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,01$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,014$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю.

3) З боку газу на робочу лопатку діє газодинамічна сила P , яку можна розкласти на дві складові – колову P_u та осьову P_ξ . Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = 160 \text{ Н},$$

$$P_\xi = \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2 \pi r_{\varphi} l}{z} (p_1 - p_2) = 125,3 \text{ Н},$$

4) Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 198,5 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 43,6 \text{ Н}.$$

5) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

$$\sigma_{uoA} = -\frac{P_\xi}{W_{\eta A}} \frac{l}{2} - \frac{P_\eta}{W_{\xi A}} \frac{l}{2} =$$

для точки A :

$$4,2 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Інв. № дубл.							95
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

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

$$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{sp} = 8540265 \text{ H.}$$

6. Силовий комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_\varepsilon}{2\pi} = 1359225.$$

7. Температура на зовнішньому радіусі диска

$$t_a = t_s - (50 \dots 100)^\circ \text{C} = 807 - 50 = 757^\circ \text{C}.$$

8. Температура на внутрішньому радіусі диска

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

$$\text{Прийнято } t_i = 250^\circ \text{C}.$$

9. Температура в різних перерізах диска змінюється по закону

$$t_x = t_i + (t_a - t_i) \left(\frac{r_x - r_i}{r_a - r_i} \right)^2 = 250 + 507 \cdot \left(\frac{r_x - 0,087}{0,245} \right)^2, ^\circ \text{C}.$$

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

$$\sigma_\varepsilon = (1211,5 - 0,2986 \cdot t) \cdot 10^5, \text{ Па}.$$

11. Комплекс $\rho \omega^2 = 9,622 \cdot 10^3$.

12. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі

$$k_\varepsilon = \frac{\int_{r_i}^{r_a} \sigma_\varepsilon h dr + \sigma_\varepsilon^0 h r_i^2}{\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \int_{r_i}^{r_a} h dr}.$$

За критерієм міцності, для задовільно працюючих дисків, згідно [16], запаси по руйнуючим оборотам складають

$$k_\varepsilon^0 = \frac{n_{\text{пасп.}}}{n} = 1,4 \div 1,6$$

Далі розрахунок ведеться в табличній формі — табл. 2.3.

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

Продовж. табл. 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	$(r^2 h)_{\varepsilon^2} \Delta r$	M ⁴	$((7)_j \times (12)_j) \cdot 10^{-6}$	0	31,0	0,00	36,0	36,0	116,0	0,00	20,0
14	$\int_{I^{\varepsilon}} \sigma_{\varepsilon} h dr$	M ⁴	$((14)_{j-1} + (13)_j) \cdot 10^{-6}$	0	31,0	31,0	67,0	104,0	219,0	219,0	240,0
15	$\rho \omega^2 I^{\varepsilon} \varepsilon$	H	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-6}$	0	0,3014	0,3014	0,6567	1,0113	2,1401	2,1401	2,3397
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^{\varepsilon} \varepsilon$	H	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-5}$	1,359	1,660	1,660	2,016	2,371	3,499	3,499	3,699
17	$\sigma_{\varepsilon} h$	H	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-6}$	12,105	14,537	24,228	20,798	7,871	13,467	8,882	11,203
18	$\int_{r^{\varepsilon}} \sigma_{\varepsilon} h dr + \sigma_{\varepsilon}^2 h^2 r^{\varepsilon}$	H	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-6}$	12,105	14,821	24,512	21,431	8,865	15,915	11,331	13,951
19	$(k_{\varepsilon})^2$	—	$(18)/(16)$	8,906	8,925	14,761	10,630	3,739	4,548	3,237	3,771
20	k_{ε}	—	$\sqrt{(19)}$	2,984	2,987	3,842	3,26	1,933	2,132	1,799	1,942

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

Продовж. табл. 2.3

№ п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб визначення	№ розрахункових перерізів (ділянок)							
				8	9	10	11	12	13	14	15
1	2	3	4	13	14	15	16	17	18	19	20
1	r	м	По кресленню	0,256	0,252	0,226	0,198	0,189	0,189	0,185	0,185
2	h	м	По кресленню	0,031	0,03	0,036	0,044	0,119	0,099	0,117	0,064
3	t	°C	Формула №9	517,6	479,9	413,2	354,1	367,8	367,8	331,12	331,12
4	σ_{ε}	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot t$	1056,93	1068,18	1088,12	1105,77	1110,61	1110,61	1112,62	1112,62
5	$\sigma_{\varepsilon} h$	Н/м	$((2) \times (4)) \cdot 10^{-6}$	32,76	32,04	39,17	48,65	132,16	109,96	130,17	71,21
6	$2 (\sigma_{\varepsilon} h)_{\text{ср}}$	Н/м	$((5)_{j-1} + (5)_j) \cdot 10^{-6}$	75,04	64,81	71,21	87,82	180,81	242,11	240,12	201,38
7	$\Delta r / 2$	м	$0,5 [(1)_{j-1} - (1)_j]$	0	0,065	0,013	0,014	0,0045	0	0,002	0
8	$(\sigma_{\varepsilon} h)_{\text{ср}} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	0,000	0,421	0,925	1,229	0,813	0,000	0,480	0,000
9	$\int_{r^1}^{r^2} \sigma_{\varepsilon} h \, dr$	Н	$((9)_{j-1} + (8)_j) \cdot 10^{-6}$	2,747	3,168	4,094	5,323	6,137	6,137	6,617	6,617

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

Продовж. табл. 2.3

1	2	3	4	13	14	15	16	17	18	19	20
10	r^2	M^2	$(1)_2 \cdot 10^2$	70,22	63,50	51,07	39,20	35,72	35,72	34,22	34,22
11	$r^2 h$	M^3	$((10)_j \times (2)_j) \cdot 10^3$	2,177	1,905	1,839	1,725	4,251	3,536	4,004	2,190
12	$2 (r^2 h)_{cp}$	M^3	$((11)_{j-1} + (11)_j) \cdot 10^3$	4,986	4,082	3,774	3,564	5,976	7,787	7,541	6,195
13	$(r^2 h)_{cp} \Delta r$	M^4	$((7)_j \times (12)_j) \cdot 10^5$	0,00	27,0	49,0	5,0	27,0	0,00	15,0	0,00
14	$\int_0^r \sigma_a h dr$	M^4	$((14)_{j-1} + (13)_j) \cdot 10^5$	240,0	266,0	315,0	365,0	392,0	392,0	407,0	407,0
15	$\rho \omega^2 I^{*6}$	H	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-5}$	2,339	2,598	3,073	3,559	3,821	3,821	3,968	3,968
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^{*6}$	H	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-5}$	3,699	3,957	4,432	4,918	5,181	5,181	5,328	5,328
17	$\rho \omega^2 I^{*6}$	H	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-5}$	8,68	8,07	8,85	9,63	24,98	20,78	24,08	13,17
18	$\int_0^r \sigma_a h dr + \sigma_a h^2 r^2$	H	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-5}$	11,42	11,24	12,94	14,95	31,12	26,92	30,70	19,79
19	$(k_\varepsilon)^2$	—	$(18)/(16)$	3,089	2,841	2,921	3,041	6,005	5,195	5,761	3,714
20	k_ε	—	$\sqrt{(19)}$	1,757	1,685	1,709	1,743	2,451	2,279	2,4	1,927

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

Продовж. табл. 2.3

№ п/п	Позначення	Розмі рність	Спосіб визначення	№ розрахункових перерізів (ділянок)							
				16	17	18	19	20	21	22	23
1	2	3	4	21	22	23	24	25	26	27	28
1	r	м	По кресленню	0,164	0,164	0,154	0,154	0,122	0,117	0,104	0,087
2	$\hbar$	м	По кресленню	0,237	0,097	0,113	0,141	0,116	0,129	0,121	0,093
3	t	°С	Формула №9	300,07	300	287	287	260	257	252	250
4	σ_{ε}	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot r$	1121,89	1121,89	1125,52	1125,52	1133,76	1134,58	1136,21	1136,85
5	$\sigma_{\varepsilon} \hbar$	Н/м	$((2) \times (4)) \cdot 10^{-6}$	153,69	108,82	127,18	158,69	131,51	166,36	137,47	105,72
6	$2 (\sigma_{\varepsilon} \hbar)_{\text{ср}}$	Н/м	$((5)_{j-1} + (5)_j) \cdot 10^{-6}$	224,90	262,52	238,01	285,88	290,21	277,87	283,83	243,19
7	$\Delta r / 2$	м	$0,5 [(1)_{j-1} - (1)_j]$	0,0105	0,0	0,005	0,0	0,016	0,0025	0,0065	0,0085
8	$(\sigma_{\varepsilon} \hbar)_{\text{ср}} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	2,361	0,0	1,18	0,0	4,643	0,694	1,844	2,067
9	$\int_{r_1}^{r_2} \sigma_{\varepsilon} \hbar dr$	Н	$((9)_{j-1} + (8)_j) \cdot 10^{-6}$	8,979	8,979	10,159	10,159	14,802	15,497	17,342	19,409

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

КР.142.6231М.03.02.ПЗ

Арк.

104

Продовж. табл. 2.3

1	2	3	4	21	22	23	24	25	26	27	28
10	r^2	M ²	$(1)_j \cdot 10^3$	26,89	26,89	23,71	23,71	14,88	13,68	10,81	7,56
11	$r^2 h$	M ³	$((10)_j \times (2)_j) \cdot 10^3$	3,685	2,609	2,68	3,34	1,72	1,76	1,31	0,71
12	$2 (r^2 h)_{\text{cp}}$	M ³	$((11)_{j-1} + (11)_j) \cdot 10^3$	5,875	6,294	5,289	6,024	5,071	3,492	3,075	2,013
13	$(r^2 h)_{\text{cp}} \Delta r$	M ⁴	$((7)_j \times (12)_j) \cdot 10^5$	62,0	0,00	26,0	0,00	81,0	8,731	20,0	17,0
14	$\int_0^r \sigma_a h_a r_a dr$	M ⁴	$((14)_{j-1} + (13)_j) \cdot 10^5$	469,0	469,0	495,0	495,0	576,0	585,0	605,0	622,0
15	$\rho \omega^2 I^{\text{cp}}_0$	H	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-5}$	4,570	4,571	4,828	4,828	5,619	5,704	5,899	6,066
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^{\text{cp}}_0$	H	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-5}$	5,929	5,929	6,187	6,187	6,978	7,063	7,258	7,425
17	$\rho \omega^2 I^{\text{cp}}_0$	H	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-5}$	25,21	17,84	19,59	24,44	16,04	17,12	14,29	9,19
18	$\int_0^r \sigma_a h_a dr + \sigma_a h_a r_a$	H	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-5}$	34,18	26,82	29,75	34,59	30,84	32,62	31,63	28,61
19	$(k_\epsilon)^2$	—	$(18)/(16)$	5,765	4,524	4,807	5,591	4,420	4,618	4,358	3,852
20	k_ϵ	—	$\sqrt{(19)}$	2,401	2,126	2,192	2,364	2,102	2,148	2,087	1,962

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

2.4 Розрахунок опорного підшипника ТВТ на довговічність

Опорний підшипник ТВТ служить опорою для ротора ТКВТ (задня опора). Він сприймає радіальні навантаження, прикладені до валу, і зберігає задане положення осі обертання валу. Роликопідшипники мають значно більшу радіальну вантажопідйомність у порівнянні з рівно габаритними радіальними однорядними шарикопідшипниками.

Щоб уникнути зниження ККД двигуна втрати в підшипниках повинні бути мінімальними. Від якості підшипників в значній мірі залежать працездатність і довговічність двигуна.

Довговічність підшипника — це число оборотів чи годин при заданій частоті обертання, що підшипник повинний проробити до появи перших ознак утоми матеріалу будь-якого кільця чи тіла кочення [10].

На задній опорі ТКВТ встановлений опорний підшипник кочення надлегкої серії – типу 2000; роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний ГОСТ 8328–75. Умовна позначка 1002928 140/190 ([8], табл. 4).

Технічні характеристики підшипника:

$d = 140$ мм; $D = 190$ мм; $B = 24$ мм;

Ролики: $D_m = 12$ мм; $l = 12$ мм; $z = 30$ штук; $i = 1$.

Вантажопідйомність: статична $C_0 = 7840$ кг (78400 Н);

— динамічна $C = 7810$ кг (78100 Н).

Номінальна довговічність підшипника (млн. обертів)

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

де p — емпіричний коефіцієнт; для роликів підшипників $p = \frac{10}{3}$;

C — динамічна вантажопідйомність, Н;

P — еквівалентне радіальне навантаження, Н.

$$C = f_c (i \cdot l \cdot \cos \alpha)^{\frac{1}{3}} z^{\frac{2}{3}} D^{\frac{29}{27}},$$

де $f_c = 7,172$ — методом інтерполяції ([8], табл. 1, с. 105);

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		106

2.5.1 Призначення і склад системи

Система забезпечує змащування й охолодження підшипникових вузлів, зубцюватих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться, на всіх режимах роботи.

У систему змащування двигуна входять: маслоблок, змонтований на загальній рамі і встановлюваний біля ГТД; агрегати маслосистеми, що розташовані в блоці ГТД.

До складу маслоблоку входять наступні елементи (устаткування): бак циркуляційний Б1 з сигналізаторами мінімального РУ1, максимального РУ2 і аварійного РУ3 рівнів, підігрівачем масла ЕП, маслоохолоджувач АТ1, масловіддільник статичний МС1, терморегулятор РТ1, фільтри тонкого відчищення Ф1, Ф10, маслоагрегат відкачувальний з електроприводом (електронасос) Н4, датчики реле різниці тисків РД5 і РД6, манометри МН1...МН4 (місцеві виміри), датчики тиску РД1, РД8 (для дистанційного виміру тиску), датчик різниці тисків РД7, термоперетворювачі опору Т1, Т6, Т7, лічильник рідини СЖ1, фільтр заправний Ф9, клапан зворотний КО1, клапани запірні К1, К2, стоп-крани СК1, СК2, засувки електроприводні З1, З2 і трубопроводи.

В блоці ГТД встановлені наступні агрегати маслосистеми: навішений маслоагрегат Н1 з приводом від КНТ (з одним нагнітаючим і чотирма відкачувальними насосами), маслоагрегат нагнітаючий з електроприводом (електронасос) Н2, маслоагрегат відкачувальний з електроприводом Н3, фільтри захисні Ф2...Ф8 (на вході в окремі змащувальні вузли), бак масловіддільний БМ, клапани зворотні КО2...КО4, стоп-кран СКЗ, шайби дросельні ДР1 і ДР2, сигналізатори тиску РД2, РД3, РД4, термоперетворювачі опору Т2..Т5, магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5, трубопроводи.

КР.142.6231М.03.02.ПЗ

Арк.

108

Підпис і дата

ИВ. Якуби.

Взам. іл. №

Підпис і дата

ИИИВ. Неодли

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

При запуску двигуна (натисканні кнопки “Пуск”) спочатку вступають у роботу маслоагрегати з електроприводом (електронасоси) нагнітаючий Н2, відкачувальний Н3, забезпечуючи змащування двигуна при розгоні.

Масло з циркуляційного бака Б1 забирається нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом Н2 і через фільтр тонкого очищення Ф1 подається на змащування і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться. На вході в підшипникові вузли двигуна встановлені захисні фільтри (сітки) Ф2...Ф7. Крім того, частина масла, яка подається електронасосом Н2 через дросельну шайбу ДР1, надходить на заповнення прийомної труби нагнітаючого насоса навішеного маслоагрегата Н1.

Відпрацьоване масло з переднього корпусу КНТ зливається в нижню коробку приводів, відкіля безпосередньо відкачується секцією відкачувального маслоагрегата з електроприводом НЗ. З задньої опори ТКВТ, опорного вінця ТНТ масло зливається в масловіддільний бак БМ1. З масловіддільного баку БМ1, перехідника і з ОВ ТГ масло відкачується трьома насосами (секціями) маслоагрегата з електроприводом НЗ.

Масло, що відкачується насосами електронасосом НЗ надходить до зворотнього клапана КО2 і по загальному відкачувальному трубопроводу через маслоохолоджувач АТ1, фільтр Ф10 повертається в циркуляційну цистерну Б1. Для підтримки температури масла за маслоохолоджувачем у заданих межах частина масла може пропускатися в обведення маслоохолоджувача через терморегулятор РТ1.

З початку розкручування стартерів і з ростом частоти обертання ротора КНТ паралельно з електронасосами Н3 і Н2 починає працювати навішений маслоагрегат Н1. Працюючи разом з електронасосом Н2, нагнітаючий насос маслоагрегата Н1 забирає масло з бака Б1 і падає його в систему змащування, збільшуючи тиск у системі. Три відкачуючих насоси маслоагрегата Н1 працюють паралельно з насосами відкачувального маслоагрегата з електроприводом Н3; при цьому з

Підпис і дата		перехідника і з ОВ ТГ масло відкачується трьома насосами (секціями) маслоагрегата з електроприводом НЗ. Масло, що відкачується насосами електронасосом НЗ надходить до зворотнього клапана КО2 і по загальному відкачувальному трубопроводу через маслоохолоджувач АТ1, фільтр Ф10 повертається в циркуляційну цистерну Б1. Для підтримки температури масла за маслоохолоджувачем у заданих межах частина масла може пропускатися в обведення маслоохолоджувача через терморегулятор РТ1. З початку розкручування стартерів і з ростом частоти обертання ротора КНТ паралельно з електронасосами НЗ і Н2 починає працювати навішений маслоагрегат Н1. Працюючи разом з електронасосом Н2, нагнітаючий насос маслоагрегата Н1 забирає масло з бака Б1 і падає його в систему змащування, збільшуючи тиск у системі. Три відкачуваючих насоси маслоагрегата Н1 працюють паралельно з насосами відкачувального маслоагрегата з електроприводом НЗ; при цьому з					
Інв. №дог.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. №дог.							
						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
							109
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

нижньої коробки приводів масло надходить безпосередньо до відкачувального насосу маслоагрегата Н1, без використання трубопроводів.

При підвищенні частоти обертання ротора КНТ до заданої величини ($n_{\text{кнт}} \geq 4800$ об/хв.) електроприводні маслоагрегати Н2 і Н3 відключаються, а змащування і охолодження змащувальних елементів двигуна здійснюється тільки навішеним маслоагрегатом Н1.

При зниженні частоти обертання ротора КНТ до заданої електроприводні маслоагрегати Н2 й Н3 знову включаються, працюючи паралельно з насосами маслоагрегата Н1. Після зупинки двигуна електронасоси продовжують працювати і відключаються через 15 хвилин після сигналу “Стоп”.

Маслоповітряна суміш з переднього корпусу КНТ, перехідника, масловіддільного бака БМ1 і з відкачувального трубопроводу ОВ ТГ по трубах суфлювання відводиться в статичний масловіддільник МС1. У статичному масловіддільнику МС1, який має два ступеня очищення повітря, що відводиться, відбувається відділення масла від маслоповітряної суміші. Масло з першого і другого ступінів очищення масловіддільника МС1 зливається в циркуляційний бак Б1. Очищене повітря з масловіддільника відводиться в газовідвід.

Маслоагрегат з електроприводом (електронасос установки) Н4 служить для вивантаження масла з циркуляційного бака Б1 у залежності від того, відкритий клапан з електроприводом (засувка установки) 32 чи стоп-кран СК2, а також для перекачування масла по закільцівці при його прогріві.

Заправлення бака Б1 здійснюються через відкриту електроприводну засувку 31 і заправний фільтр Ф9 тонкістю очищення 100 мкм.

Для дистанційного контролю тиску масла на вході в двигун і на лінії відкачки служать датчики тиску відповідно РД1 й РД8. Крім того, для місцевого контролю тиску до і після фільтрів Ф1 і Ф10 встановлені відповідно манометри МН1 і МН2, МН3 і МН4.

У системі автоматики виробу передбачений захист двигуна у випадку аварійного падіння тиску масла на вході в двигун. При зниженні тиску масла нижче визначеного значення один із сигналізаторів тиску РД2 чи РД3 видає сигнал на

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Інв. № дубл.							110
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

кнопки “Пуск”. При зниженні тиску масла нижче 0,2 МПа на режимах вище $n_{\text{кр}} =$

ладу відкачувального електронасоса НЗ і зниження тиску масла за ним до 0,02 МПа.

величини (0,15 МПа) датчики різниці тисків РД5 і РД6 видають сигнал про

ТКВТ і ОВ ТНТ контролюється за допомогою датчика різниці тисків РД7, до якого з

масляних порожнин (окрім переднього корпусу КНД) і на лінії відкачки (перед і

його масляних порожнин встановлені магнітні сигналізатори стружки

РУ1, РУ2 і РУ3, що забезпечують сигналізацію мінімального, максимального і

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						111
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підпис і дата	Інв. №УОЛ	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №ОДЛ

2.5.3 Технічні вимоги до системи

- | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-----------------------|
| | | | | | КР.142.6231м.03.02.ПЗ |
| | | | | | |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | |

забезпеченням вільного зливу з масловіддільника МС1 під мінімальний рівень масла в баці Б1.

- 7.5. Трасування трубопроводів об'єкта, що перешкоджає сливу масла в циркуляційну цистерну при непрацюючому двигуні.
- 7.6. Очищення та іспит трубопроводів маслосистеми об'єкта і цистерни Б1 перед підключенням їх до маслосистеми двигуна.
- 7.7. Заправлення цистерни Б1 маслом з класом чистоти не гірше 13 за ГОСТ 17216–71.
- 7.8. Виготовлення циркуляційного бака (цистерни) Б1 і трубопроводів об'єкта з антикорозійного матеріалу.
8. Система керування і захисту повинна передбачати:
 - 8.1. Функціонування захистів по падінню тиску масла на вході в двигун:
 - по датчику РД2 (зупинка ГТД) — при частоті обертання ротора КНТ вище 3600 об/хв;
 - по датчику РД3 (переклад двигуна на холостий хід) — при частоті обертання ротора КНД вище 7000 об/хв.
 - 8.2. Функціонування захисту по падінню тиску масла відкачки по датчику РД4 (зупинка ГТД) — від 10 с після включення електронасоса Н2 до його відключення.
 - 8.3. Функціонування захисту по зниженню перепаду тисків нижче допустимого по сигналу від датчика РД7.
 - 8.4. Функціонування захисту по незакриттю крана СК3 — при тиску повітря за КВТ нижче 0,9 МПа.
 - 8.5. Керування роботою електронасоса Н4 по прокачуванню масла при підігріві і вивантаженні масла з місцевого пульта по команді оператора, тільки при відкритих кранах СК2 або 32.
 - 8.6. Включення електронасосів Н2, Н3 з натисканням кнопки “Пуск” при заданих оборотах і при тиску нижче тиску спрацьовування датчиків РД2, РД3.

[illegible]

Підпис і дата	Інв. №убл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №одп.
---------------	------------	--------------	---------------	------------

					КР.142.6231м.03.03.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент.		Сорочинська А.Д.						
Керівник		Сербін С.І.					117	132
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.

Підпис і дата	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №	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.
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк. 117

3.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному відділенні

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

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

В машинному відділенні мають місце наступні небезпечні і шкідливі виробничі чинники (ГОСТ 12.0.003-74):

- підвищена температура поверхонь устаткування;
- підвищена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- небезпека ураження електричним струмом;
- підвищена вибухонебезпечність;
- підвищена пожежонебезпечність;
- наявність у повітрі робочої зони шкідливого газу.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих чинників в СЕУ є ГТД і редуктор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу МВ необхідно, щоб показники, які 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 її самопочуття.

Шум і вібрація притупляють слух, порушують діяльність нервової системи. Вплив вібрації не тільки погіршує самопочуття працюючого і знижує продуктивність праці, але і створює частотні малоамплітудні коливання і

внутрішніх органів. Дуже частий вплив вібрації приводить до важкого - віброхвороби.

Причиною збудження вібрацій є виникаючі при роботі ГТД неврівноважені і силові впливи. Причиною дисбалансу може стати неоднорідність матеріалу дисків і турбін, розбіжність центра маси тіла й осі обертання, великі допуски деталей по і радіальним і торцевим биттях.

Необхідно пам'ятати, що внутрішні органи також мають резонансні (власні) І частоти 6-9 Гц. Коливання робочих місць із зазначеними частотами дуже І небезпечні, тому що можуть викликати порушення нормальної діяльності органів І рівноваги (вестибулярного апарату), механічне ушкодження чи навіть розрив І внутрішніх органів

Вібрація може не викликати хворобливих відчуттів, але утруднити 1 проведення роботи.

При роботі ГТУ створюється шум великої звукової потужності. Фактори, що викликають шум механічного походження, наступні: інерційні збуджуючі сили; зіткнення деталей у вузлах внаслідок неминучих зазорів; тертя в зчленуваннях деталей механізмів. У СЕУ це підшипники кочення і зубчасті передачі, а також неврівноважені обертові частини двигуна, і Високий рівень шуму, особливо при тривалій дії не тільки вражає органи але і робить шкідливий вплив на нервову систему і діяльність всього організму людини. При його дії ослаблюється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може з'явитися причиною нещасного випадку.

Під впливом шуму, що перевищує 85-90 дБл, у першу чергу знижується слухова чутливість на високих частотах. Патологічні зміни в організмі людини, що виникли під впливом шуму, розглядають як шумову хворобу.

В таблиці 3.1 приведені гранично допустимі рівні шуму на морських судах

Таблица 3.1

Приміщення і місце роботи	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних смугах з середньо-геометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Машинне відділення								
3 постійною вахтою	99	92	86	83	80	78	76	74
Періодичного обслуговування (при дистанційному керуванні з ЦПУ)	107	100	96	93	90	88	86	85
3 безвахтовим обслуговуванням (при автоматизації керування механізмами)	111	105	100	97	95	93	91	90
ЦПУ енергетичної установки	83	74	68	63	60	57	55	54

Основними джерелами шуму в СЕУ є: усмоктуючий (повітрязбірний) та вихлопний патрубки ГТД; корпус ГТУ її агрегатів.

У ГТУ найбільше значення має аеродинамічний шум. Основним джерелом шуму, випромінюваного повітрозабірним трактом ГТД, є компресор, який генерує шум в області середніх і високих частот, що складається з широкосмугового “білого” шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні по своїй інтенсивності можуть на 15—20 дБ перевищувати рівень широкосмугового шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі — струмінь продуктів згоряння, який породжує шум у процесі її турбулентного змішання з навколишнім повітрям.

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

					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						120
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шум корпусу породжується укладеними 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 звичайно механічними причинами, а високочастотна аеродинамічними збудженнями. До механічних причин відносяться коливання (вібрації), викликані невірноваженістю роторів, роботою зубчатих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння і інших частин, тим або іншим чином пов'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними збудженнями є і різні нестационарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Шум камери згоряння має складну природу, відбиваючи складність процесів, що протікають у ній. По самій своїй конструкції вона є зосередженням аеродинамічних генераторів шуму: струменів, які впадають в порожнину жарової труби; закручених потоків, створюваних завихрювачами зворотних течій.

Разом з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Істотну частку шуму, породжуваного камерою згоряння, можуть складати компоненти, які пов'язані з нестабільністю процесу горіння. В даному випадку мається на увазі нестабільність, що виявляється у вигляді сталих коливань, відмінних від гулу горіння значною амплітудою і добре вираженою частотою.

Рациональне освітлення повинне забезпечувати достатню і постійну освітленість робочих поверхонь у МВ, а також необхідний розподіл яскравостей у навколишньому просторі, відсутність сліпучої дії джерела світла. Невиконання цього може привести до зниження працездатності, травми, професійному захворюванню і т. д.

Нормування освітлення приміщень МВ судна є умовою високої продуктивності праці і запобігає імовірності травматизму. Освітленість повинна бути не менш 75 лк, що цілком забезпечують люмінесцентні лампи. Пристрій висвітлення і норми освітленості регламентують документи: "Норми штучного освітлення на судах морського флоту 2506-81" і "Норми штучного висвітлення на судах річкового флоту 2109-78". Згідно з цими нормами електричне і висвітлення містить у собі основне, аварійне і переносне освітлення.

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
Інв. №убл.							121
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. №одл.							
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як джерела світла використовуються лампи накаливання і люмінесцентні лампи, що у залежності від місця установки вибираються різного типу виконання: відкритими, брызкозахищеними, вибухобезпечними.

Небезпека поразки електричним струмом виникає при роботі з електростартерами, обслуговуванні і ремонті ГРК, генераторами електричної енергії й іншим електроустаткуванням. З метою запобігання поразки електричним струмом передбачене захисне заземлення суднового устаткування відповідно ГОСТ 12.1.030-81.

У зв'язку з тим, що ГТД працює з застосуванням високих тисків палива, масла, повітря і перегрітої пари, існує імовірність руйнування апаратури, що і знаходиться під тиском, при цьому порушення герметичності може бути зв'язане і з вибухом. Небезпека виникнення пожежі при роботі ГТУ може виникнути при пробої електроізоляції, витоках палива і масла, неправильному збереженні пально-мастильних матеріалів.

При роботі з перегрітою парою, подаваною з УПГ у ПТ, існує імовірність руйнування трубопроводу з витіканням пари в МВ. Оскільки пара при високих параметрах сухості і тиску минає з великою швидкістю, то вона не видна. Єдиний спосіб знайти — по шуму витікання. Улучення пари на шкіру людини приводить до найсильніших опіків.

Стан повітряного середовища (мікроклімат) у приміщеннях СЕУ в основному характеризується температурою, вологістю, змістом шкідливих домішок і швидкістю повітря, а також радіацією навколишніх поверхонь. Для підтримки необхідних Санітарними правилами параметрів повітряного середовища в приміщеннях СЕУ встановлюють системи приточно-витяжної вентиляції й опалення, а в посадах керування СЕУ, наприклад, також системи кондиціонування повітря (для видалення тепло- і газовиділень, подачі свіжого повітря і т.п.).

ГТД насичений трубопроводами, тому при витокі і випаровуванні технічних рідин, масла і інших речовин відбувається забруднення повітря. Витік газів у приміщеннях машинного відділення при роботі головного двигуна і допоміжного енергоустаткування складається з: продуктів повного згоряння палива (CO_2 , H_2O , 50^*); компонентів неповного згоряння (CO , C_xH_y) \ оксидів азоту (NO_2); альдегідів

Підпис і дата	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №	КР.142.6231м.03.03.ПЗ Арк. 122
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

(RCHO); сажових і золистих часток. Майже усі компоненти газів являються токсичними і негативно впливають на організм людини, викликаючи різні хвороби.

В таблиці 3.2. приведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів продуктів згоряння і випаровування, які можуть потрапляти в МВ.

Таблиця 3.2

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

У відповідності з ГОСТ 12.1.005—88 “Загальні вимоги до повітря робочої зони” встановлено норми на температуру в машинному відділенні і на його чистоту. Санітарними правилами потрібно підтримувати на робочих місцях у постах і на площадках керування в МВ відносну вологість повітря 40-60% і температуру не вище 25°C при холодних і помірних кліматичних умовах і не вище 28°C при плаванні в південних широтах (тропіках). Чистота повітря в МВ забезпечується повітрообміном. Труднощі підтримки заданих параметрів повітря в МВ пов'язані з великими газо- і тепловиділеннями устаткування.

Під час роботи для ІГТУ характерне виділення великої кількості тепла, а також парів палива та масла, що погіршують склад повітряного середовища і віддають свій запах на одяг машинної команди. Високі температури впливають на теплову рівновагу організму людини, прискорюють серцебиття і потовиділення. Теплові перевантаження порушують серцево-судинну діяльність і знижують увагу.

Тому, для зменшення змісту шкідливих речовин у повітрі, зниження вологості і температури повітря в МВ судна передбачено відповідно до СП 2641-82 “Застосування приточно-витяжних систем вентиляції”.

Підпис і дата	
Інв. № укл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № укл.	

					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						123
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Концентрація COx у повітрі, що видаляється :

$$g_{\text{вх}} = g_{\text{гдк}} = 0,02 \text{ г/м}^3;$$

де $q_{\text{гдк}}$ - гранично допустима концентрація оксидів вуглецю в приміщенні;

Концентрація COx у підвідному повітрі :

$$g_{\text{под}} = 0,3 \cdot g_{\text{гдк}} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ г/м}^3;$$

Необхідний об'єм подаваного повітря:

$$v = \frac{G \cdot r \cdot n \cdot 1000}{60 \cdot (q_{\text{вх}} - q_{\text{под}})} = 28029 \text{ м}^3/\text{год};$$

Система вентиляції МКВ являє собою загальний повітровід, від якого повітря по каналах, що закінчуються повітророзподільною арматурою, надходить у обслуговуємо приміщення до основних робочих місць. Видаляється повітря з МВ через двері і спеціальні повітроприймальні жалюзійні пристрої (решітки) у перебірках, бортах, подволоках приміщень МВ. Система вентиляції кожного борта автономна.

2. Необхідний об'єм повітря, яке подається на 1 борт:

$$v_1 = \frac{v}{2} = 14015 \text{ м}^3/\text{год};$$

3. Діаметр центрального повітропроводу:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot v}{\pi \cdot w \cdot 3600}} = 0,8941 \text{ м};$$

де $w = (4 \dots 8) \text{ м/с}$ — швидкість руху повітря у повітропроводі;

Знаходимо $D_y = 900 \text{ мм}$ по [20, табл. 60].

4. Площа живого перетину повітропроводу:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,6362 \text{ м}^2;$$

5. Втрати напору на прямолінійних ділянках:

$$H_{\text{тр}} = \frac{\lambda L w^2 \rho}{2 g d} = 1,003 \text{ кг/м}^3;$$

Де λ , коефіцієнт гідравлічних втрат у трубопроводі. Для трубопроводу систем вентиляції і кондиціонування повітря, виготовлених зі сталі і легкого сплаву, коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} = 0,3164 \cdot (0,372 \cdot 10^6)^{-0,25} = 0,0128$$

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

					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						125
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Re — число Рейнольдса;

$$Re = \frac{wd}{\nu} = 0,372 \cdot 10^6$$

ν — кінематичний коефіцієнт в'язкості $\nu = f(t)$;

$$\nu = 15,0 \cdot 10^6 \text{ M}^2/\text{c} \quad t = 20^\circ\text{C}$$

L — сумарна довжина прямолінійних ділянок повітропроводу приймається заданими для судна «Капітан Смирнов» 30 метрів; g — прискорення вільного падіння; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ρ — густина повітря, кг/м^3 ; прийнято $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

6. Місцеві втрати напорів.

— Втрати при повороті на 90°

$$H_m = \xi \frac{w^2}{2q} n = 4,14 \text{ кг/м}^3;$$

де ξ — коефіцієнт місцевих опорів, для циліндричних відводів виконанням $R/D_y = 0,21$ ([20], стор. 338);

n — кількість поворотів оцінюється конструктивно; $n = 10$.

— Втрати напору на відгалуженнях трубопроводу

$$H_m = \xi \frac{w^2}{2q} n = 9,896 \text{ кг/м}^3;$$

де ξ — коефіцієнт втрат на відгалуженнях для притомних трійників, прийнято $\xi = 0,5$; n — кількість відгалужень, прийнято $n = 10$.

7. Загальні втрати напору вентиляційної сіті (мережі)

$$H_{\Sigma} = H_{\Sigma_1} + H_{\Sigma_2} + H_{\Sigma_3} = 149,13 \text{ кгс/м}^2$$

8. Характеристика вентиляційної сіті.

Без побудови характеристик системи і вентилятора можна визначити робочу точку:

$$k = \frac{H \Sigma}{V^2} = 7,5924 \cdot 10^{-7}$$

Характеристика сіті виражається рівнянням виду:

$$H_i = H_{i-1} + k \cdot Q_i$$

де $H_{ст}$ — статичний напір мережі, що визначається різницею геометричних висот; $H_{ст} = 0$.

Підпис і дата	— Втрати напору на відгалуженнях трубопроводу					
	$H_m = \xi \frac{w^2}{2g} n = 9,896 \text{ кгс/м}^3;$					
Інв. № дубл.	де ξ — коефіцієнт втрат на відгалуженнях для притомних трійників, прийнято $\xi = 0,5$; n — кількість відгалужень, прийнято $n = 10$.					
	7. Загальні втрати напору вентиляційної сіті (мережі)					
	$H_{\Sigma} = H_{mf} + H_m + H_{\pi} = 149,13 \text{ кгс/м}^2$					
Взам. інв. №	8. Характеристика вентиляційної сіті.					
	Без побудови характеристик системи і вентилятора можна визначити робочу точку:					
	$k = \frac{H_{\Sigma}}{V^2} = 7,5924 \cdot 10^{-7}$					
Підпис і дата	Характеристика сіті виражається рівнянням виду:					
	$H_c = H_{cm} + k \cdot Q_c^2,$					
Інв. № подл.	де H_{cm} — статичний напір мережі, що визначається різницею геометричних висот; $H_{cm} = 0$.					
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						126
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

k — коефіцієнт, що залежить від втрати напору в системі. $Q = V$, м3/год.

За результатами розрахунку можна побудувати характеристику сіті

$H_c = 7,5924 \cdot 10^{-7} \cdot Q^3$, кгс/м2 і підібрати вентилятор.

Найближчим по накладенню характеристик є обраний електровентилятор 160/16 ЦСУ-45Б перемінного струму, двохшвидкісний ([20], стор. 229).

Таблиця 3.3 — Технічні дані електровентилятора 160/16 ЦСУ-45Б

Параметри	При частоті обертання	
	мінімальний	максимальний
Витрата на розрахунковому режимі, м3/год	8000	16000
Повний тиск, кгс/м ²	52	210
ККД вентилятора	0,51	0,64
Максимальна споживана потужність, кВт	31,8	
Діапазон стійкої роботи по витраті, м ³ /год	0-12000	0-24000
Нагрівання повітря у вентиляторі	1	4
Тип електродвигуна	АО2 81 – 8/4М	
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	19,0	28,0
Напруга, В	380	
Частота обертання електродвигуна, об/хв	750	1500
Пускова апаратура	ПММ-3112	

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.03.ПЗ

Арк.

127

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

3.3. Розробка заходів по техніці безпеки для персоналу МВ

Техніка безпеки — це система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають впливові на працюючих небезпечних і шкідливих факторів [24].

Для зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів», перерахованих у розділі 4.1. необхідне проведення наступних заходів по охороні праці персоналу МВ.

Для видалення шкідливих домішок, які надходять з трубопроводу в ГТД повинна бути передбачена система приточно-витяжної вентиляції, то буде забезпечувати необхідну кількість повітря і параметри повітряного середовища в приміщеннях МВ.

Для захисту від шуму найгалаєливіші машини і механізми 11У повинні бути шкриті звукоізолюваними кожухами, локалізуючи джерело шуму. На усмокту пильних патрубках компресорів установлюють глушители, а ноштронриймилньні шихти постааають доаатковими звукоізолюючими стінками.

Крім того, для зниження шуму застосовують поворот каналу газоходу і патрубків підведення повітря в компресор при наявності звукопоглинальної ізоляції на повороті каналу. В окремих випадках необхідне застосування засобів індивідуального захисту: вкладиші — знижують шум на 5—20 дБ; навушники -7-38 дБ; шоломи — при впливі шумів з рівнем більш 120 дБ.

Для зниження шумів механічного походження (від вібрації ротора, роботи підшипника і т. п.) застосовують наступні міри: ретельне балансування і центрування роторів, висока точність виготовлення підшипників, заміна підшипників кочення підшипниками ковзання, застосування високоякісних масел. З метою ослаблення структурного шуму і вібрації, переданих працюючими механізмами на корпусні конструкції, останні встановлюють на амортизатори.

Слід зазначити, що завдяки наявності в тепловій схемі ГТА теплообмінних апаратів (УГІГ і ПК) у газохідних трактах, вихлопний шум в ГТУ значно знижується (до 80 дБ), тому додаткові заходи щодо подальшого зниження вихлопного шуму не потрібні.

Підпис і дата	Крім того, для зниження шуму застосовують поворот каналу газоходу і патрубків підведення повітря в компресор при наявності звукопоглинальної ізоляції на повороті каналу. В окремих випадках необхідне застосування засобів індивідуального захисту: вкладиші — знижують шум на 5—20 дБ; навушники -7-38 дБ; шоломи — при впливі шумів з рівнем більш 120 дБ.				
Інв. №зубл.	Для зниження шумів механічного походження (від вібрації ротора, роботи підшипника і т. п.) застосовують наступні міри: ретельне балансування і центрування роторів, висока точність виготовлення підшипників, заміна підшипників кочення підшипниками ковзання, застосування високоякісних масел. З метою ослаблення структурного шуму і вібрації, переданих працюючими механізмами на корпусні конструкції, останні встановлюють на амортизатори.				
Взам. інв. №	Слід зазначити, що завдяки наявності в тепловій схемі ГТА теплообмінних апаратів (УГІГ і ПК) у газохідних трактах, вихлопний шум в ГТУ значно знижується (до 80 дБ), тому додаткові заходи щодо подальшого зниження вихлопного шуму не потрібні.				
Підпис і дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ Арк. 128				
Інв. №модл.					
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					

Для зниження вібрації багато трубопроводів мають гнучкі металорукова. Установлено демпфірування доступних поверхонь з використанням композиційних матеріалів чи використанням вібродемпфіруючого покриття.

Усі ці заходи допомагають знизити рівні вібрації і шуму при тривалій роботі ГТУ до рівня не вище 80 дБ відповідно ГОСТ 12.1.003-83.

Небезпека поразки електричним струмом виникає при роботі з електростартерами, генераторами й іншим електричним устаткуванням. З метою запобігання поразки електричним струмом, електроустановки оснащують захисними засобами, включаючи індивідуальні засоби захисту: діелектричні рукавички, килимки, діелектричні калоші, ізолюючі підставки (з вказівками напруги). Також мірами захисту є: електричний поділ мережі, використання подвійної ізоляції, захисне заземлення, зануління, організація безпечної експлуатації електроустановок.

Для забезпечення безпеки людей, що працюють з електричним струмом, усі струмоведучі поверхні повинні бути ізольовані. Ізоляція, у процесі експлуатації, повинна задовольняти вимогам ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ "Електробезпека, Загальні вимоги, номенклатура видів захисту.

Загальне освітлення допускається перемінним чи постійним струмом напругою не вище 220 В з живленням від судових генераторів. У випадку виходу з ладу основного висвітлення включають аварійне напругою 24 чи 36 В з живленням від акумуляторів або 220 В з живленням від АДГ.

Для запобігання влучення людини під рухомі елементи енергетичної установки, застосовуються засоби колективного захисту: запобіжники, блокератори (сигналізуючи та спеціальні за ГОСТ 12.04.011-75). На всіх обертових і рухомих деталях, передбачені захисні кожухи. Також для запобігання травматизму в машинному відділенні проводяться наступні заходи: забезпечення ширини проходу між механізмами не менш 0,8 м; передбачення аварійного виходу з машинного відділення; застосування аварійного й огорожувального устаткування, перешкоджаючого появі людини в небезпечній зоні.

Для зменшення небезпеки виникнення пожежі на ГТД повинні бути І передбачені системи пожежегасіння. Паливопроводи, масляні ємності й інші

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
Інв. №							129
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. №							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

трубопроводи повинні бути герметичні, розташовуватися в приміщеннях ізольованих від ГТД, на безпечній відстані від високотемпературної зони. З метою протипожежної профілактики в машинному відділенні ведеться постійний І контроль за температурою в самому приміщенні, у цистернах з маслом і паливом. Боротьба з пожежонебезпекою передбачає надійну ізоляцію, герметизацію кожуха камери згоряння, усунення витоків масла, недопущення появи відкритого вогню в зоні камери згоряння. Обслуговуючому персоналу категорично заборонено користатися відкритим вогнем, курити в МВ. Для запобігання пожежі необхідно: легкозаймисті матеріали конструкцій покрити вогнетривкою фарбою; періодично перевіряти електромережі і заземлення механізмів. Для ліквідації пожеж у МКВ передбачені системи об'ємного хімічного гасіння пожеж (вуглекислотні) зі станцією С02 укомплектованої балонами з С02 ємністю 40 літрів кожний.

Причиною аварії устаткування може бути перевищення розрахункових параметрів установки, помилка персоналу, відмовлення роботи автоматичного захисту. Тому особливо важливим при профілактиці аварій стає застосування автоматичних систем керування СЕУ, що підтримують режим роботи установки і сигналізують про неполадки. На ролкері «Капітан Смирнов» установлена СДАК «Залив». До складу КСК ТС «Залив-М» входять: інформаційна система «Шипка-М»; керуючі системи «Прибій-1» (допоміжне устаткування, що обслуговує ГД), «Іжора—М» (електроенергетичне устаткування), «Нарчъ—М» (загальносуднові системи), «Ілмень-М» (вантажні операції). Керування головних двигунів з рубки здійснюється за допомогою серійних систем «Грім».

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
Інв. №убл.							130
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. №одл.							
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1. Машинні відділення судів, що знаходяться в експлуатації, їхні енергетичні установки повинні відповідати Правилам Морського Регістра України, Санітарним правилам для морських і річкових судів України і Вимогам техніки безпеки до судів.

3. У машинному відділенні на видному місці вивішують: **схеми** переключення всіх трубопроводів із указівкою клапанів, вентилів, кранів і їхнього призначення, розкладу вахт і тривоги, інструкцій з обслуговування механізмів. У них дані конкретні вказівки персоналу на випадок виникнення небезпечних ситуацій.

5. Не слід допускати форсовану роботу установки більше часу, встановленого заводською інструкцією з експлуатації.

7. У МВ завжди повинні підтримуватися чистота і порядок. Всі інструменти, ЗІП, огорожувальні щити, поручні повинні знаходитися на визначених місцях у справному стані.

Висновки по розділу

У розділі “Охорона праці” проведений аналіз основних небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні судна, їхній вплив на організм людини, запропоновані заходи для їхнього усунення і засоби захисту від них, розрахована загальнообмінна система вентиляції в МВ, а також сформульовані загальні положення по техніці безпеки.

Для загально обмінної вентиляції в МВ обраний електровентилятор 160/16 ЦСУ—45 Б, який подає необхідний об'єм повітря і забезпечує розведення забрудненого повітря до допустимої концентрації. Тим самим він буде забезпечувати підтримку необхідних параметрів повітряного середовища у всьому об'ємі приміщення.

Підпис і дата	Інв. №докл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №докл.	КР.142.6231м.03.03.ПЗ Арк. 132
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Підпис і дата	Інв. №убл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №одп.
---------------	------------	--------------	---------------	------------

					КР.142.6231м.03.04.ПЗ.			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент.		Сорочинська А.Д.						
Керівник		Сербін С.І.					134	143
Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.						
.								

Вступ

У зв'язку зі швидким розвитком техніки й ускладненням виробничих процесів підвищується негативний вплив шкідливих відходів виробництва біосферу Землі. В результаті цього відбувається розбалансування взаємодії і екосистем, що у свою чергу викликає згубні наслідки для природи.

В процесі експлуатації судно знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім і середовищем: для роботи СЕУ і судових систем споживає забортну воду і повітря, скидає в атмосферу випускні гази, а в гідросферу — забортну воду з теплообмінних апаратів і нафтовмісні води, являється джерелом теплового, шумового, вібраційного і радіаційного забруднень біосфери та ін. Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, судових систем і ЕУ, конструкцій механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварій чи загибелі суден сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

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

Охорона навколишнього середовища повинна розглядатися не як раптово виникла проблема або непередбачений результат 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 дії антропогенного характеру на природу досягли великих масштабів. Щоб виключити можливе явище т.зв. “екологічної кризи”, необхідні зусилля наукових, суспільних і інших організацій, і тому розробка заходів, щодо зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище, є однією з пріоритетних задач природоохоронних організацій усього світу.

КР.142.6231м.03.04.ПЗ.

Арк.

134

Підпис і дата

Інв. №обл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. №одл.

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

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

Випускні гази забруднюють атмосферу та погіршують видимість. Крім того, викиди вуглеводнів разом з опадами повертаються на землю, а більша їх частина ! попадає в морське середовище. Це джерело забруднення є найбільш ! розповсюдженим та небезпечним.

Крім того, робочі речовини попадають у лляла при профілактичних оглядах і ремонтах устаткування, недбалому транспортуванню речовин по МВ і при порушенні машинною командою правил технічної експлуатації устаткування. У лляла іноді скидають відстояну воду із витратних паливних цистерн. Забортна вода може надходити через сальникові ущільнення дейдвудних пристроїв суднових валопроводів, фільтрацію через нещільності зовнішньої обшивки.

Надходження різних робочих речовин у лляла можливе внаслідок випадкових і аварійних ситуацій. Таким чином, лляльні води (ЛВ) являють собою суміш робочих речовин: води, палива, масла. Їх кількість залежить від водотоннажності судна та його призначення.

Проблема полягає в тому, що відкачувати за борт лляльні води заборонено, тому з них насамперед необхідно відібрати шкідливі домішки, а потім очищену воду скинути за борт. Лляльні води являють собою складну суміш, яка важко піддається розділенню. Деякі компоненти суміші згущуються і повільно осідають та налипають на елементи набору корпусу. Основна маса нафтопродуктів знаходиться на поверхні. У ходовому режимі судна вміст нафти на поверхні складає 25...35 г/л і більше.

Другий шар, який складає більше 70% загальної висоти ЛВ, вміщує завислі нафтопродукти, які досить інтенсивно відстоюються і мають нафтовміст 1300... 1700 мг/л. Третій шар (25% загальної висоти ЛВ) складається з порівняно стійких емульгованих нафтопродуктів з вмістом нафти менше 1000 мг/л. У четвертому (придонному) шарі ЛВ вміст нафти становить 80... 120 мг/л. Усе це не дозволяє безпосередньо скидати ЛВ за борт без відповідної обробки.

Нафта та нафтопродукти, що скидаються з суден, потрапляючи до води, можуть розпливатися у вигляді тонкої плівки на великій площі. Наприклад, 1т нафти може покрити до 12 км² водної поверхні. Останніми дослідженнями, які проведені під керівництвом Marine Environment Protection Committee (MEPC), встановлено, що більше третини Світового океану покрито нафтовою плівкою, негативний вплив якої виявляється в тому, що вона перешкоджає обміну теплоти та вологи між гідро- та атмосферою, тобто глобальному процесу, який регулює клімат на планеті та визначає погоду; затримує проникнення сонячних променів в глибину води, ослаблюючи процес фотосинтезу водоростей, які виробляють кисень; перешкоджає заглинанню личинками риб первинного повітря для заповнення плавального міхура; є токсичною.

Під час експлуатації на суднах накопичується значна кількість відходів, що І пов'язані з обслуговуванням судна та механізмів, а також життєзабезпеченням екіпажу та пасажирів. Суднові відходи, які є одним із джерел забруднення морського середовища, поділяються на дві групи — стічні води (СВ) і сміття.

Вкидання СВ і сміття призводить до значного погіршення умов життєдіяльності морських організмів.

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
Інв. №							136
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. №							
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, скидання в море стічних вод, сміття, неочищених від нафтопродуктів лляльних і трюмних вод є одним з основних джерел забруднення морського середовища при експлуатації суден.

Найбільш складними, розгалуженими і призводящими до забруднення навколишнього середовища, є паливна і масляна системи. Паливну систему конструюють в такому виконанні, при якому паливо не потрапило б на палубу, за борт і в лляла МВ. Однак, не дивлячись на всі міри, уникнути надходження лляльних вод на судно не вдається. Забруднювачами лляльних вод є масло і паливо від протікання гідравлічного устаткування. Системою нафтовмісних трюмних вод обладнані такі приміщення, як: МКВ, румпельне відділення, насосні, коридори трубопроводів.

Витоки нафтопродуктів, забруднене паливо й масло після відчищення фільтрів і іншого устаткування, шлам сепарації палива й масла збираються в танк збору лляльних вод.

Ляні води МВ, відсепарована вода і відстій з паливних і масляних цистерн перекачуються в танки збору лляльних вод. Збірні танки звичайно виконуються вбудованими. Кожен танк обладнається: горловиною для доступу і відчищення; повітряною трубою; пристроєм для промивання і пропарювання, змійовиком підігріву; світловою і звуковою сигналізацією, що спрацьовує при заповненні танка на 80%.

4.2 Очистка лляльних вод судна

Відповідно до вимог Міжнародної Конвенції з запобігання забрудненню з суден та протоколу до неї — Конвенція МАРПОЛ 73/78 — всі судна, що будуються, обов'язково обладнують комплексом природоохоронних установок.

Нафтопродукти в лляльних водах судна можуть знаходитися в емульсійному стані і на поверхні води бути у виді плівки товщина якої в залежності від кількості нафтопродуктів може мінятися від часток міліметра до декількох сантиметрів.

Надходження лляльних вод залежить головним чином від водотоннажності судна,

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
Інв. №							137
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. №							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

У ЛВ міститься до 80% палива, до 30% масел, до 5% механічних домішок, а також поверхнево-активні речовини [6].

Обсяг цистерни запасу визначається з умов часу перебування в зоні з забороненим скиданням ЛВ. Так при часі перебування $x_{\text{з}} = 5$ діб, обсяг лояльних вод складає:

При автономності плавання судна 20-30 діб на судні накопичується велика кількість лляльних вод, які необхідно видаляти. При цьому повинна бути виключена можливість скидання вод з нафтовмістом, що перевищують установлені норми (вміст нафтопродуктів у НВВ складає в середньому 2000...3000 млн'1; що багато в чому перевищує ГДК 100 млн'1). З цією метою на судні встановлюється система автоматичного виміру, реєстрації і керування скиданням. Ця система повинна забезпечувати вимір і безупинну реєстрацію нафтовмісту в скиданні і керування скиданням.

- для внутрішніх морів — 15 млн^{-1} ;
- для океанів — 100 млн^{-1} ;
- для рік, портів, акваторій — 10 млн^{-1} .

Задача збереження навколишнього середовища в конкретному випадку зважується шляхом відчищення і зниження токсичності скидань НВВ.

Підпис і дата	автоматичного виміру, реєстрації і керування скиданням. Ця система повинна забезпечувати вимір і безупинну реєстрацію нафтовмісту в скиданні і керування скиданням.																			
Інв. № докл.	У додатку I Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден (МАРІ ЮЛ 73/78) обговорені правила скидання нафти з суден [4]: - для внутрішніх морів — 15 млн⁻¹; - для океанів — 100 млн⁻¹ ; - для рік, портів, акваторій — 10 млн⁻¹ .																			
Взам. інв. №	Крім лляльних вод на судні мається великий обсяг трюмних, промивних та баластових вод. Останні заповнюють паливні цистерни після їхнього спорожнювання з метою укреновки та удиферентовки, забезпечення стійкості й інших морехідних якостей судна.																			
Підпис і дата	Задача збереження навколишнього середовища в конкретному випадку зважується шляхом відчищення і зниження токсичності скидань НВВ.																			
Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.04.ПЗ.																			
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td></tr></table>															Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк. 138
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																

Для цієї мети на судні необхідно установити сепаратори, що дозволяють очистити воду з концентрації домішок до 15 млн^{-1} , що відповідає вимогам конвенції до устаткування систем НВВ, а саме: на судні встановлені мала накопичувальна ємність і сепаратор з тонкістю відчищення 15 млн^{-1} .

Грубе очищення НВВ здійснюється в сепараторах відстійного типу (т.зв, гравітаційний відстій), у яких від води відокремлюються крупнодисперсні частки нафтопродуктів. Тонке відчищення здійснюється в сепараторах коалесцюючого типу.

Очищення нафтовмісних вод у сепараторі типу СКМ2. На малюнку 5.1 представлена принципова схема очищення ПВВ. Вода з лляльиих колодязів чи цистерни збору НВВ 1 електронасосиим агрегатом 2 через вбудований підігрівник 14, фільтри механічного 5 і попереднього очищення 8 надходить у сепаратор, де відбувається її очищення.

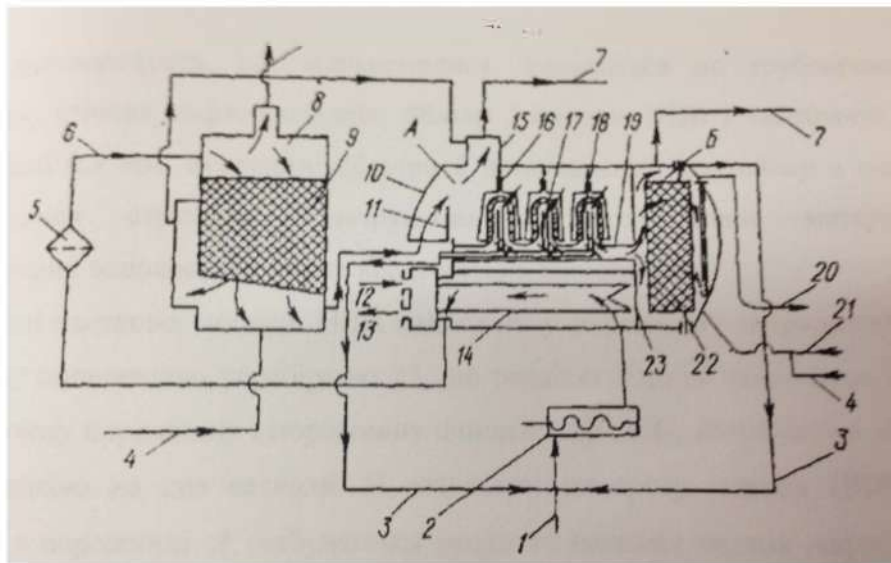


Рисунок. 4.1 — Принципова схема включення сепаратора типу СКМ2

1 — прийом нафтовмісних вод; 2 — електронасосний агрегат; 3 — відсос нафтопродуктів; 4 - промивна вода; 5 - механічний фільтр; 6 - вхід підігрітої НСВ; 7 — злив нафтопродуктів; 8 - фільтр попереднього очищення; 9 — контейнер з фільтруючим матеріалом; 10-корпус сепаратора; 11-каскадна перегородка; 12 — пара; 13 — конденсат; 14 - підігрівник; 15 - нафтозбірник; 16 — конусний стакан; 17 —трубки відсосу; 18 - фільтроелемент; 19 - водорозподільна труба; 20 - злив очищеної води; 21 - повітря; 22 - касета; 23 - поперечна перебірка.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Підпис і дата

ИВ. НАУБЛ.

В3ам. іНВ. №

Sci Data

ИИВ. Неоджи

КР.142.6231_М.03.04.ПЗ.

140 |

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Підпис і дата	Інв. №УОЛ	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №ОДЛ

Інша частина нафтопродуктів з водою через водорозподільні труби перетікає в порожнину Б тонкого очищення. В просторі цієї порожнини У знаходиться касета з фільтруючим матеріалом. У касеті відбувається насичення е фільтруючого матеріалу нафтопродуктами, що залишилися, після чого очищена і до заданих норм вода надходить у контрольну цистерну і зливається за борт. Касета являє собою закриту кришкою циліндричну обичайку, до однієї сторони якої приварений фланець, а до другої - перфороване денце. Очищення касети здійснюється шляхом подачі під тиском повітря 21 і промивної води 4.

4.3. Заходи по запобіганню забруднення морського середовища при експлуатації СЕУ

З метою охорони навколишнього середовища на судні передбачений комплекс заходів, що відповідають вимогам Міжнародної Конвенції по запобіганню забруднення з судів (1973 р.) і Протоколу до неї — Конвенції МАРПОЛ 73/78 (1978 р.), а також Правилам Морського Регістра з запобіганню забрудненню з судів (1980 р.).

КР.142.6231_М.03.04.ПЗ.

Арк.

141

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

1. Сепаратором типу СКМ2 для очищення лляльних вод від нафтопродуктів;
2. Системою автоматизованого контролю і реєстрації нафтопродуктів у НВВ, що зливаються за борт;

- Додатка 1 Міжнародної Конвенції, на два борти.

Для чищення і промивання фільтрів, сепараторів, деталей насосів і іншого устаткування передбачаються спеціальні робочі місця.

Для запобігання забруднення моря стічними водами судно обладнається двома установками для обробки стічних вод відповідно до Правил Морського Регістра 1980 року.

Для видачі стічних вод у прийомні пристрої, судно стандартними змивальними з'єднаннями на дна борги, фланці яких відповідають Правилу 11 Додатка 4 Міжнародні Конвенції.

Для запобігання забруднення сміттям на судні розміщена суднова автоматизована установка дія термічного знешкодження відходів типу СП-50 і контейнери для збору і збереження неспалених відходів.

Підпис і дата	Інв. №докл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №докл.	доповнюється піддонами зі стічними трубами.					КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
					Для чищення і промивання фільтрів, сепараторів, деталей насосів і іншого устаткування передбачаються спеціальні робочі місця.						142
					Для запобігання забруднення моря стічними водами судно обладнається двома установками для обробки стічних вод відповідно до Правил Морського Регістра 1980 року.						
					Для видачі стічних вод у прийомні пристрої, судно стандартними змивальними з'єднаннями на дна борги, фланці яких відповідають Правилу 11 Додатка 4 Міжнародні Конвенції.						
					Для запобігання забруднення сміттям на судні розміщена суднова автоматизована установка дія термічного знешкодження відходів типу СП-50 і контейнери для збору і збереження неспалених відходів.						
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки по розділу

При розгляді структури агрегату і послідовності включення його елементів у теплову схему, можна зробити деякі висновки по показникам екологічності ГТА з ТУК.

Газ з температурою на виході з двигуна 505 °С перш ніж потрапити в атмосферу проходить охолодження в УПГ.

На виході з УПГ газ має температуру 223 °С.

Переваги утилізаційного котла та парового конденсатора полягають в тому, що вони не тільки значно знижують теплові викиди в атмосферу, але і зменшують рівень шуму при вихлопі.

Таким чином бачимо, що вибрана теплова схема установки сприяє захисту від шуму і шкідливих викидів. Тому, можна з упевненістю говорити, що теплова схема проектованої установки має гарні екологічні показники.

						КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.				
Підпис і дата	Інв. №докл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №додл.	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		143

Підпис і дата	Інв. №убл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №одп.
---------------	------------	--------------	---------------	------------

					КР.142.6231м.03.05.ПЗ.							
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.	Сорочинська А.Д.				Техніко-економічний аналіз показників проектованої установки				Літ.		Арк.	Аркушів
Керівник	Сербін С.І.										145	153
Консульт.									НУК			
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.											
.												

На даному етапі роботи необхідно оцінити економічну доцільність виготовлення і експлуатації установки газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром для судна з горизонтальним способом обробки вантажів (ро-ро) «Капітан Смирнов» (судно серії «Атлантика»).

В умовах твердої конкуренції на світовому ринку й в умовах росту темпів науково-технічного прогресу важливим напрямком у газотурбобудуванні є удосконалювання конструкції двигунів, підвищення їхньої техніко-економічної ефективності.

По своїм якісним параметрам спроектована установка і допоміжне устаткування в максимальному ступені відповідають можливостям виробника і вимогам споживача. Будівництво судна, включаючи допоміжну енергетичну установку, утилізаційний контур (утилізаційний котел, парову турбіну і паровий конденсатор), забезпечує суднобудівний завод, а виготовлення ГТД і редуктора — ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект».

Техніко-економічний аналіз на стадії ескізного проектування полягає у виявленні переваг спроектованої установки у порівнянні з базовою та інвестиційного ефекту, одержуваного в результаті виготовлення і експлуатації нової установки. Шлях, який дозволяє одержати найбільший інвестиційний ефект, визначається на основі техніко-економічних розрахунків.

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
Інв. №убл.							145
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. №одл.							
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1. Критерії економічної ефективності

Створення суднового варіанта газотурбінної установки високих параметрів має метою одержання корисного ефекту в процесі експлуатації, тому що фінансування будь-якого технічного проекту припускає одержання визначеного відсотка прибутку з витрат на проект. Для судна «Капітан Смирнов» корисний ефект вимірюється натуральними чи вартісними показниками: річною провозоспроможністю в тоннах або тонно-милях і чистим інвалютним виторгом. Корисний ефект від використання установки є однією з важливих складових поняття ефективності. Під ефективністю розуміється відношення корисного ефекту до витрат на його досягнення. Критерій економічної ефективності газотурбінного агрегату (ГПТА) буде являти собою відношення ефекту до відповідних витрат.

Основним показником ефективності нової техніки є економічний ефект, що являє собою сумарну економію усіх виробничих ресурсів, одержувану виробником і споживачем в результаті виробництва і експлуатації установки.

Економічний ефект у даному проекті розраховується на головну енергетичну установку (ГЕУ) одного судна типу «Капітан Смірнов», що включає в себе два проєктовані агрегату і допоміжне устаткування.

Річний економічний ефект визначається шляхом зіставлення приведених витрат по базовій і новій техніці — базової моделі агрегату М-25 і установки ПА з ТУК.

Приведені нижче витрати 3 по кожному варіанту являють собою суму капіталовкладень і поточних витрат, приведених до однакової (річної) розмірності за допомогою нормативного коефіцієнта ефективності капітальних вкладень.

$$3 = \text{C} + \text{EH-K},$$

де C — собівартість агрегату, грн.;

К — питомі капітальні вкладення у виробничі фонди, грн.;

ЕН — нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, який встановлюється замовником.

Підпис і дата		споживачем в результаті виробництва і експлуатації установки.									
Інв. Модл.		Економічний ефект у даному проекті розраховується на головну енергетичну установку (ГЕУ) одного судна типу «Капітан Смірнов», що включає в себе два проєктовані агрегату і допоміжне устаткування.									
Взам. інв. №		Річний економічний ефект визначається шляхом зіставлення приведених витрат по базовій і новій техніці — базової моделі агрегату М-25 і установки ПА з ТУК.									
Підпис і дата		Приведені нижче витрати З по кожному варіанту являють собою суму капіталовкладень і поточних витрат, приведених до однакової (річної) розмірності за допомогою нормативного коефіцієнта ефективності капітальних вкладень.									
Інв. Модл.		$З = C + EH \cdot K,$ де С — собівартість агрегату, грн.; К — питомі капітальні вкладення у виробничі фонди, грн.; ЕН — нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, який встановлюється замовником.									
							КР.142.6231м.03.05.ПЗ.				Арк.
											146
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

5.2. Вибір базового варіанта

За базовий варіант для аналізу прийнятий стандартний газотурбінний з ТУК агрегат М-25, який використовується на судах типу «Капітан Смирнов». Агрегат був розроблений НПП «Машпроект» як цілком відповідний технічному завданню по призначенню, складу і потужності.

Економічна ефективність проекту за методикою [26] визначається шляхом порівняння спроектованого агрегату з прототипом.

Проектована установка відрізняється від базової показниками ефективності, масо-габаритними і рядом інших параметрів.

Основні техніко-економічні характеристики порівнюваних агрегатів приведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Основні характеристики порівнюваних агрегатів

Найменування показника	Розмірність	Варіант	
		Базовий	Проектний
1. Тип агрегату	☉	ГПТА М-25	ГТА з ТУК
2. Номінальна потужність, N_n	кВт	18400	18400
3. Ефективний ККД, η_e	%	35,3	47,09
4. Питома витрата палива, g_t	кг/(кВт*год)	0,238	0,1528
5. Температура газу перед ТВТ, T_z	°C	865	1460
6. Загальний ступінь підвищення тиску, $\pi_{k\Sigma}$	☉	11,9	16
7. Термін служби агрегату з урахуванням морального зносу, T_c	років	12	10
8. Ресурс ГТД до капітального ремонту, T_p	годин	25000	25000
9. Маса агрегату в робочому стані, m	т	149	≤110

Підпис і дата

Інв. №/бл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. №/бл.

КР.142.6231м.03.05.ПЗ.

Арк.

147

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Підпис і дата	Інв. №Убл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. №одт.

Хому що склад і потужність допоміжної енергетичної установки (ДЕУ) приймаються однаковими для базового і проектного варіанта, то вартість ДЕУ і витрати на її експлуатацію в розрахунку не беруть участь.

Лімітуючими показниками по терміну служби є прискорений моральний знос і межа тривалої міцності робочої лопатки на втомлене руйнування. В останні роки усе більше значення має моральний знос устаткування, тому ресурс двигуна та установки в цілому зменшений.

Для порівняння необхідно відзначити, що призначений ресурс установки М-25 складає 100000 годин (12 років), а ресурс ГТД до капітального ремонту — 25000 годин при роботі на кожному з режимів. Ресурс ГТД до списання складає 50000 годин. Загальний термін експлуатації судна — 25 років, а ГТД — 12,5 років.

5.3 Розрахунок економічного ефекту проектного агрегату

Розрахунок ведеться за методикою запропонованої в [26].

Тому що вартість базового судна приймається рівної вартості судна для спроектованої установки, то з розрахунку, де вона використовується для визначення капіталовкладень в основні фонди, вона виключається. Спроектована установка не вимагає особливих конструкторських змін, а отже і в додаткових капіталовкладеннях. Певного фінансування потребують науково-дослідні й опитно-конструкторські розробки для розрахунку і проектування силової турбіни і виготовлення ПК.

При відсутності відповідних нормативів і даних для розрахунку витрат на ОКР по створенню двигуна $Z_{\text{окр}}$ можуть бути визначені по встановленому

співвідношенню від витрат на їхнє серійне виробництво:

$$Z_{\text{окр}} = Z_{\text{дв}} * N * a_{\text{окр}}$$

де $C_{\text{дв}}$ — ціна двигуна серійного (ДС 90);

N — розмір партії двигунів ($N = 2$);

$a_{\text{окр}}$ — коефіцієнт, що виражає відношення витрат на ОКР до витрат на серійне виробництво партії двигунів.

Тому що на судах проекту «Атлантика» успішно показала себе схема «перехресної» роботи 2-х агрегатів, то в розрахунку річна тривалість ходового режиму прийнята рівної 0,7 тривалості ходового режиму судна.

Усі ціни, зазначені нижче в розрахунку, дані в національній валюті України — гривні, за курсом Національного банку України на 01.10.2022 р. – 41,30 гривні за 1 американський долар (у.о.).

					КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						149
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунку занесені до табл. 5.2

Таблиця.5.2

Показник	Розрахункова формула	Значення	
		Базова ГТУ	Проектована ГТУ
1. Номінальна потужність установки, N_n , кВт	-	18400	18000
2. Експлуатаційна потужність N_x , кВт	$(0,9 \dots 1,0) \cdot N_n$	16560	16400
3. Річна тривалість ходового (експлуатаційного) режиму, T_x , діб	Дані заводу	125	125
4.Річний період експлуатації, T_ε , діб	Дані заводу	280	280
5.Середньорічний коефіцієнт ходового часу, α_x	$\frac{T_x}{T_\varepsilon}$	0,446	0,446
6. Середньорічний коефіцієнт використання потужності, α_m	$\frac{T_x \cdot N_x}{T_\varepsilon \cdot N_n}$	0,402	0,406
7.Річне вироблення енергії B , кВт·год/рік	$24 \cdot T_\varepsilon \cdot N_x \cdot \alpha_m \cdot \alpha_x$	$19,96 \times 10^6$	$20,59 \times 10^6$
8. Коефіцієнт росту продуктивності K_n	B_2/B_1	1,022	1,022
9.Термін служби агрегату з урахуванням морального зносу T_ε , літ	Див. табл.7.1	12	10
10. Коефіцієнт реновації двигуна Р	$1/T_\varepsilon$	0,083	0,1
11. Нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, E_n	Приймається	0,17	0,17
12.Сума коефіцієнтів ефективності E_n і реновації Р, Σ	$E_n + P$	0,25	0,27
13.Коефіцієнт зміни терміну служби проекту, k_d	$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n}$	1,066	1,066
14.Вартість двигуна $C_{дв}$, млн.грн. (Питома вартість двигуна $c_{дв} = 220$ у.о./кВт)	$C_{дв} \cdot N_n$ $N_n = N_{1\dots n} + N_{n+1\dots n}$	20,604	19,290
15. Вартість УПГ $C_{дв}$, млн.грн.	$c_{упг} \cdot F_{упг}$	8,526	6,583

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						150

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

(Питома вартість $c_{\text{гтз}} = 500 \text{ у.о./м}^2$)	$F_{\text{гтз}}^{\epsilon} = 3350 \text{ м}^2$ $F_{\text{гтз}}^{\pi} = 2209,2 \text{ м}^2$		
16. Вартість сепаратора пари $\text{Ц}_{\text{сеп}}$, млн.грн. (Питома вартість $c_{\text{сеп}} = 15 \text{ у.о./}(кг/год)$)	$c_{\text{сеп}} \cdot F_{\text{гтз}}$ $F_{\text{гтз}}^{\epsilon} = 26000 \text{ кг/год}$ $F_{\text{гтз}}^{\pi} = 22300 \text{ кг/год}$	1,985	1,764
17. Вартість конденсатора $\text{Ц}_{\text{кон}}$, млн.грн. ($c_{\text{кон}} = 27 \text{ у.о./}(кг/год)$)	$c_{\text{кон}} F_{\text{уіг}}$	2,25	1,932
18. Вартість редуктора $\text{Ц}_{\text{р}}$, млн.грн.($c_{\text{р}} = 80 \text{ у.о./кВт}$)	$C_{\text{р}} N_{\text{н}}$	7,492	7,492
19. Допоміжні елементи ГТА $\text{Ц}_{\text{доп}}$, млн.грн.	$0,1 (\text{Ц}_{\text{уіг}} + \text{Ц}_{\text{сеп}} + \text{Ц}_{\text{кон}} + \text{Ц}_{\text{р}} + \text{Ц}_{\text{доп}})$	2,025	1,765
20. Повні витрати на виробництво ГТА 3, млн.грн.	$\text{Ц}_{\text{дв}} + \text{Ц}_{\text{уіг}} + \text{Ц}_{\text{сеп}} + \text{Ц}_{\text{кон}} + \text{Ц}_{\text{р}} +$ $\text{Ц}_{\text{доп}}$	42,883	39,032
21. Скоректована ціна базового агрегату Ц_{ϵ} , млн.грн.	3_1 кп кд	46,725	—
22. Витрати палива в рік $Q_{\text{тх}}$, Т	$24 \cdot q_{\text{т}} N_{\text{х}} T_{\text{х}} \cdot 10^{-3}$	11823,9	7675,45
23. Витрати масла в рік $Q_{\text{мх}}$, Т	$0,0075 \cdot Q_{\text{тх}}$	88,679	57,566
24. Ціна 1т палива з бункеруванням $\text{Ц}_{\text{т}}$, грн	Дизельне паливо ДЛ	1500	1500
25.Ціна 1т масла з бункеруванням $\text{Ц}_{\text{м}}$, грн	Турбінне масло Тп-22с	2550	2550
26. Річні поточні витрати на ГСМ $\text{И}_{\text{т}}$, грн.	$Q_{\text{тх}} \text{Ц}_{\text{т}} + Q_{\text{мх}} \text{Ц}_{\text{м}}$	17,962	11,66
27.Річні витрати на капітальний ремонт $\text{И}_{\text{кр}}$, млн.грн.	$K_{\text{кр}} \cdot 3$ $K_{\text{кр}} = 0,1$	4,288	3,909
28. Річні витрати на поточний ремонт і обслуговування $\text{И}_{\text{тр}}$, млн.грн.	$K_{\text{тр}} \cdot \text{И}_{\text{кр}}$ $K_{\text{тр}} = 0,1$	0,429	0,39
29. Заробітна платня одного працівника в місяць $\text{С}_{\text{мк}}$, грн.	Дані порту	1800	1800
30.Річні затрати на утримання машинної команди $\text{И}_{\text{мк}}$, грн	$n_{\text{мк}} \cdot \text{С}_{\text{мк}} \cdot T_{\epsilon}$, де $n_{\text{мк}} = 15$ - кількість робітників; $\text{С}_{\text{мк}} = 120 \text{ грн/доб}$ - середньодобова заробітна плата працівника	495750	495750
31. Річна економія експлуатаційних витрат споживача $\Delta \text{И}$, млн. грн.	$\sum \left(\text{И}_{1j} \cdot \frac{B_2}{B_1} - \text{И}_2 \right)$	—	21600
32. Витрати на освоєння установки в експлуатації K_1 , млн. грн.	$K_{\text{осв}} \cdot 3$, де $K_{\text{осв}} = 0,1$	4,288	3,903
33. Витрати на НДОКР K_2 , млн. грн.	$\alpha_{\text{окр}} \cdot 3$, де $\alpha_{\text{окр}} = 0,04$	—	13,661

					КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						151
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

34. Супутні капіталовкладення споживача при використанні агрегату K' , млн. грн.	$\sum_1^i K_i$	--	17,764
35. Економія супутніх капіталовкладень $\Delta K'$, млн. грн.	$K_2 - K_1 \frac{B_2}{B_1}$	—	13,232
36. Економія споживача на поточних витратах, відрахуваннях, капітальних вкладеннях за весь термін служби E_{Π} , млн. грн.	$\frac{(\Delta H - E_{\Pi} \cdot \Delta K)}{P_2 + E_{\Pi}}$	—	14,418
37. Кількість агрегатів на судні A_2	Приймається	2	2
38. Економічний ефект від виробництва і використання нової установки E_{Γ} , млн. грн.	$(C_{\epsilon} + E_{\Pi} - 3_2) \cdot A_2$	—	44,224
39. Термін окупності T , років	$\frac{3_2}{\Delta H}$	—	6,327

Висновки по розділу

З техніко-економічного розрахунку видно, що в результаті виробництва і експлуатації ГТА на судні типу «Капітан Смирнов» економічний ефект двох проектних агрегатів за весь термін служби складає 44,224 млн. гривень.

За весь термін експлуатації спроектованого агрегату економія споживачів на поточних витратах і супутніх капітальних вкладеннях може скласти 13,764 млн. гривень.

В розрахунку прийняті наступні допущення:

- 1) Ціна на паливо і мастильні матеріали за весь термін служби агрегату незмінна.
- 2) Ціна на ремонтні роботи і деталі за весь термін служби агрегату залишається незмінною.
- 3) В країні не відбувається фінансово-економічних криз ведучих до інфляції грошей.

Усі вище перераховані чинники у разі їх прояви можуть змінити дані техніко-економічні розрахунки у бік зменшення економічного ефекту. Крім того, при експлуатації агрегатів будуть змінюватися й їх характеристики в результаті ччг»лу

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

Висновки

У кваліфікаційній роботі виконано оптимізацію ефективних показників, термо і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового ступеня підвищення тиску в циклі ($\pi_{\kappa\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому ступені стиснення $\pi_{\kappa\Sigma}=19$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0,4607$, питома потужність $N_{e \text{ уд}}=405,27$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Ne}=0,1562$ кг/(кВт год), температура газів на виході з установки $T_{yx}=306,2$ К.

В результаті габаритного розрахунку основних елементів ГТД були визначені основні характеристики компресорів, камери згоряння і турбін.

Компресор низького тиску - дев'ятиступінчастий, осьовий, ступінь підвищення тиску повітря $\pi_{\kappa 1}=4,359$; компресор високого тиску — десятиступінчастий, осьовий, ступінь підвищення тиску повітря $\pi_{\kappa 2}=4,359$.

Камера згоряння — протитокова, трубчасто-кільцевого типу має 14 жарових труб.

Турбінна частина ГТД складається з одноступінчатих охолоджуваних ТВТ та ТНТ і чотирьохступінчастої вільної силової турбіни гвинта.

Проведено габаритні розрахунки утилізаційного парогенератора, ПТ, парового конденсатора.

У дипломному проекті виконані термогазодинамічні розрахунки турбін з використанням ЕОМ, що дозволило спроектувати турбінну частину ГТД.

Конструктивні розрахунки, виконані в дипломному проекті, включають розрахунок на міцність робочої лопатки ТВТ, диска ТВТ і розрахунок номінальної довговічності опорного підшипника ТКВТ. Проведено розрахунок закручення робочої і соплової лопатки ТВТ.

Розроблена система змащення ГТД.

Стосовно запропонованих можливих схем модернізації суднової енергетичної установки слід зазначити, що збільшення контурів утилізації тепла випускних газів

Підпис і дата							КР.142.6231м.03.В.ПЗ	Арк.
Інв. № дубл.								154
Взам. інв. №								
Підпис і дата								
Інв. № подл.								
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Можливим варіантом зменшення впливу вказаних негативних факторів є поєднання багатоконтурної утилізаційної теплової схеми з електричною передачею потужності на гребний гвинт, особливо із заміною двох комбінованих установок на одну, спільну для обох гребних гвинтів.

Проведено техніко-економічний аналіз проектованої установки, з якого видно, що проект є економічно вигідним, а економічний ефект за весь термін служби складе 44,224 млн. гривень.

																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					</
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----

Список використаних джерел

1. Антонов Е.К. Оформление учебных текстовых и графических документов [Текст]: Методические указания / Е.К. Антонов, В.Д. Борисенко, С.В. Шулежко - Николаев: НКИ, 1989. - 62 с.
2. Копылов И.П. Справочник по электрическим машинам [Текст] / И.П.Копылов, Б.К.Клоков. – М.:Энергоатом издат, т1, 1988. – 456с.
3. Копылов И.П. Справочник по электрическим машинам [Текст] / И.П.Копылов, Б.К.Клоков. – М.:Энергоатом издат, т2, 1988. – 456с.
4. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашины [Текст] : Учебное пособие / В.С. Мандель. - Николаев: НКИ, 1973 - 92 с.
5. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей [Текст] / Г.С. Скубачевский - М.: Машиностроение, 1974. - 520 с.
6. Балабанов А.Н. Краткий справочник технолога-машиностроителя [Текст] / А.Н. Балабанов - М.: Издательство стандартов, 1992. - 464 с.
7. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения. Справочник [Текст] / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель // Изд. 6-е, перераб. и доп. М.: "Машиностроение", 1975. - 572 с.
8. Ващиленко Н.В. Тепловые расчеты газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ [Текст]: Учебное пособие / Н.В. Ващиленко. — Николаев: НКИ, 1987.-46 с.
9. Вукалович М. Термодинамические таблицы состояния воды и водяного пара [Текст] / М. Вукалович, В. А. Кириллин. - Машгиз, 1953.
10. Демиденко Г.П. Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения [Текст]: Справочник / Г.П. Демиденко, Е.П. Кузьменко, П.П. Орлов - К.: Высшая шк. Головное изд-во, 2-е изд., перераб. и доп. 1989. - 287 с.
11. Дьяченко Б.С. Теория и проектирование теплообменных аппаратов судовых газотурбинных установок [Текст]: Учебное пособие / Б.С. Дьяченко. - Николаев: НКИ, 1971.-116с.

23. Разработка вопросов экономики и организации производства в дипломных проектах: Методическое руководство [Текст] / Б.С. Дьяченко, В.Ч. Ли, А.А. Куприянов, А.Л. Федянин - Николаев: НКИ, 1977. - 45 с.

24. Романовський Г.Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст]: Навчальний посібник. / Г.Ф. Романовський, О.Я. Іпатенко, В.М. Патлайчук - Миколаїв: УДМТУ, 2002.-292с.

25. Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: Навчальний посібник. / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващенко, С.І. Сербін. - Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 304 с.

26. Седько Н.П. Конструирование и автоматизированное проектирование газовых уплотнений турбомашин [Текст]: Учебное пособие. / Н.П. Седько, Н.В. Ващенко. - Николаев: НКИ, 1991.-50 с.

27. Соловьев С.Н. Основы технологии судового машиностроения [Текст]: Учебное пособие. / С.Н. Соловьев. - Л.: Судостроение, 1983. - 360 с.

28. Специальная технология судового машиностроения [Текст]: Учебник. / С.Н. Соловьев, М.М. Сисюкин, В.Н. Шапошников, Д.Д. Шевченко. - Л.: Судостроение, 1978. - 290 с.

29. Потишко А.В. Справочник по инженерной графике [Текст] / А.В. Потишко. - К.: Будівельник, 1976. - 256 с.

30. Косилова А.Г. Справочник технолога-машиностроителя [Текст] / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков. - М.: Машиностроение, 1985. Т.1. 656 с.

31. Косилова А.Г. Справочник технолога-машиностроителя [Текст] / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков. - М.: Машиностроение, 1985. Т.2. 496 с.

Підпис і дата

Інв. №обл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. №одл.

КР.142.6231м.03.Л.ПЗ

Арк.

158

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата