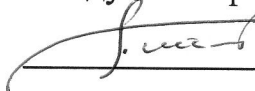


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


"11" "11" 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження комбінованого ГТА з ТУК для приводу рушія ролкера типу «Капітан Смірнов»*

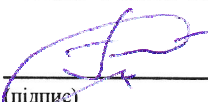
Виконав:

студентка групи 6231м


(підпис) Назаренко А.В.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

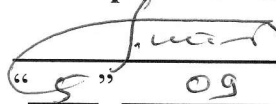

(підпис) Козловський А.В.

Миколаїв – 2022 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

 _____ 2022 р.

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

Студентці _____ Назаренко Альоні Володимирівні _____

1. Тема роботи:

" Дослідження комбінованого ГТА з ТУК для приводу рушія ролкера типу «Капітан Смірнов» "

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2022 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=18,3$ МВт, $T_3=1520$ К

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

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

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання 05.09.2022

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

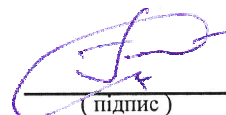
Студентка



(підпис)

Назаренко А.В.

Керівник роботи



(підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі проведено дослідження комбінованого газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром для приводу рушія ролкера типу «Капітан Смірнов». Послідовно освітлені наступні питання: вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату; розрахунок теплової схеми агрегату на режимі повної потужності; визначення габаритних розмірів основних елементів установки; розробка конструкції турбінного блока; розробка системи суфлювання та розвантаження двигуна; розробка технологічного процесу механічної обробки шестерні; розробка заходів з охорони праці та техніці безпеки при роботі в машинному відділенні судна; аналіз екологічних показників агрегату та розробка заходів з охорони навколишнього середовища.

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

ABSTRACT

The work conducted a study of a combined gas turbine unit with a heat recovery circuit for driving a roller engine of the "Captain Smirnov" type. The following issues are consistently covered: selection of a thermal scheme and justification of the thermodynamic parameters of the unit; calculation of the thermal scheme of the unit at full power; determination of the overall dimensions of the main elements of the installation; development of the turbine block design; development of the engine blowing and unloading system; development of the technological process of mechanical processing of the gear; development of occupational health and safety measures when working in the engine room of the ship; analysis of the environmental performance of the unit and development of environmental protection measures.

Keywords: gas turbine unit; marine transport; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

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

Зміст

Пояснювальна записка.....	4
Завдання.....	3
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
1.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ	23
1.3 Визначення габаритних розмірів основних елементів установки	26
1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів.....	26
1.3.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння	31
1.3.3 Визначення габаритних розмірів турбін.....	33
1.3.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	40
1.3.5 Розрахунок габаритних розмірів парової турбіни	47
1.3.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора.....	53
1.3.7. Визначення габаритних розмірів двохступінчастого редуктора перетинно-го типу з роздвоєнням потужності.....	57
1.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі	59
1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ.....	63
1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ.....	66
1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТС	69
2 Конструктивні розрахунки і конструювання	72
2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК.....	73
2.1.1 Опис турбіни високого тиску.....	75
2.1.2 Опис турбіни низького тиску.....	76
2.1.3 Опис турбіни гвинта	78
2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ.....	80
2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції.....	80

[illegible]

2.2.2	Розрахунок робочої лопатки ТВТ на міцність	85
2.3	Розрахунок диска ТВТ на міцність.....	87
2.4	Розрахунок опорного підшипника ТВТ на довговічність.....	97
2.5.	Опис системи змащування ГТД.....	99
2.5.1	Призначення і склад системи.....	99
2.5.2	Робота системи змащування	100
2.5.3	Технічні вимоги до системи.....	103
3	Охорона праці	104
3.1.	Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МВ.....	109
3.2.	Розрахунок загальнообмінної системи вентиляції в МВ	115
3.3.	Розробка заходів по техніці безпеки для персоналу МВ	119
3.4.	Основи техніки безпеки при обслуговуванні СЕУ	122
4	Охорона навколишнього середовища	124
4.1.	Забруднення морського середовища при експлуатації СЕУ	126
4.2.	Очистка лляльних вод судна	128
4.3.	Заходи по запобіганню забруднення морського середовища при експлуатації СЕУ	132
5	Техніко-економічний аналіз проекту установки.....	135
5.1.	Критерії економічної ефективності.....	137
5.2.	Вибір базового варіанта.....	138
5.3	Розрахунок економічного ефекту проектного агрегату	140
	Висновки	145
	Список використаних джерел	147

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

Список принятых сокращень

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 газотур-
бінобудування

ЖВ — живильна вода

ЖН — живильний насос

ЗІЗ — засоби індивідуального захисту

ЗІП — запасні частини і приладдя

ЕП — економайзерна поверхня, економайзер

КВПТ — коефіцієнт відновлення повного тиску

КВТ — компресор високого тиску

КН — конденсатный насос

КНТ — компрессор 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 — паровый конденсатор

ПП — пароперегрівна поверхня, пароперегрівник

ПТ — парова турбіна

СА — сопловый аппарат

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

САК — система автоматизованого керування

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. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
КР.142.6231м.03.СС.ПЗ.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
				Арк.
				11

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 виходить з

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

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. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.Вс.ПЗ.	Арк.
						13

[illegible]

Розглянутий агрегат являє собою ГТД простого циклу, відхідні гази 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), охолоджуваний 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).

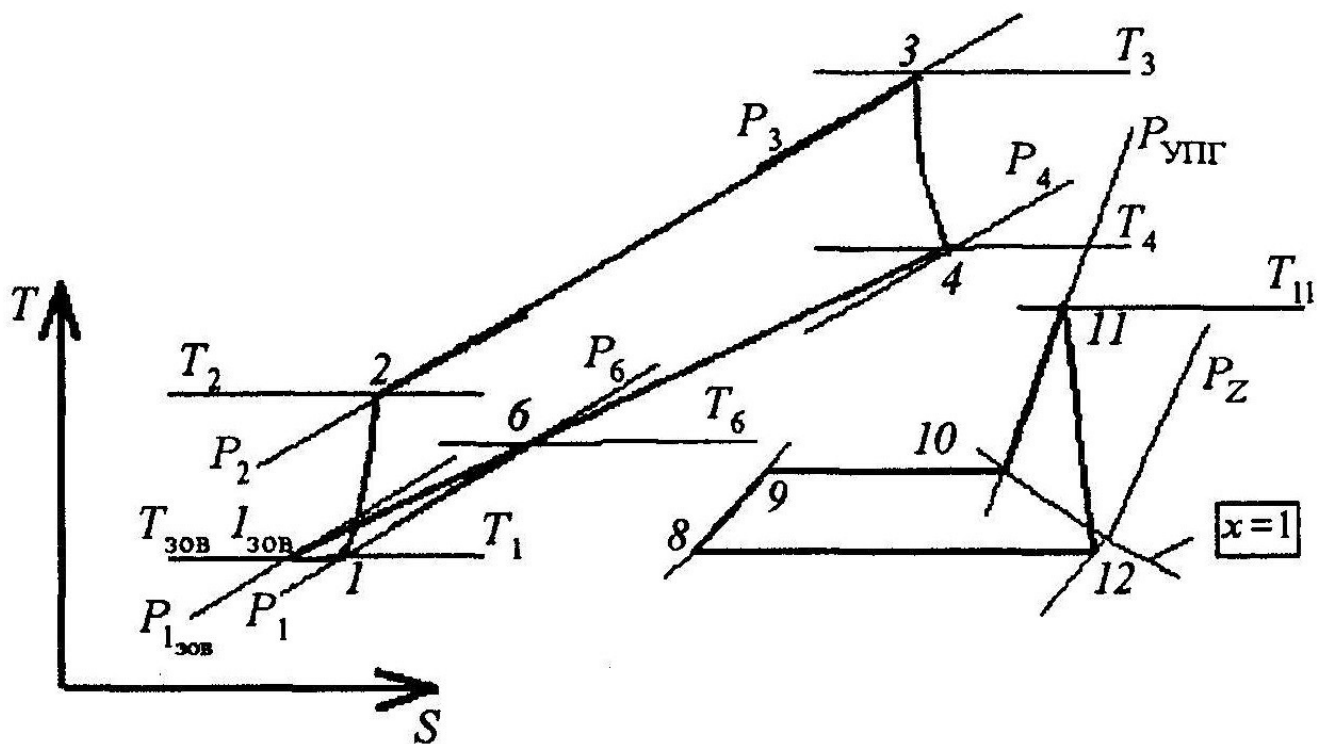


Рисунок 1.2 – Цикл ГТА з паротурбінним ТУК

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 пароутво-

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.				Арк.
Арк.									16
№ докум.									
Підпис									
Дата									

рення 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 парогенератор, парова турбіна з конденсатором і стосовне до них допоміжне устаткування. Агрегат

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	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 парогенератор, парова турбіна з конденсатором і стосовне до них допоміжне устаткування. Агрегат						
										КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
											17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

має довжину 12 м, питома вага близько 8 кг/кВт, розрахунковий ресурс агрегату 100 тис. годин, ресурс газотурбінного двигуна до заводського ремонту 25 тис. годин, загальна маса 150 тонн.

Установка має високий ступінь ремонтпридатності. Будь-який навішаний на ГТД може бути замінений протягом 1-2 годин. Дві людини за 4 години можуть замінити комплект паливних форсунок і за 10 годин усі жарові труби. Загальна трудомісткість обслуговування установки з урахуванням профілактичних оглядів і ремонтів становить не більш 1000 годин у рік.

ГТУ може працювати на гребний гвинт при непрацюючому другому й загальмованому або вільнообертваному валопроводі. Головний газотурбінний агрегат одного борту може працювати на свій гребний гвинт, у той час як пара, вироблюваний у його утилізаційному котлі, буде надходити в парову турбіну потужністю 3160 кВт другого контуру для обертання другого гребного гвинта. Ці режими роботи ГТУ забезпечують високі маневрені якості судна.

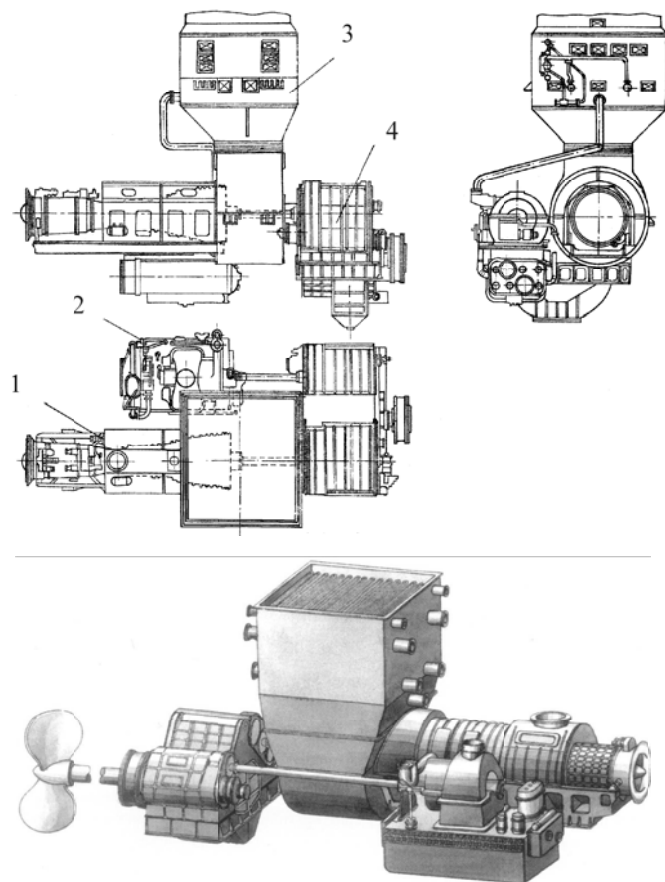


Рисунок 1.3 - Компонівка газотурбінного агрегату М25:

1 – газотурбінний двигун; 2 – парова турбіна; 3 – котел-утилізатор; 4 – редуктор

Інв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
	Інв. № дубл.					18
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

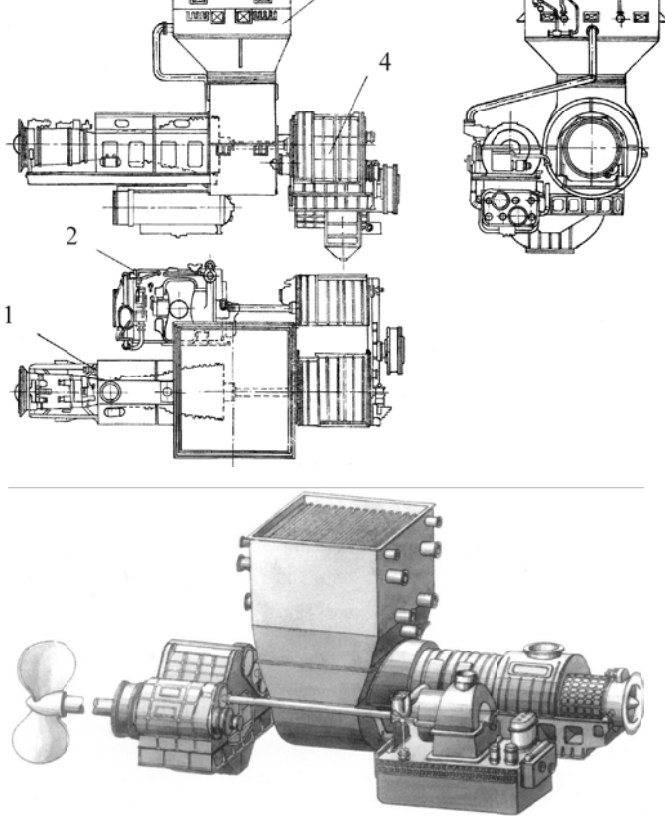


Рисунок 1.3 - Компоновка газотурбінного агрегату М25:
1 – газотурбінний двигун; 2 – парова турбіна; 3 – котел-утилізатор; 4 – редуктор

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

Арк.
19

Арк.
19

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 $T_3 = 1520 \text{ K}$.

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	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата										
<table border="1"> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
КР.142.6231м.03.01.ПЗ. Арк. 20														

Таблица 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 Назаренко

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

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА															
					QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO					
Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	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					
					Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.										Арк.
																				21
																				Зм.

Аналізуючи графік та виходячи з досвіду проектування приходимо до висновку, що оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску повітря в циклі ГТА $\pi_{\kappa} = 19$, та ККД $\eta_e = 0,48468$

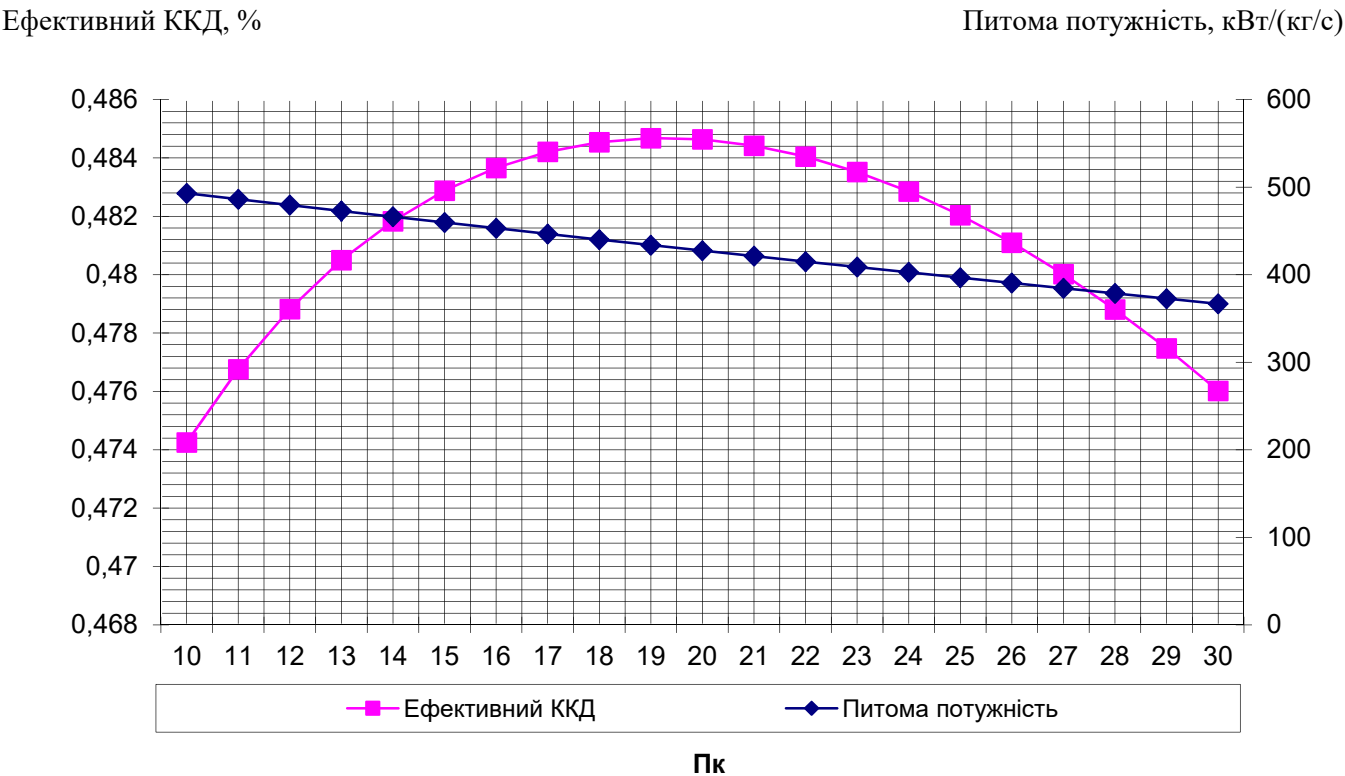


Рисунок 1.4 – Оптимізація розрахунків ПГУ для ролкера типу «Капітан Смирнов» потужністю 18 МВт

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

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e\max} - \eta_{ep}}{\eta_{e\max}} \cdot 100\%,$$

де $\eta_{e\max}$ — максимальне значення ККД;
 η_{ep} — розрахункове значення ККД, отримане в результаті оптимізації циклу.

З огляду на досвід проектування суднових ГТД прийнятий ступень підвищення тиску $\pi_{\kappa p} = 19$.

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

Іден-тифі-катор	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	—

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					Арк.
										23
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 Назаренко

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	HNP	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

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. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
КР.142.6231м.03.01.ПЗ.									Арк.
									25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

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 проектованого 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.

1.3.1 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 обер-

Підпис і дата				
Інв. № дубл.				
Взам. інв. №				
Підпис і дата				
Інв. № подл.				
Зм.				
Арк.				
№ докум.				
Підпис				
Дата				
КР.142.6231м.03.01.ПЗ.				
Арк.				
26				

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

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_{H1} , м/с	Приймається 250...350 – для КНТ 240...340 – для КВТ	350	330
2. Відносна осьова швидкість $\bar{c}_{a1}$	Приймається 0,45...0,55	0,459	0,459
3.Осьова швидкість на вході в компресор c_{a1} , м/с	$c_{a1} = u_{H1} \cdot \bar{c}_{a1}$	160,65	151,47
4. Газодинамічна функція швидкості $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_B}{k_B + 1} \cdot R_B \cdot T_1}}$	0,5176	0,3882
5. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \cdot \left[\frac{k_B + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_B - 1}{k_B + 1} \cdot \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_B - 1}}$	0,7285	0,5758
6. Кільцева площа вхідного перерізу F_1 , м ²	$\frac{G_K \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_B}{R_B} \cdot \left(\frac{2}{k_B + 1} \right)^{\frac{k_B + 1}{k_B - 1}} \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,2623	0,0957
7. Втулочне відношення на вході $\bar{d}_{BT}$	Приймається 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,50	0,7
8. Зовнішній діаметр вхідного перерізу D_{H1} , м	$\sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \left(1 - \bar{d}_{BT}^2 \right)}}$	0,6673	0,4895
9. Внутрішній діаметр вхідного перерізу D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{H1}$	0,3337	0,3431
10. Середній діаметр вхідного перерізу D_{c1} , м	$\frac{D_{H1} + D_{B1}}{2}$	0,5005	0,3431
11. Висота лопатки першої ступені l_{K1} , м	$\frac{D_{H1} - D_{B1}}{2}$	0,1668	0,0732
12. Частота обертання ротору компресору n_K , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{H1}}{\pi \cdot D_{H1}}$	10017	12876
13. Параметри матеріалу лопаток:			
Марка сталі		ВТЗ - 1	ЭИ696
Густина ρ_{MK} , кг/м ³	Беремо з довідника	4540	7900
Межа тривалої міцності σ_K , МПа		950	900
14. Напруження розтягнення в корні лопатки першої ступені σ_{K1} , МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_K^2 \cdot F_1$	149,2	156,5
15. Запас міцності $k_{міц}$	$\frac{\sigma_K}{\sigma_{K1}} \geq (1,5...2,0)$	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	Числове 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 $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_B}{k_B + 1} \cdot R_B \cdot T_2}}$	0,3911	0,2805
3. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \cdot \left[\frac{k_B + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_B - 1}{k_B + 1} \cdot \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_B - 1}}$	0,5796	0,4300
4. Кільцева площа вихідного перерізу F_2 , м ²	$\frac{G_K \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_B}{R_B} \cdot \left(\frac{2}{k_B + 1} \right)^{\frac{k_B + 1}{k_B - 1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,0961	0,0370
5. Приймаємо тип проточної частини	КНТ	КВТ	$D_3 = \text{const}$ $D_B = \text{const}$
6. Зовнішній діаметр вихідного перерізу D_{32} , м	$D_{32} = D_{31}$	$\sqrt{D_{B2}^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$	0,6673 0,3431
7. Внутрішній діаметр вихідного перерізу D_{B2} , м	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	$D_{B2} = D_{B1}$	0,5684 0,4060
8. Середній діаметр вихідного перерізу D_{c2} , м	$D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	$\frac{D_{H2} + D_{B2}}{2}$	0,6179 0,3746
9. Висота робочої лопатки на виході l_{k2} , м	$\frac{D_{H2} - D_{B2}}{2}$	0,0495	0,0314
10. Міра підвищення тиску елементарної ступіні компресору $\pi_{ст.к}$	Приймається 1,22...1,24 – для КНТ 1,15...1,17 – для КВТ	1,22	1,16
11. Число ступенів компресору z_k	$z_k = \frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{ст.к}}$	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	$D_{c2} + \frac{F}{\pi D_{c2}}$ - 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_{kc} , м	$\frac{D_{Hc} - D_{Bc}}{2}$	0,1007	0,0533

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						29

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 $\bar{L}_{стк}$	$0,087353+0,02604v_{лс}+0,00092 \times v_{лс}^2+0,00004 v_{лс}^3$	1,0564	1,1347
8. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк,м}$	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,1063	0,0604
9. Довжина компресора $L_k, м$	$L_{стк} \cdot z_k$	0,8507	0,6045
10. Довжина лемніскати входного 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	

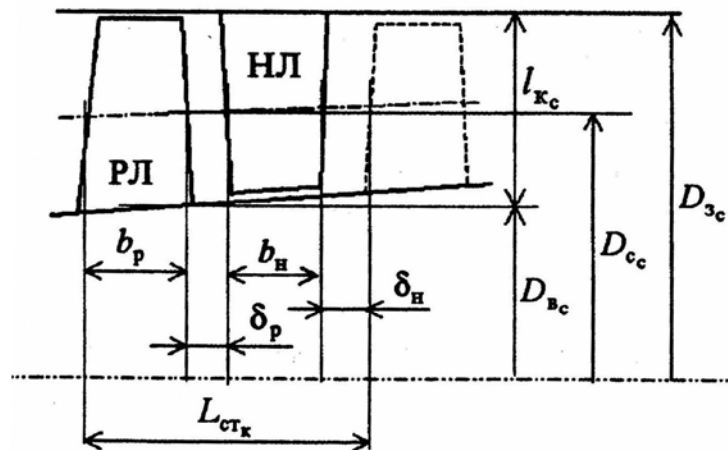


Рисунок 1.5 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьових компресорів

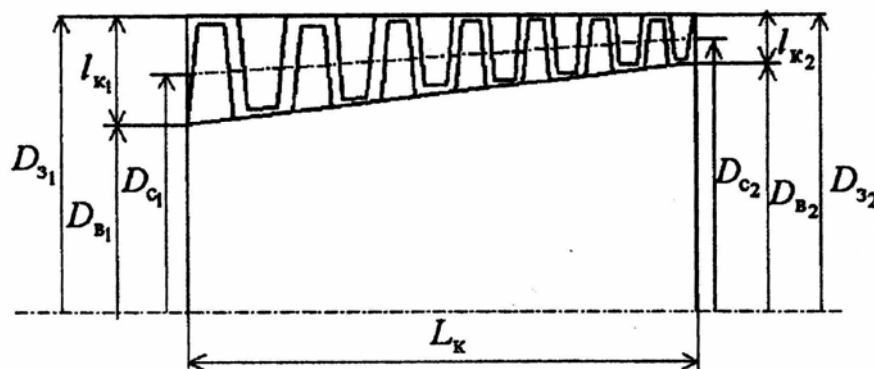


Рисунок 1.6 – Меридіанний переріз проточної частини компресорів ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						30

1.3.2 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	$P_{1\text{КЗ}}$	Па	1886400
2.Годинна витрата палива	$G_{\text{ПГ}}$	кг/год	2858,1
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{\text{П.диф.}}$	кг/с	38,33
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{\text{КЗ}}$	—	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 $V_{\text{ж.т.}}$, м ³	$\frac{G_{\text{нал.год}} H_u \cdot \eta_{\text{КЗ}}}{Q_v \cdot p_1^{\text{КЗ}}}$	0,0588
3. Число жарових труб $n_{\text{ж.т.}}$	Приймається[3]	14
4. Об'єм однієї жарової труби $v_{\text{ж.т.}}$, м ³	$\frac{V_{\text{ж.т.}}}{n_{\text{ж.т.}}}$	0,00420

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					Арк.
										31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Продовж. табл. 1.10

5. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[4]	0,7
6. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,0
7. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1366
8. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, 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 $D_{с_{кз}}$, 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_Γ	Приймається (1.10...1.4)	1,4
12. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{доп}} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	16,43
13. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	21,90
14. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,2051
15. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2.22 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,4717
16. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{с_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,9293
17. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,5129
18. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0.36 \cdot D_{с_{2_{кат}}}$	0,2476
19. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1.15 \cdot l_{ж.т.}$	0,4712
20. Довжина циліндричної частини $L_{цкз}$, м	$l_{ж.т.} / 1,14$	0,3594

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

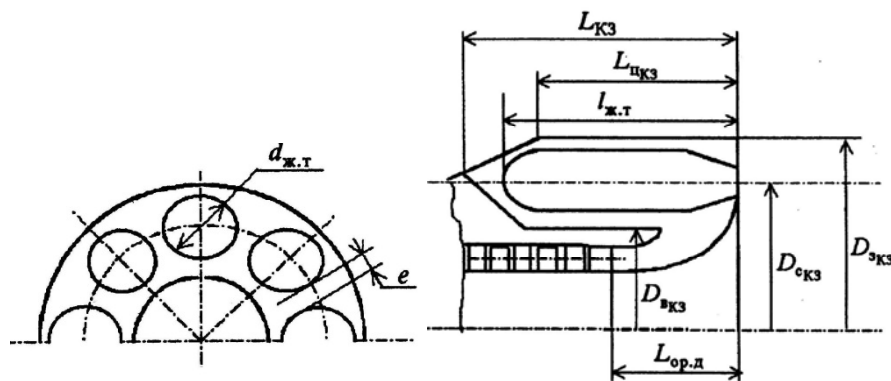


Рисунок 1.7 – Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						32

1.3.3 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 компоновання 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_k та γ_n і т.д. Необхідність у забезпеченні потужності на фланці двигуна не менш $N_e = 16$ МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі КГТА передбачається висока температура газу 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 $Me \cdot Co \cdot Cr \cdot Al \cdot Y$. Покриття $Co \cdot Cr \cdot Al \cdot Y$ 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 – $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 260 \text{ МПа}$, для ТГ прийнято сплав ЧС70ЛВИ з $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$ і $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 356,86 \text{ МПа}$.

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

Розрахунок габаритних розмірів турбін представлені в табл. 1.12

Інв. № подл.	Підпис і дата				Арк.
	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.				
Інв. № дубл.	Підпис і дата				33
	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.				
Взам. інв. №	Підпис і дата				33
	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.				
менш $N_e = 16$ 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 $Me \cdot Co \cdot Cr \cdot Al \cdot Y$. Покриття $Co \cdot Cr \cdot Al \cdot Y$ 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 – $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 260 \text{ МПа}$, для ТГ прийнято сплав ЧС70ЛВИ з $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$ і $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 356,86 \text{ МПа}$.					
Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 1.11.					
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_T	—	1,302	1,3136	1,3317
9. Середня ізобарна теплоємність ГПС	$c_{рпг}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	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_T	об/хв	10600	9000	3660
12. Кут виходу газу з соплової решітки	α_{11}	град	20	21	30

Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата						КР.142.6231м.03.01.ПЗ. 34
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

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).	$\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]}$	1	1	4
2. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_{\text{ад}}^*$, кДж/кг	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рп}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T^*}$	356,56	200,76	372,78
3. Віяловість ступеня у першому наближенні ϑ_T	Приймається $\frac{D_c}{l_p} = 10 \dots 25$	30	20	10
4. Реактивність біля кореня лопатки ρ_k	Приймається 0...0,2	0,265	0,26	0,0
5. Реактивність на серед- ньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2\vartheta_T - 1}{\vartheta_T^2} < 0,5$	0,3256	0,3575	0,1900
6. Швидкість газу на виході із соплової решітки першо- го ступеня c_1 , м/с	$\varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{\text{ад}}^*}{Z_T} \cdot a \cdot (1 - \rho_1)}$ де $a = 1$ – для ТВТ, ТНТ $a = 0,9$ – для ТГ	651,91	497,75	396,13
7. Газодинамічна функція швидкості λ_{c1}	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_r}{k_r + 1} \cdot T_3 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,9261	0,7984	0,6315
8. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} \left[\frac{k_r + 1}{2} \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_r - 1}}$	0,9937	0,9523	0,8409
9. Кільцева площа на виході з соплового апарату пер- шого ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_r}{R_r} \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \sin \alpha_{11}}}$	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 лопат- ки 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 $v_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,7051	0,7313	0,5346
16. Окружна швидкість на середньому діаметрі u_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T}{60}$	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	Числове значення			
		ТВТ	ТНТ	ТГ	
17. Дійсне значення (u/c ₁) для першого ступеня v _д	$\frac{u_3}{c_1}$	0,6140	0,6827	0,4153	
18.Похибка значень (u/c ₁) δ _v , %	$\delta v = \frac{ v_{\text{д}} - v_{\text{опт}} }{v_{\text{опт}}} < 15\%$	1,1096	1,0700	1,2100	
19. Зовнішній діаметр на виході з СА D ₃₃ , м	$D_{c3} + l_{c1}$	0,7517	0,7909	0,8849	
20. Внутрішній діаметр на виході з СА D _{в3} , м	$D_{c3} - l_{c1}$	0,6906	0,6514	0,7151	
21. Запас міцності матеріалу робочої лопатки першого ступеня K _{пр3}	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{\text{доп}}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850}\right) \cdot n_{\text{т}}^2 \cdot F_{3\text{с}}} \geq (1,5...2,0)$	4,1421	2,5177	11,1379	
Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни					
1. Осьова швидкість на виході з турбіни c _{а4} , м/с	$(1,1...1,35) \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11}$	211,59	200,88	203,02	
2.Газодинамічна функція швидкості λ _{са4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_{\text{г}}}{k_{\text{г}} + 1} \cdot T_4 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,3555	0,3456	0,4070	
3.Газодинамічна функція витрати q(λ _{са4})	$\lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{k_{\text{г}} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{\text{г}} - 1}{k_{\text{г}} + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\text{г}} - 1}}$	0,5364	0,5227	0,6023	
4. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F ₄ , м ²	$\frac{(G_{\text{т}} + G_{\text{ок}}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{\text{г}}}{R_{\text{гп}}} \left(\frac{2}{k_{\text{г}} + 1} \right)^{\frac{k_{\text{г}} + 1}{k_{\text{г}} - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,0854	0,1706	0,4939	
5.Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня K _{пр4} .	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{\text{доп}}}}{9,8 \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{т}}^2 \cdot F_4} \geq (1,5...2,0)$	3,67	2,54	9,34	
6. Тип проточної частини	ТГ	ТВТ, ТНТ	D _с =const	D _с =const	D _в =const
7.Внутрішній діаметр вихідного перерізу D _{в4} , м	$D_{в4} = D_{в3}$	$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,6835	0,6458	0,7151
8. Зовнішній діаметр вихідного перерізу D ₃₄ , м	$D_{34} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,7588	0,7965	1,0678
9. Середній діаметр вихідного перерізу D _{с4} , м	$D_{c4} = \frac{D_{н4} + D_{в4}}{2}$	$D_{c4} = D_{c3}$	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	Числове 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 осьового 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 $L_{стт}$, м	$l_{рс} \left[\left(\frac{b}{l} \right)_c + \left(\frac{\delta}{l} \right)_c + \left(\frac{b}{l} \right)_p + \left(\frac{\delta}{l} \right)_p \right]$	0,900	0,0988	0,0866
8. Довжина турбіни L_t , м	$L_{стт} \cdot z_t$	0,900	0,0988	0,3464

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

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

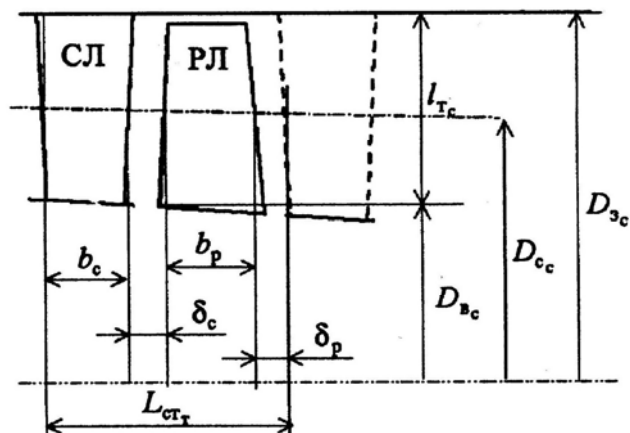


Рисунок 1.8– Середній ступінь осьової турбіни

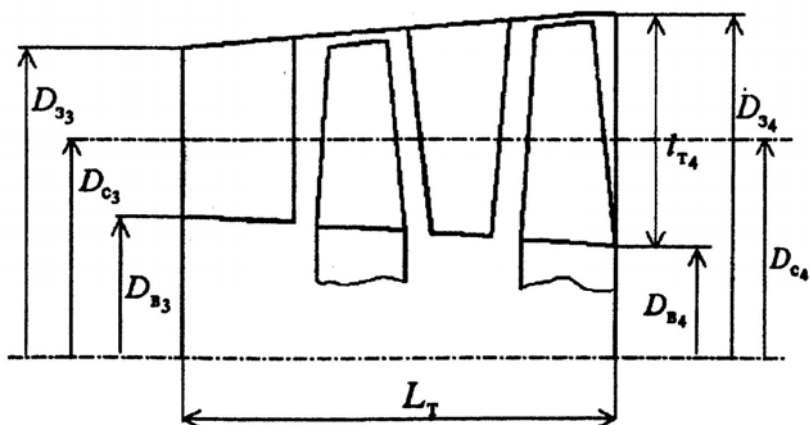


Рисунок 1.9 – Меридіанний переріз проточної частини турбіни

Рисунок 1.9 – Меридіанний переріз протоочної частини турбіни

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.			Арк.
								38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

M 1:15

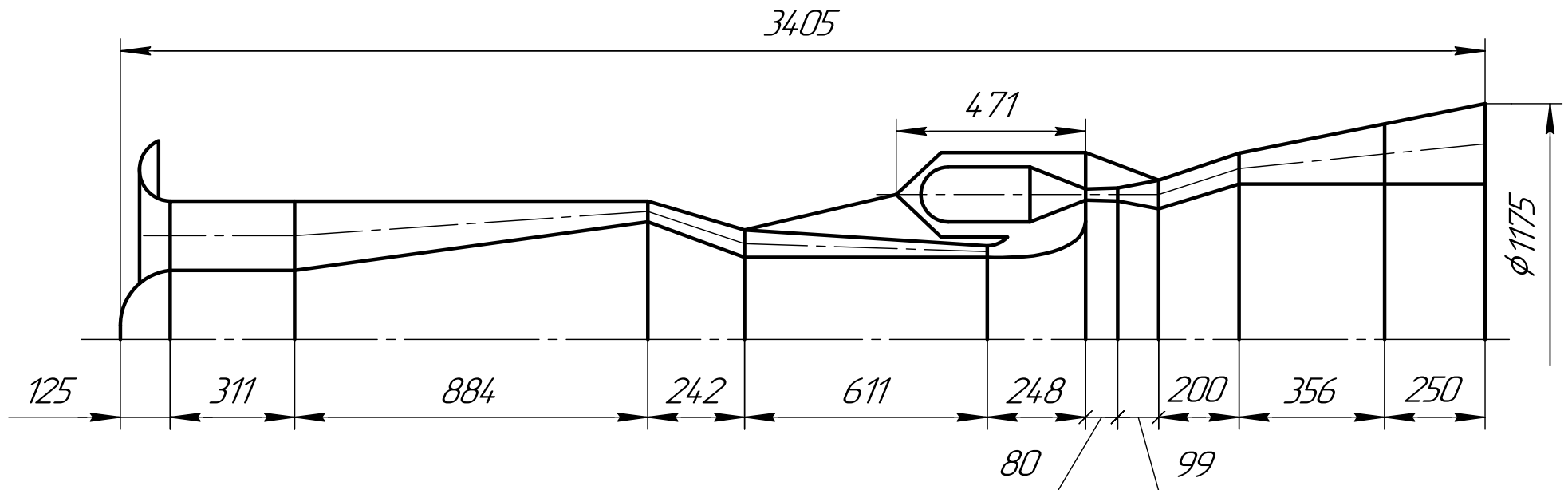


Рисунок 1.10 - Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД

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

Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

Лист
39

1.3.4 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 суднові 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 Назаренко

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА СТАЗОВ

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

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_{KV} , МПа	3,0000
Температура перегрітої пари T_{III} , К	760,00
Паропроодуктивність УПГ по перегрітій парі G_{III} , кг/с	4,5450
Температура насиченої пари T_{III} , К	507,94
Паропроодуктивність УПГ по насиченій парі G_{III} , кг/с	0,9293
Температура газу на вході в УПГ T_4 , К	760,16
Тиск газу на вході в УПГ $P_{УПГ}^{вх}$, МПа	0,1060
Температура суміші за ВП УПГ $T_{ВП}$, К	508,85
Температура газу на виході з УПГ T_6 , К	496,77
Тиск газу на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,1028
Середня теплоємність газу на вході в УПГ $C_{рПГ}$, кДж/(кг·К)	1,0789
Потужність живильного насоса $N_{ЖН}$, 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_3 , м	0,022
Внутрішній діаметр трубки d_6 , м	0,020

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

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

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

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

- для випарника

$$Q_{\text{БП}} = 3600 \cdot G_{\text{УПГ}} \cdot C_{\text{рПГ}} \cdot (T_5 - T_{\text{БП}}) = 40711500 \text{ кДж/год.}$$

$$\text{де, } T_5 = T_4 - \frac{Q_{III}}{G_{yIII} \cdot C_{pIII}} = 760,1 \text{ К.}$$

- для экономайзера

$$Q_{EK} = 3600 \cdot G_{\text{III}} \cdot C_{p\text{III}} \cdot (T_{\text{BII}} - T_6) = 7845790 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологарифмічний напір по трубних пучках, град

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{III} = \frac{(T_5 - T_{III}) - (T_4 - T_{III})}{\ln \frac{T_5 - T_{III}}{T_4 - T_{III}}} = 34,23 \text{ K},$$

- для випарника

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

- для экономайзера

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

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

$$P_{1EK} = P_{KV} / \nu_{EK} = 3,125 \text{ МПа};$$

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

$$i_{1EK} = \frac{i_{IB}}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{вСП} = 447,59 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія води на вході в економайзер};$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$\Delta t_{III} = \frac{T_5 - T_{III}}{T_4 - T_{III}} \ln \frac{T_5 - T_{III}}{T_4 - T_{III}} = 34,23 \text{ К,}$ - для випарника $\Delta t_{BII} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{BII} - T_{III})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{BII} - T_{III}}} = 97,83 \text{ К,}$ - для економайзера $\Delta t_{EK} = \frac{(T_6 - T_{1EK}) - (T_{BII} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1EK}}{T_{BII} - T_B}} = 163,54 \text{ К,}$ 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; $P_{1EK} = P_{KY} / \nu_{EK} = 3,125 \text{ МПа;}$ $\nu_{EK} = 0,96$ – коефіцієнт втрат тиску в економайзері; $i_{1EK} = \frac{i_{II} - 1}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{сП} = 447,59 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія води на вході в економайзер;
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ. Арк. 42

Підпис і дата

ИНВ. № дубл.	
--------------	--

Взам. інв. №	
--------------	--

Підпис і дата	
---------------	--

ІНВ. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

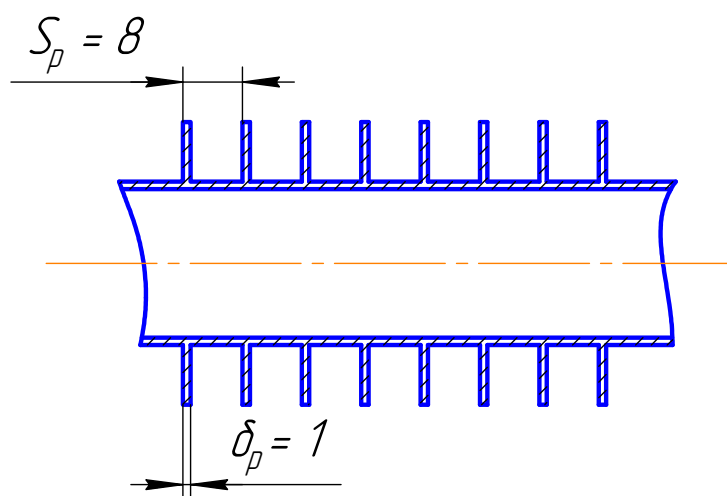
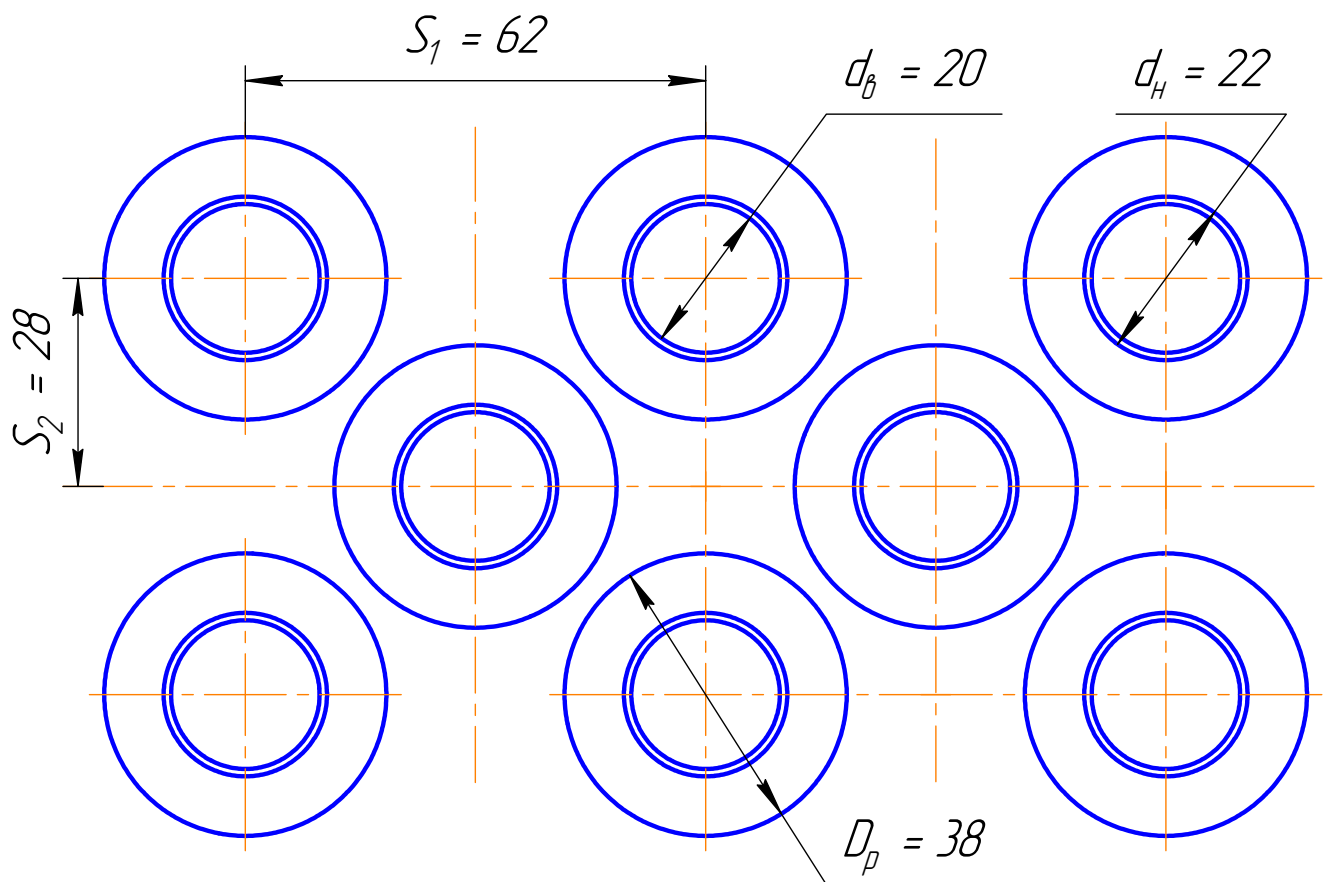
КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.

КР.142.6231М.03.01.ПЗ.



Маштаб 1:1

Рисунок 1.11– Геометрія трубного пучка

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

45

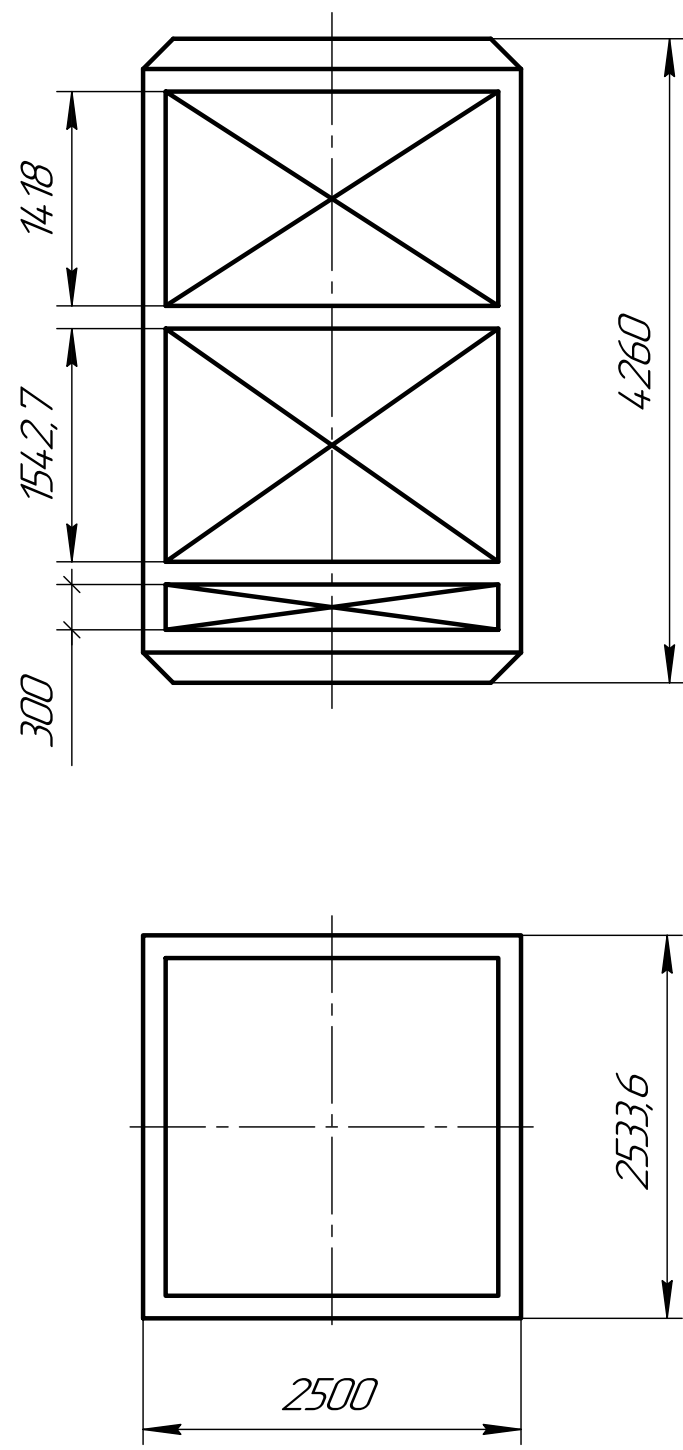


Рисунок 1.12 – Габаритний ескіз утилізаційного парогенератора

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

1.3.5 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.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Результати розрахунку габаритних розмірів ПТ наведені у таблиці 1.13.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					Арк.
										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	$H_a \cdot \eta_{ипт}$	784,3
9. Ступінь сухості пари наприкінці процесу розширення x_z	З розрахунку ТУК одного тиску	0,9549
10. Показник ізоентропи k_n	$1,035+0,1 x_z$	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 v_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
16.Середній діаметр останнього ступеня парової турбіни(у вихідному перетині) D_{cz} , м	$\sqrt{\frac{G_z v_{4п} v_z}{\pi W_{2z} \sin \beta_{2z}}}$	1,874
17. Висота робочої лопатки останнього ступеня ℓ_z , м	$\frac{D_z}{v_z}$	0,268

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

48

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
18. Частота обертання ротора $n_{пт}$, об/хв	$\frac{60 \cdot U_z}{\pi \cdot D_{cz}}$	2925
19. Запас тривалої міцності матеріалу σ_b , МПа (1X13)	Вибирається з довідника	610
20. Густина матеріалу лопаток ρ_{MT} , кг/м ³	Вибирається з довідника	7750
21. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $k_{прz}$	$\frac{\sigma_b}{9.8 \left(\frac{\rho_{MT}}{7800} \right) \cdot \frac{U_z^2}{v_z}}$	5,324
22. Ступінь реактивності на середньому діаметрі ρ_z	$\frac{2 \cdot v_{я} - 1}{v_{я}^2}$	0,265
23. Значення кута виходу з соплових решіток α_{12} , °	Приймаємо (24...32)	32
24. Безрозмірна характеристика останнього ступеня $\left(\frac{U}{C_1} \right)_2$	$\frac{\cos \alpha_{12}}{2(1 - \rho_z)}$	0,577
25. Коефіцієнт соплової решітки останнього ступеня φ_{c2}	Приймаємо (0,95...0,97)	0,95
26. Коефіцієнт враховуючий використання вихідних швидкостей μ	Приймаємо (0,03...0,06)	0,03
27. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує останній ступені нерегульованої групи Δh_{a2} , Дж/кг	$\frac{U_z^2}{2(1 - \rho_2) \left(1 + \mu \left(\frac{U}{C_1} \right)^2 \cdot \varphi_{c2}^2 \right)}$	$1,810 \cdot 10^5$
28. Середній діаметр регульовального ступеня (РС) D_{cp} , м	$(0,9 \dots 1,2) \cdot D_{cz}$	1,874
29. Колова швидкість регульовального ступеня U_{cp} , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_{nm}}{60}$	287
30. Значення безрозмірної характеристики v_{pc} (для 2-х вінцевого РС)	Приймаємо (0,2...0,3)	0,2
31. Адіабатний тепло перепад на соплах регульовального ступеня Δh_{ac} , Дж/кг	$\frac{U_{cp}^2}{2 \cdot v_{pc}}$	$2,059 \cdot 10^5$
32. Ступінь реактивності регульовального ступеня ρ_{pc}	Приймаємо (0,15...0,20)	0,20
33. Повний тепло перепад регульовального 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
34. Вєєрність 1-го ступеня нерегульованої групи v_1'	Приймаємо (15...85)	85
35. Середній діаметр 1 ступеня нерегульованої групи D_{c1} , м (для обраної форми проточної частини – $D_B = \text{const}$)	$(D_{cz} - l_z) \cdot \frac{v_1'}{v_1' - 1}$	1,626
36. Колова швидкість на середньому діаметрі 1 ступеня U_1 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{nm}}{60}$	248,93
37. Значення кута виходу з соплових решіток α_{11} , °	Приймаємо (11...14)	14
38. Ступінь реактивності ρ_1	$\frac{2 \cdot v_1' - 1}{(v_1')^2}$	0,023
39. Безрозмірна характеристика $\left(\frac{U}{C_1}\right)_1$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,497
40. 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
41. Середнє значення швидкісного коефіцієнта соплових решіток φ_c	Приймаємо (0,95...0,965)	0,96
42. Адіабатний теплоперепад на соплах 1 ступеня Δh_{ac1} , Дж/кг	$\frac{C_{1,1}^2}{2 \cdot \varphi_c^2}$	$1,362 \cdot 10^5$
43. Питомий об'єм пари за соплами 1 ступеня v_{c1} , м ³ /кг	По h-s діаграмі	0,80
44. 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
45. Дійсне значення віяловості 1-го ступеня v_1	$\frac{D_{c1}}{l_{c1}}$	91,746
46. Різниця прийнятого значення віяловості v_1' та розрахункового v_1 , %	$\frac{v_1' - v_1}{v_1'} \cdot 100\% \leq 10\%$	7,936
47. 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.

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

50

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
48. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує в 1 ступені нерегульованої групи Δh_{a1} , Дж/кг	$\frac{U_1^2}{2(1 - \rho_1) \left(\frac{U}{C_1} \right)^2 \phi_{c1}^2}$	$1,395 \cdot 10^5$
49. Адіабатний теплоперепад середнього ступеня нерегульованої групи Δh_{acp} , Дж/кг	$\sqrt{\Delta h_{a1} \cdot \Delta h_{az}}$	$1,589 \cdot 10^5$
50. Коефіцієнт оберненого тепла R	Приймаємо (1,01...1,03)	1,01
51. Теплоперепад, що спрацьовує у нерегульованій групі ступенів $H_{анг}$, Дж/кг	$H_a - h_{acp}$	$8,214 \cdot 10^5$
52. Кількість ступенів нерегульованої групи $z_{нг}$	$\frac{R H_{анг}}{\Delta h_{acp}}$	6
53. Осьовий габарит 1 ступеня нерегульованої групи L_{ct1} , м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,060
54. Осьовий габарит останнього ступеня нерегульованої групи L_{ctz} , м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,128
55. Довжина проточної частини середнього ступеня нерегульованої групи L_{ctcp} , м	$0.95 \cdot \sqrt{L_{cm1} \cdot L_{cmz}}$	0,103
56. Довжина регулювального ступеня L_{pc} , м	$(0,10 \dots 0,15) \cdot D_{cp}$	0,187
57. Довжина парової турбіни $L_{пт}$, м	$(2,6 \dots 3,5) \cdot (z_{нг} \cdot L_{ctcp} + L_{pc})$	2,100
58. Максимальний діаметр корпусу парової турбіни $D_{пт}$, м	$(1,5 \dots 1,6) \cdot D_{cz}$	2,811

На рис. 1.13 показані основні геометричні розміри парової турбіни.

Підпис і дата		55. Довжина проточної частини середнього ступеня нерегульованої групи $L_{стср}$, м	$0.95 \cdot \sqrt{L_{cm1} \cdot L_{cm2}}$	0,103		
		56. Довжина регулювального ступеня $L_{рс}$, м	$(0,10 \dots 0,15) \cdot D_{ср}$	0,187		
		57. Довжина парової турбіни $L_{пт}$, м	$(2,6 \dots 3,5) \cdot (z_{нг} \cdot L_{стср} + L_{рс})$	2,100		
		58. Максимальний діаметр корпуса парової турбіни $D_{пт}$, м	$(1,5 \dots 1,6) \cdot D_{сз}$	2,811		
Інв. № дубл.		На рис. 1.13 показані основні геометричні розміри парової турбіни.				
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Інв. № дорл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

М 1:10

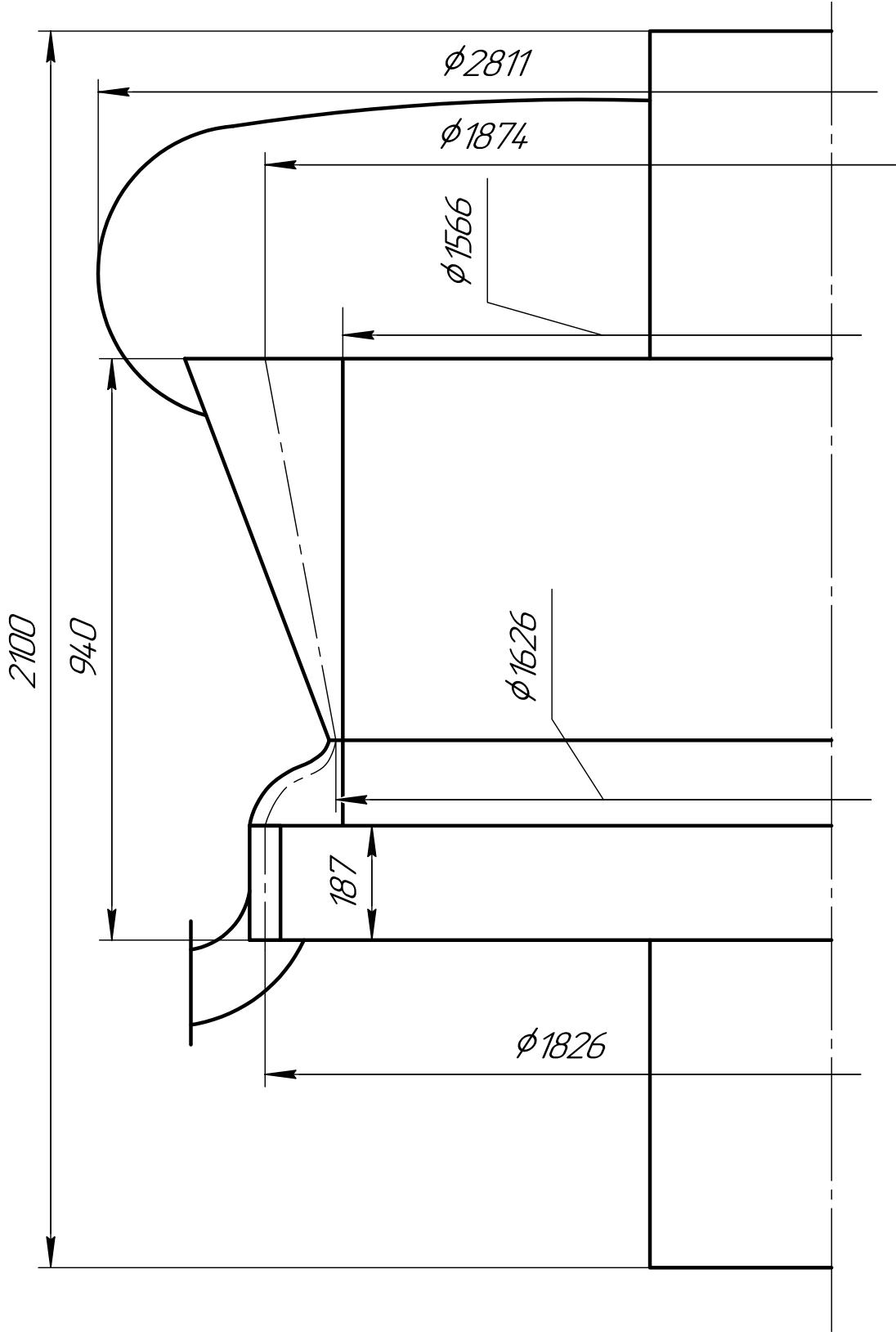


Рис. 1.13. Габаритно-компоновальный эскиз проточной части паровой турбины

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

1.3.6 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_{Π}	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_{Π}	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	$(0,98 \dots 0,99) \left(1 - \sum_{k=1}^{K=Z_{om}} g_k \right) G$	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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
					Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					Арк. 53

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

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	$\frac{i_x - i_k}{C_v(t_2 - t_1)}$	56,69
13. Середньологарифмічна різниця 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/(м ² ·°C)	$1,095 \sqrt{\omega^4 \sqrt{t_m} + 17,8}$	5,392
17. Поверхня охолодження F , м ²	$\frac{Q}{k \Delta t_{cp}}$	116,096
18. Парова навантаження конденсатора q , кг/(м ² ·ч)	$\frac{\beta G_x}{F} \cdot 3600$	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/м ³	1020...1030	1030
22. Кількість трубок у конденсаторі n	$\frac{4W \cdot z_v}{\pi d_{вн}^2 \omega \rho_v}$	197
23. Довжина трубок ℓ , м	$\frac{F}{\pi d_n n}$	1,97
24. Кількість трубок на 1м ² 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

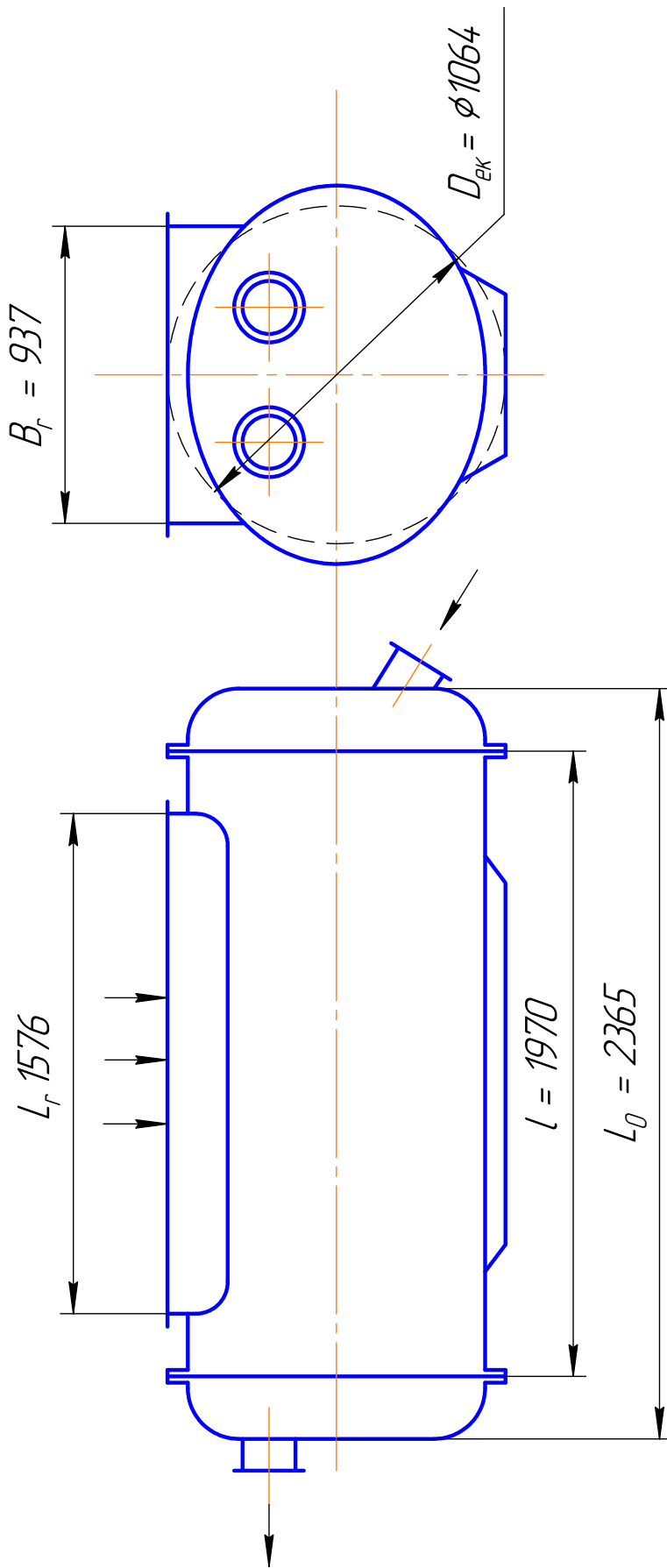
Продовж. табл. 1.15

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 $D_{\text{эк}}, \text{м}$	$1,05 \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$	1,0643
29. Відношення довжини трубок до еквівалентного діаме- тру	$\frac{\ell}{D_{\text{эк}}}$	1,8
30. Розміри горловини кон- денсатора $L_{\text{г}} \times B_{\text{г}}, \text{м}$	Приймається по $L_{\text{п}} \times B_{\text{п}}$ ПТ	1576×937
31. Повна довжина конденса- тора з урахуванням водяних ка- мер $L_0, \text{м}$	$\approx 1,2\ell$	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 від- воду охолоджуючої води $n_{\text{п}}$	Приймається (1...2)	2
34. Діаметр патрубків $d_{\text{п}}, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4W}{\pi n_{\text{п}} \omega_{\text{п}} \rho_{\text{с}}}}$	0,167
35. Маса сухого конденса- тора $G_{\text{к}}, \text{т}$	$0,34 [\ell D_{\text{эк}}^2 n^{0,35}]^{0,15}$	3,793

На рис. 1.18 представлений ескіз парового конденсатора.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					Арк.
										55

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



масштаб 1:20

Рисунок 1.18 – ескіз парового конденсатора

1.3.7. 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 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}	$n_{ТГ} / n_{Г}$	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	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot (i_1 + 1)}{n_1 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot K_{01} \cdot t \cdot i_1}}$	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	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot \sqrt{\eta_p} \cdot (i_2 + 1)}{n_3 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot K_{03} \cdot t \cdot i_2}}$	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 $l_{ни1}$, м	$0,5 \cdot D_1$	0,125
14. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора $l_{ни3}$, м	$0,5 \cdot D_3$	0,187
15. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора l_{n2} , м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_2$	0,141
16. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора, l_{n4} м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_4$	0,421
17. Осьовий габарит редуктора L_p , м	$(1,3 \dots 1,35) \left[2l_{n2} + \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot D_1 + 2 \cdot l_{n4} + \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot D_3 \right]$	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 $\overline{M}_p$, (кг/кВт)	Приймається	2,5
15. Маса редуктора, M_p , кг	$\overline{M}_p \cdot N_{ГТД}$	35830

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						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	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot (i_1 + 1)}{n_1 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot K_{01} \cdot i \cdot i_1}}$	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	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot \sqrt{\eta_p} \cdot (i_2 + 1)}{n_3 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot K_{03} \cdot i \cdot i_2}}$	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 $l_{ни1}$, м	$0,5 \cdot D_1$	0,125
14. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора $l_{ни3}$, м	$0,5 \cdot D_3$	0,187
15. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора l_{n2} , м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_2$	0,141
16. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора, l_{n4} м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_4$	0,421
17. Осьовий габарит редуктора L_p , м	$(1,3 \dots 1,35) \left[2l_{n2} + \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot D_1 + 2 \cdot l_{n4} + \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot D_3 \right]$	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 $\overline{M}_p$, (кг/кВт)	Приймається	2,5
15. Маса редуктора, M_p , кг	$\overline{M}_p \cdot N_{ГТД}$	35830

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

КР.14.2.6231М.03.01ПЗ

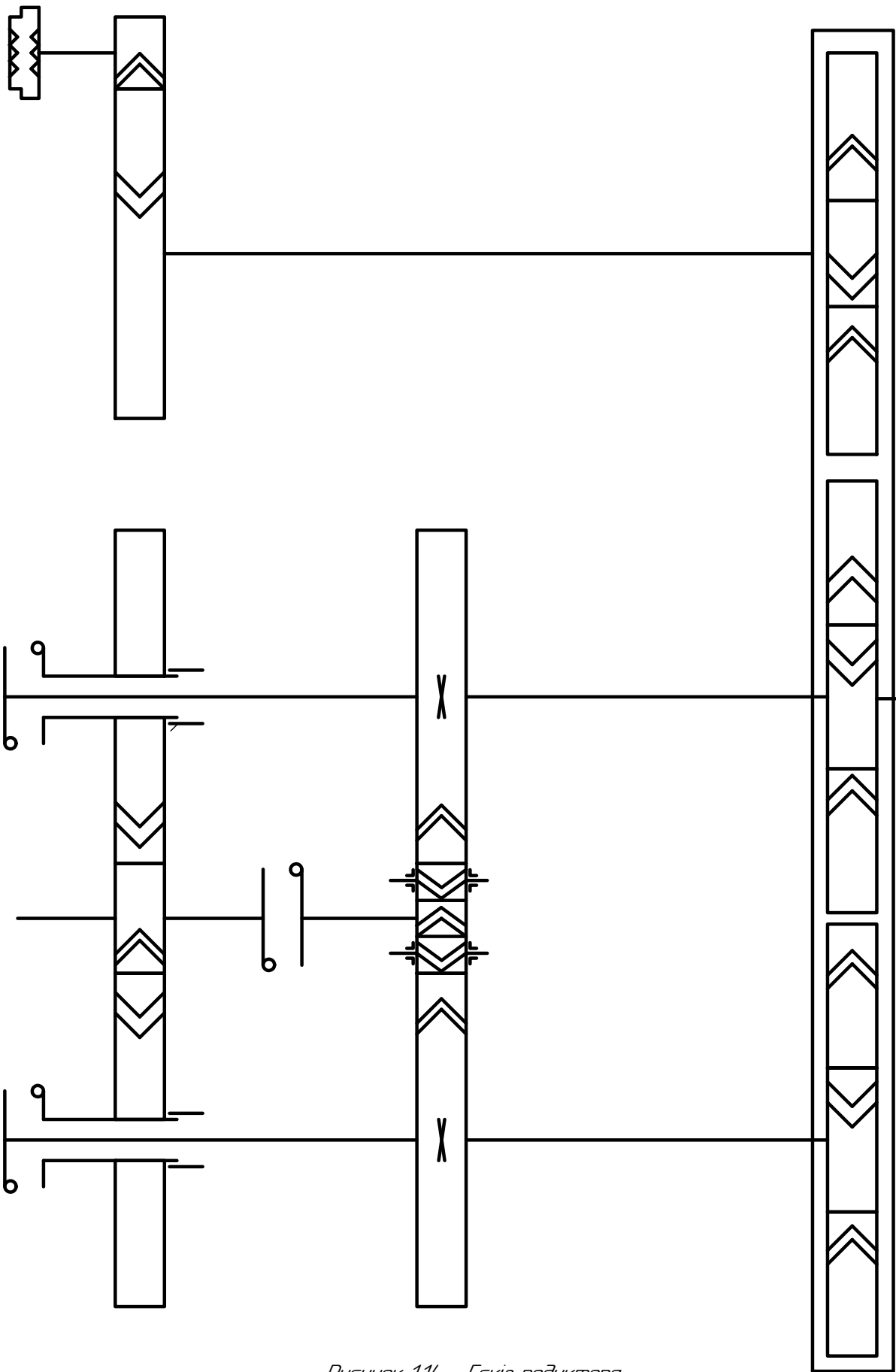


Рисунок 1.14 – Ескіз редуктора

М 1:15

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01ПЗ

Лист
58

1.4 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 проводитися за стандартною методикою або по способу параболи [27]. На рис. 1.12 профіль соплової лопатки побудований саме таким методом. Складність полягає в

Підпис і дата				
Інв. № дубл.				
Взам. інв. №				
Підпис і дата				
Інв. № подл.				
Зм.				
Арк.				
№ докум.				
Підпис				
Дата				
КР.142.6231м.03.01.ПЗ.				
Арк.				
59				

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 Ващилєнко М.В., к.т.н., професор Горбов В.М.

Запуск програми здійснюється файлом gta50t.exe розміщеним у директорії SAPRTA.

Вихідні дані для розрахунку варіанта готуються шляхом редагування файлу isgta50t.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

Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Взам. інв. №	Підпис і дата				
Інв. № подл.	Підпис і дата				
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис
		Дата			
		КР.142.6231м.03.01.ПЗ.			
		Арк.			
		60			

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
TBV	Температура охолоджуючого повітря на вході в охолоджуванні 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

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

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

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

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

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

1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ

Таблица 1.20 - Термодинамічний розрахунок ТВТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр.6231м Назаренко

Расчет ТВД ГТА

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

кг/с об/мин м

.....1.....1.....1.....39.120.....10600.0.....0.7211

.....P03.....T03.....P23.....T23.....TBV.....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

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.	Арк.
											63

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

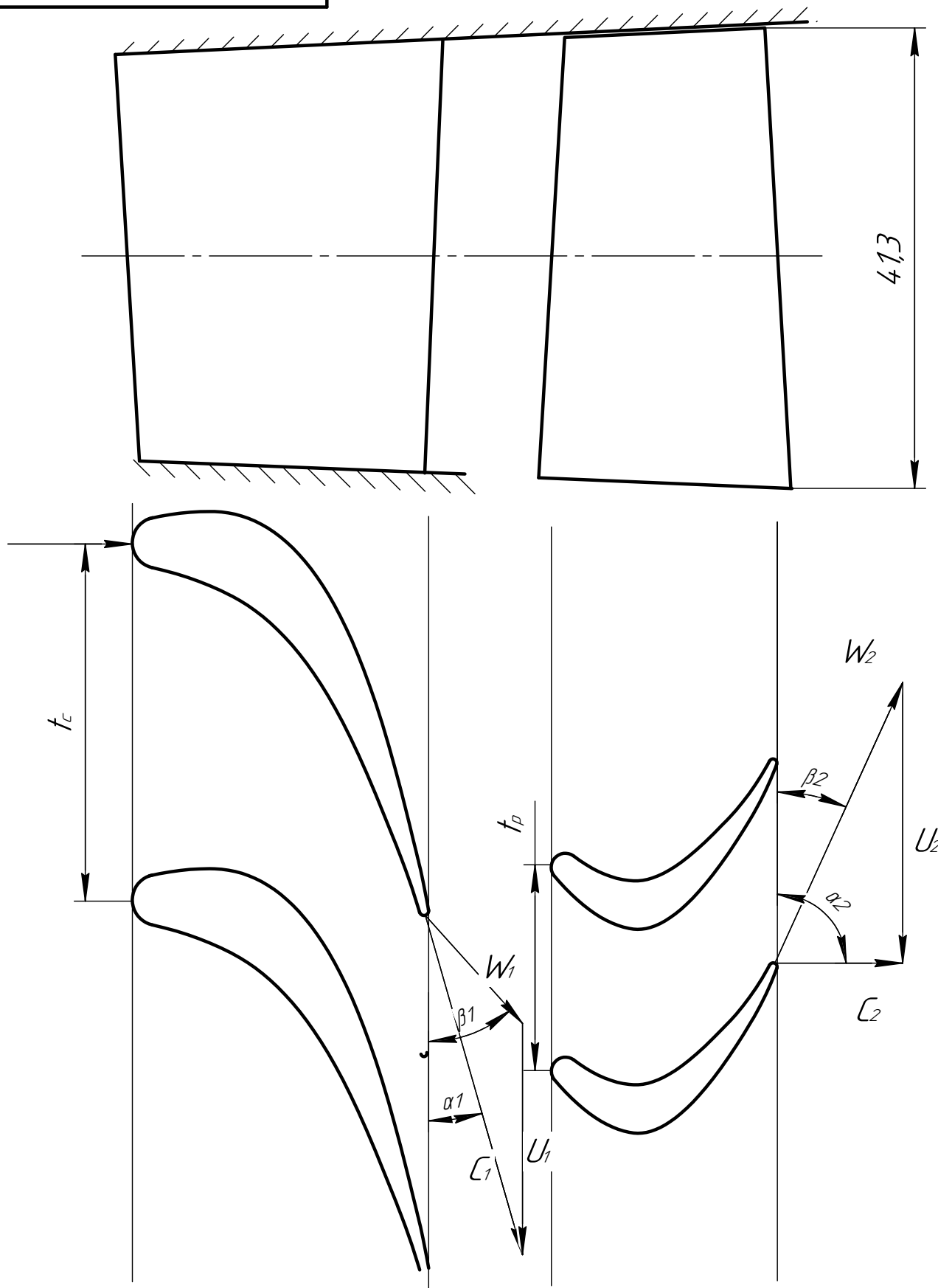
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

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

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					Арк.
										64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



М 2:1

Рисунок 1.15 – Решітки профілів ТВТ на середньому діаметрі.

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Інв. № дорл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

Лист
65

1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ

Таблиця 1.21 - Термодинамічний розрахунок ТНТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Назаренко

Расчет ТНД ГТА

.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11.....
1	1	1	кг/с	об/мин	м
44.760	9000.0	0.7211			
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	ТВВ.....	UM.....
МПа	К	МПа	К	К	
0.7528	1187.6	0.4113	1037.7	716.3	0.995
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	ГAK.....	ГAP.....
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

	1ct	2ct	3ct	4ct	5ct	6ct
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
GEP (Z)	0.020	0.020	0.020	0.020	0.020	0.020

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КТ	192.45
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КТ	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, K	1187.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	0.7528	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, K	1075.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.5050	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, K	1021.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.3880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, K	1036.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.4114	0.0000	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	2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КТ					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
Инв. № дубл.	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
Взам. инв. №	ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА					
	HAD, кДж/кг	209.56	0.00	0.00	0.00	0.00
	LAMC1	0.8022	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
	HVD	0.7560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
	HVOP	0.7560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
	GOXS, кг/с	0.80	0.00	0.00	0.00	0.00
	GOXP, кг/с	0.12	0.00	0.00	0.00	0.00
	ROM	0.3785	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
	ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ					
A1, ГРАД	20.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
C1, М/С	496.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
B1, ГРАД	62.60	0.00	0.00	0.00	0.00	
W1, М/С	191.1	0.0	0.0	0.0	0.0	
Инв. № подл.						Арк.
						66
	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.					
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

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

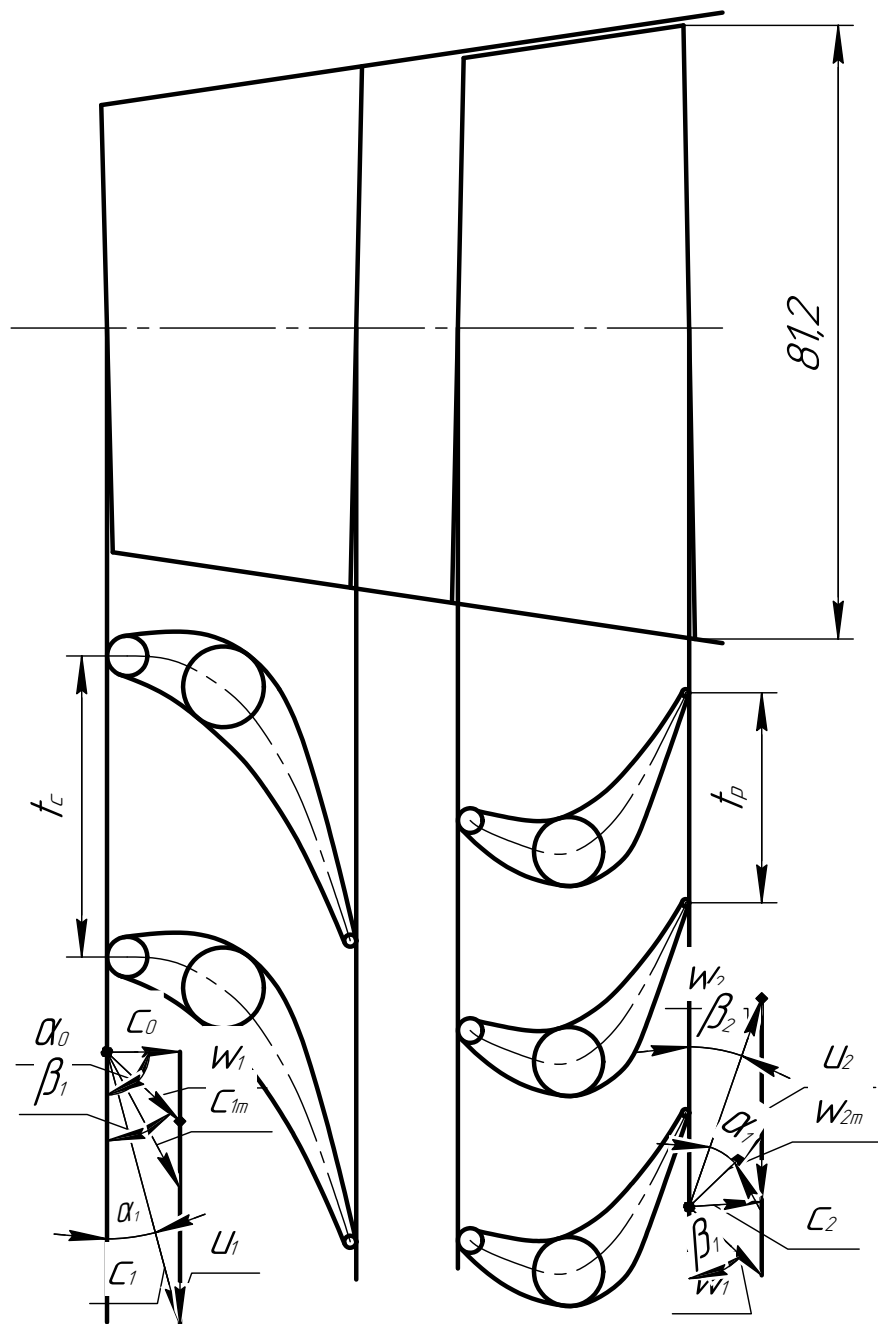
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

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
TCI,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

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.		Арк.		
							67		



М 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.03.01ПЗ

Лист
68

1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТС

Таблица 1.22 - Термодинамічний розрахунок силової ТС

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Назаренко

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

КР.142.6231м.03.01.ПЗ.

Арк.

69

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

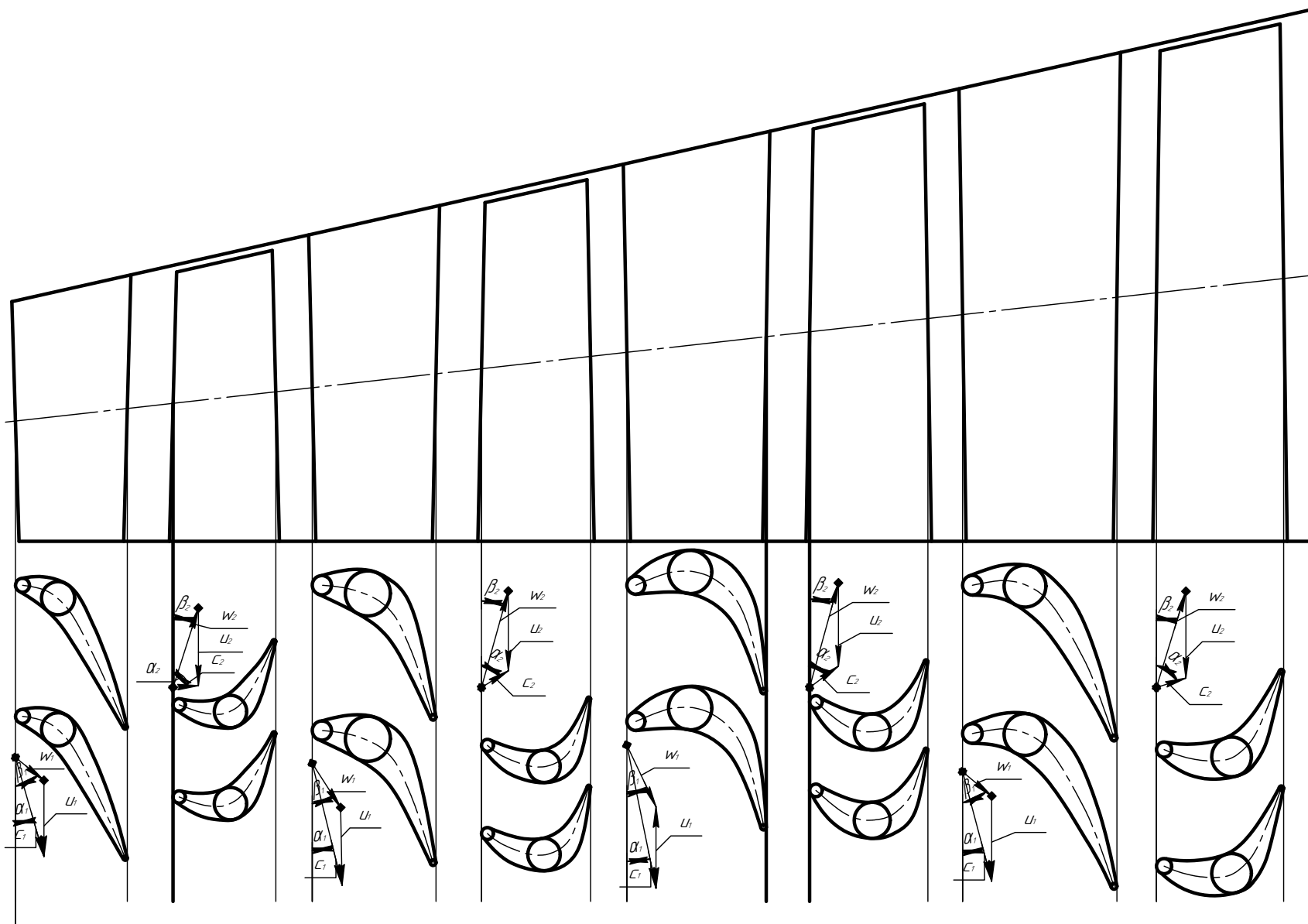
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

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

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ.		Арк.		
							70		



М 1 : 2

Рисунок 1.17 – Решітки профілів ТГ на середньому діаметрі.

Взам. шиф. №	Інв. № довід.	Підп. і дата
№ док.	№ док.	№ док.

Взам. шиф. №	Інв. № док.	Підп.	Дата
Взам. шиф. №	Інв. № док.	Підп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.01.ПЗ

Лист
71

Копіювати

Формат А3

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Інв. № докум.								
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ		
	Студент.	Назаренко А.В.						
	Керівник	Козловський А.В.						
	Консульт.							
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.						
					Конструктивні розрахунки і конструювання	Літ.	Арк.	Аркушів
							72	106
						НУК		

2 Конструктивні розрахунки і конструювання

2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК

Парогазова установка з теплоутилізаційним контуром (ПГУ з ТУК) призначений для використання як головний судновий двигун.

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		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ				
					Арк.				
					73				

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		ки і допоміжні елементи.					
Інв. № дубл.		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. № подл.		Конденсатор призначений для охолодження пари, що виходять із ПТ. Пара з конденсується на трубках конденсатора. Конденсат збирається у водяних камерах, відкіля відкачується конденсатним насосом у ТЯ.					
						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
							74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Турбіна високого тиску (ТВТ) — осьова “консольного” типу, одноступінчата, призначена для приводу в обертання компресор високого тиску. Турбіна високого тиску складається з соплового апарату першого ступеня ТВТ і ротора ТВТ.

У внутрішню порожнину лопатки вставлений дефлектор. Охолодження вхідної кромки соплових лопаток здійснюється обдувом повітря через отвори дефлектора, розташованого усередині лопаток. Охолодження середньої частини лопаток має усередині лопаток розвинену систему обребріння. Охолоджуване повітря до лопаток підводиться знизу з порожнини.

Проточна частина утворена верхніми і нижніми полками лопаток. Верхня полиця лопаток переднім торцем упирається в корпус передній, а заднім торцем входить у паз корпусу зовнішнього. У нижній частині лопатки переднім торцем спираються на кільце притискне, а заднім торцем лопатки — на кільце силове. Ці кільця мають ущільнювальні елементи.

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.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ра, розташованого усередині лопаток. Охолодження середньої частини лопаток має усередині лопаток розвинену систему обребріння. Охолоджуване повітря до лопаток підводиться знизу з порожнини. Направляючий апарат підводить охолоджуюче повітря до робочих лопаток ТВТ через щілини. Проточна частина утворена верхніми і нижніми полками лопаток. Верхня полиця лопаток переднім торцем упирається в корпус передній, а заднім торцем входить у паз корпуса зовнішнього. У нижній частині лопатки переднім торцем спираються на кільце притискне, а заднім торцем лопатки — на кільце силове. Ці кільця мають ущільнювальні елементи. 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 корпуса.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ Арк. 75

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 витоки 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 ялин-

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	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 ялин-									
					КР.142.6231м.03.02.ПЗ			Арк.		
								76		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ					Арк.
										77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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

Силовa 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 шарииковий підшипник і підшипник ковзання. Шарииковий підшипник сприймає радіальне і частково осьове навантаження, а підшипник ковзання — осьове.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ				Арк.
									78

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 осьового 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 осьового навантаження. Основне осьове навантаження сприймають упорний підшипник; колодки через упорний рухомий диск.

Для зменшення нагріву масляної порожнини корпус підшипників і передня кришка ущільнювача покриваються теплоізолюючим матеріалом. На задню кришку ущільнювача ставиться екран.

Інв. № подл.	Підпис і дата																		
	Інв. № дубл.																		
	Взам. інв. №																		
	Підпис і дата																		
<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
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата															
КР.142.6231м.03.02.ПЗ																			
Арк. 79																			

Масло на змащування і охолодження підшипників подається по трубі підведення масла. Для очищення масла на вході в трубу встановлюється фільтр. Від відвернення в процесі роботи труба стопориться замком, який кріпиться гвинтами до зовнішнього корпусу. Труба вкручується в корпус підшипників і ущільнюється в ньому прокладкою. Зовні труба фіксується і ущільнюється фланцем.

Всі складові частини комунікацій підведення масла ущільнюються між собою гумовими кільцями ущільнювачів.

Датчики обмеження частоти обертання силової турбіни (обмеження розкручування турбіни) і шестерня-індуктор призначені для видачі сигналу на зупинку двигуна у разі перевищення максимально-допустимої частоти обертання ротора ТГ. Датчики встановлені на кронштейні, який кріпиться к задньому фланцю ОВ.

З'єднання силової ТГ з генератором через еластичну муфту і ресору забезпечує нормальну роботу агрегату при незначних перекошеннях осей валів двигуна.

2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ

2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції

У газодинамічних розрахунках пункту 1.4 передбачалося, що геометричні характеристики решіток профілів і параметри робочого тіла і потоку по довжині лопаток постійні, тобто вважалося, що потік у решітках плоскопаралельний. Таке допущення вносить погрішність у розрахунки, оскільки потік у решітках має просторовий характер, і, якщо ступінь виконаний з циліндричними лопатками (постійного по довжині профілю), дійсні показники її через віялові втрати можуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Віялові втрати є наслідком невідповідності геометричного кута входу робочих решіток, обраного з умов течії на середньому діаметрі ступеня, дійсним кутам натікання потоку в областях, що прилягають до кореневого і периферійного перетинів лопаток. Це викликано зміною по довжині лопатки окружної швидкості і 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.

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

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

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.

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$D_{cp} = 0,7211\text{м}; l_p = 0,0413\text{м}; u_{2cp} = 484,1\text{м/с}; \alpha_{1cp} = 16^\circ; c_{1cp} = 677,3\text{м/с}; (u/c_1)_{cp} = 0,6899$
 $\alpha_{2cp} = 91,10^\circ; c_{2cp} = 209,6\text{м/с}; \beta_{2cp} = 23,58^\circ; w_{2cp} = 523,8\text{м/с}; \phi = 0,98; \psi = 0,97.$

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 $r, \text{м}$	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,340	0,361	0,381
2.Відносний радіус $\frac{\bar{r}}{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,943	1	1,057
3.Колова швидкість $u, \text{м/с}$	$u_{2cp} \bar{r}$	456,37	484,1	511,83
4.Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, \text{м/с}$	$\frac{c_{1cp}}{r} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	715,33	677,3	645,54
5.Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, \text{град}$	$\arctg(\bar{r} \cdot \tg \alpha_{1\bar{n}\delta})$	15,13	16	16,87
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	0,616	0,690	0,768
7.Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, \text{град}$	$\arctg \frac{\bar{r} \tg \alpha_{1\bar{n}\delta}}{1 - \left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	36,74	45,45	56,89
8 Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, \text{м/с}$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	312,10	261,98	222,89
9.Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, \text{град}$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{w}_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	24,87	23,58	22,42
10.Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, \text{м/с}$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	498,25	523,76	549,48

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

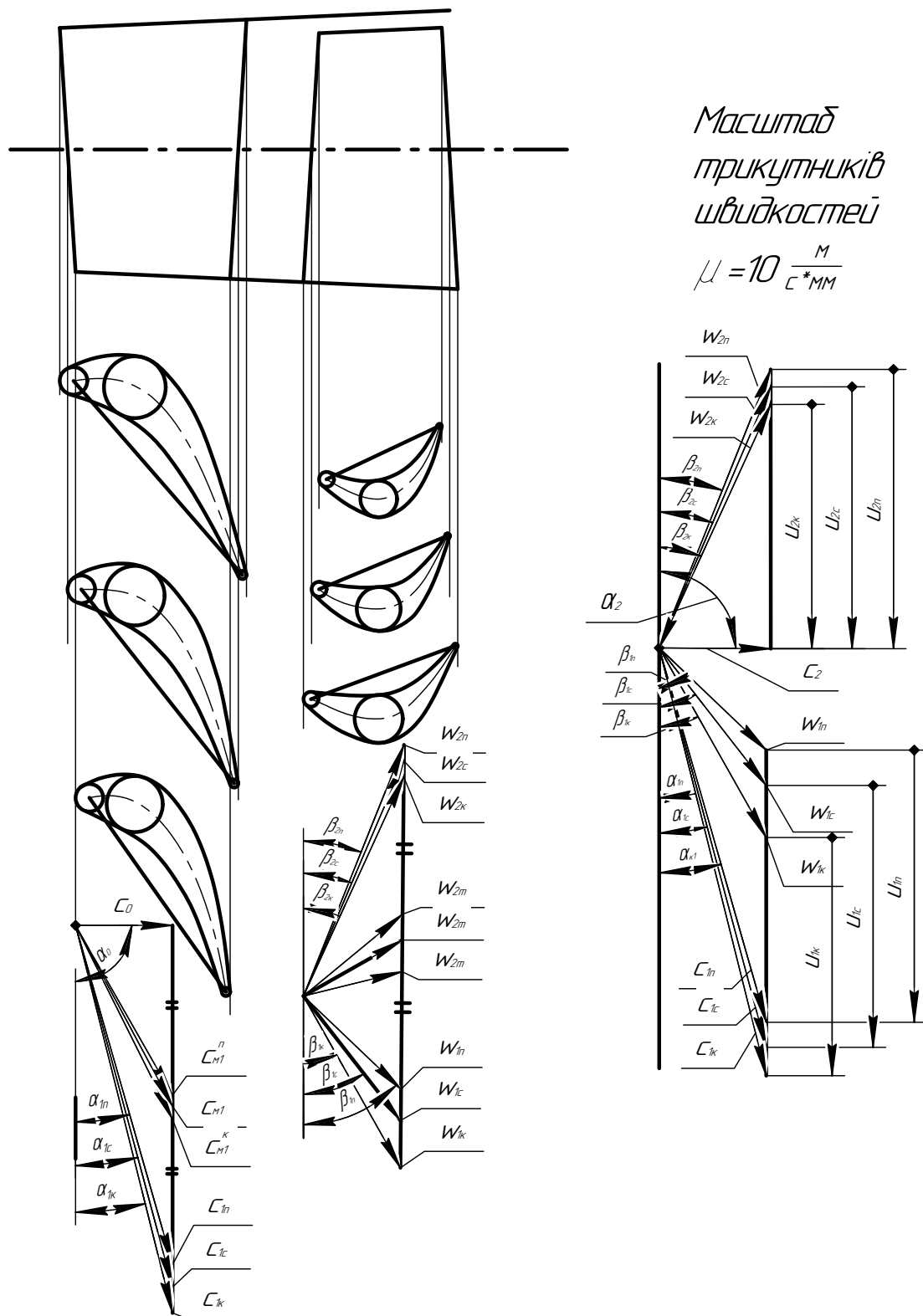
					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому Діаметрі	На периферії
11.Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, град$	при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$ $180 - arctg(\bar{rtg}\alpha_{2cp})$	91,17	91,10	91,04
12.Абсолютна швидкість потоку за ступенем $c_2, м/с$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	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

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



M 1:1

Рисунок 2.1 – Закручення лопаток ТВТ за законом сталості циркуляції

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_r	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	-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ					Арк.
										85

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:

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

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

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

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

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

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_a . Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові:

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

$$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2\pi r_{cp}}{z}l(p_1 - p_2) = 125,3 \text{ H},$$

4) Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

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

$$P_n = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 43,6 \text{ H.}$$

5) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки А: $\sigma_{uoA} = -\frac{P_{\xi}}{W_{nA}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\varepsilon A}} \frac{l}{2} = 4,2 \cdot 10^6 \text{ Па},$

для точки В:
$$\sigma_{\text{срВ}} = -\frac{P_{\xi}}{W_{\text{нВ}}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi\text{В}}} \frac{l}{2} = -3,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

Підпис і дата		3) З боку газу на робочу лопатку діє газодинамічна сила P, яку можна розкласти на дві складові – колову P_u та осьову P_a. Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові: $P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = 160 \text{ Н},$ $P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2\pi r_{cp}}{z} l(p_1 - p_2) = 125,3 \text{ Н},$ 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: для точки А: $\sigma^z_{uoA} = -\frac{P_\xi}{W_{\eta A}} \frac{l}{2} - \frac{P_\eta}{W_{\xi A}} \frac{l}{2} = 4,2 \cdot 10^6 \text{ Па},$ для точки В: $\sigma^z_{uoB} = -\frac{P_\xi}{W_{\eta B}} \frac{l}{2} - \frac{P_\eta}{W_{\xi B}} \frac{l}{2} = -3,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$							
Інв. № дубл.									
Інв. № докл.									
Взам. інв. №									
Підпис і дата									
Інв. № подл.									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ				Арк.
									86

для точки C: $\sigma_{uoC} = -\frac{P_{\xi}}{W_{\eta C}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi C}} \frac{l}{2} = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Па.}$

Матеріал диска приймаємо ХН73 МБТЮ (ЭИ 698).

Початкові дані для розрахунку диска на міцність:

- густина матеріалу диска $\rho_d = 8320 \text{ кг/м}^3$;
- густина матеріалу лопаток $\rho_l = 8100 \text{ кг/м}^3$;
- частота обертання диска $n = 10600,0 \text{ об/хв.}$;
- допустима температура лопатки в кореневому перетині $T_l = 1080 \text{ К (807 } ^\circ\text{С)}$;
- відцентрова сила, діюча в кореневому перетині лопаток $C_0 = 17407,87 \text{ Н (див. п. 2.2.2.2 табл. 2.4)}$;
- число лопаток, закріплених на диску $z = 127$;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,087 \text{ м}$;
- зовнішній розрахунковий радіус диска, який проходить по впадинах пазів кріплення лопаток $r_a = 0,332 \text{ м}$;
- товщина поясу кріплення $h_{кр} = 0,034 \text{ м}$.

Визначаємо необхідні для розрахунку параметри:

1. Густина пояса кріплення

$$\rho_{кр} = 0,5 \cdot (\rho_l + \rho_d) = 8210 \text{ кг/м}^3.$$

2. Осьовий момент інерції пояса кріплення:

$$I_{кр} = \frac{(r_0^3 - r_a^3)}{3} h_{кр} = 10,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

3. Кутова швидкість обертання диска на робочому режимі

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1082,6 \text{ с}^{-1}.$$

4. Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2\pi r_{кр} \omega^2 I_{кр} = 6364280 \text{ Н}.$$

5. Відцентрова сила від маси лопаток і елементів кріплення

$$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{кр} = 8540265 \text{ Н}.$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	1. Густина пояса кріплення
					$\rho_{кр} = 0,5 \cdot (\rho_{л} + \rho_{д}) = 8210 \text{ кг/м}^3.$
					2. Осьовий момент інерції пояса кріплення:
					$I_{кр} = \frac{(r_0^3 - r_a^3)}{3} h_{кр} = 10,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$
					3. Кутова швидкість обертання диска на робочому режимі
					$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1082,6 \text{ с}^{-1}.$
					4. Відцентрова сила від пояса кріплення
					$C_{кр} = 2\pi \rho_{кр} \omega^2 I_{кр} = 6364280 \text{ Н}.$
					5. Відцентрова сила від маси лопаток і елементів кріплення
					$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{кр} = 8540265 \text{ Н}.$
			</		

6. Силовий комплекс

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

7. Температура на зовнішньому радіусі диска

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

8. Температура на внутрішньому радіусі диска

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

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

$$\sigma_B = (1211,5 - 0,2986 \cdot t) \cdot 10^6, \text{Па}.$$

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

12. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі

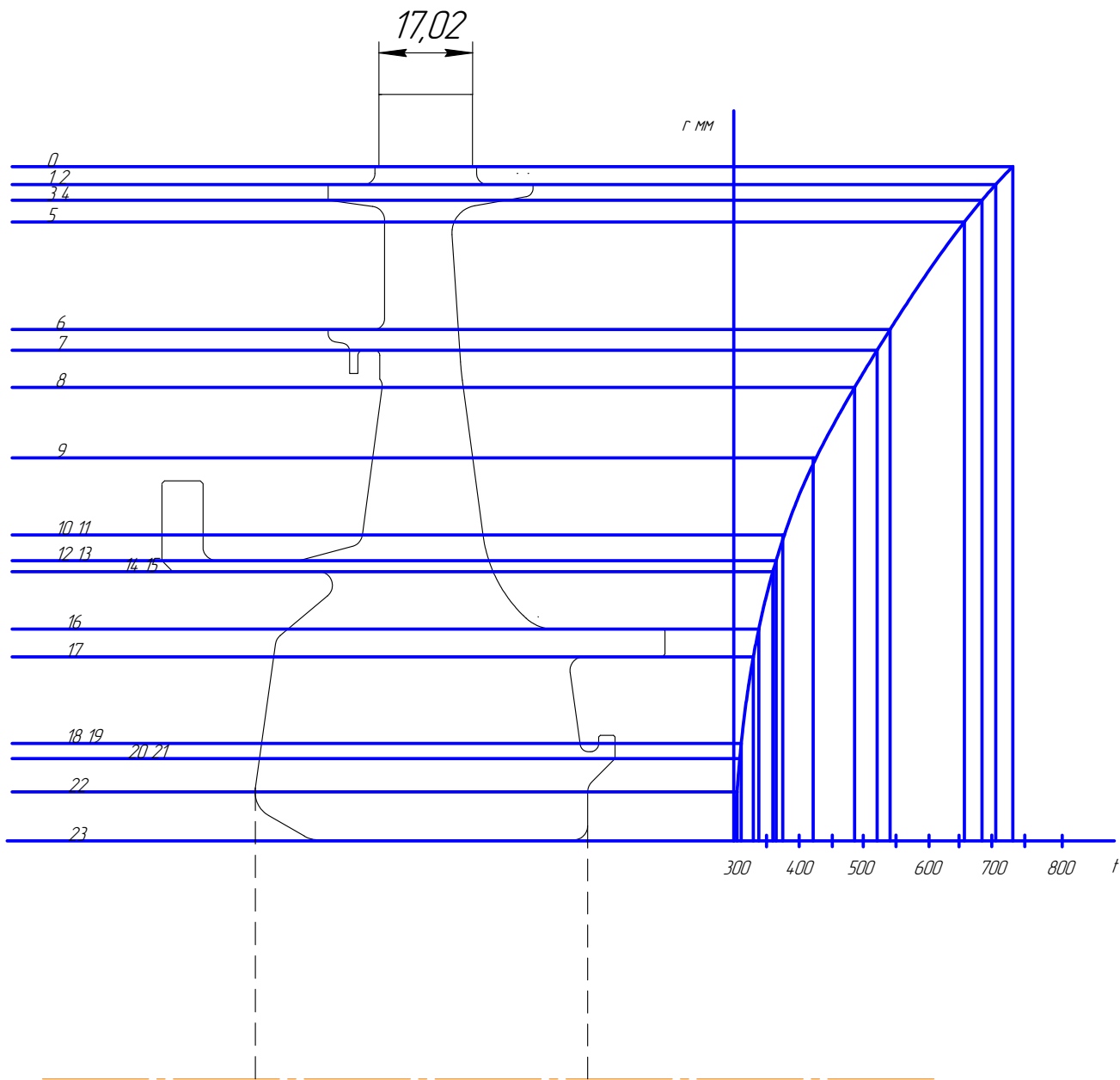
$$k_B = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*}{\sigma_a h_a r_a + \rho\omega^2 \int_{r^*}^{r_a} h dr}}.$$

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

$$k_B^0 = \frac{n_{\text{разр}}}{n} = 1,4 \div 1,6.$$

Далі розрахунок ведеться в табличній формі — табл. 2.3.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ				Арк.
									89



Масштаб 1:2

Рисунок 2.2 – Характерні перерізи профілю диска ТНТ та графік зміни температури по висоті диска

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.
90

Таблиця 2.3 — Визначення запасу міцності диска ГНТ по руйнуючим обертам

№ п/п	Позначення	Роз-мір-ність	Спосіб визначення	№ розрахункових перерізів (ділянок)							
				0	1	2	3	4	5	6	7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	r	м	По кресленню	0,332	0,325	0,325	0,32	0,312	0,273	0,273	0,265
2	h	м	По кресленню	0,037	0,045	0,075	0,065	0,025	0,047	0,031	0,04
3	t	°С	Формула №9	757	728,4	728,4	708,5	677,6	542,2	542,2	517,6
4	σ_B	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot t$	985,45	993,98	993,98	999,9	1009,16	1049,59	1049,59	1056,93
5	$\sigma_B h$	Н/м	$((2) \times (4)) \cdot 10^{-6}$	36,62	44,72	74,54	64,99	25,22	49,33	32,53	42,27
6	$2(\sigma_B h)_{cp}$	Н/м	$((5)_{j-1} + (5)_j) \cdot 10^{-6}$	36,46	81,19	119,27	139,54	90,22	74,65	81,86	74,81
7	$\Delta r / 2$	м	$0,5[(1)_{j-1} - (1)_j]$	0	0,0035	0	0,0025	0,004	0,019	0	0,004
8	$(\sigma_B h)_{cp} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	0	0,284	0,000	0,348	0,360	1,45	0,000	0,299
9	$\int_{r^*}^{r_d} \sigma_B h dr$	Н	$((9)_{j-1} + (8)_j) \cdot 10^{-6}$	0	0,284	0,284	0,333	0,993	2,447	2,447	2,747
10	r^2	м ²	$(1)_j^2 \cdot 10^3$	110,22	105,6	105,6	102,4	97,3	74,5	74,5	70,22
11	$r^2 h$	м ³	$((10)_j \times (2)_j) \cdot 10^3$	4,078	4,75	7,92	6,65	2,43	3,5	2,31	2,81
12	$2(r^2 h)_{cp}$	м ³	$((11)_{j-1} + (11)_j) \cdot 10^3$	4,078	8,83	12,67	14,57	9,09	5,93	5,81	5,12

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.

91

Продовж. табл. 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	$(r^2 h)_{\text{cp}} \Delta r$	м^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	$I^* = \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr$	м^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	$\rho \omega^2 I^*$	Н	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-6}$	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	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^*$	Н	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-6}$	1,359	1,660	1,660	2,016	2,371	3,499	3,499	3,699
17	$\sigma_B^* h^* r^*$	Н	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-6}$	12,105	14,537	24,228	20,798	7,871	13,467	8,882	11,203
18	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*$	Н	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-6}$	12,105	14,821	24,512	21,431	8,865	15,915	11,331	13,951
19	$(k_B)^2$	—	$(18)/(16)$	8,906	8,925	14,761	10,630	3,739	4,548	3,237	3,771
20	k_B	—	$\sqrt{(19)}$	2,984	2,987	3,842	3,26	1,933	2,132	1,799	1,942

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

Продовж. табл. 2.3

№ п/п	Позначення	Роз- мір- ність	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	°С	Формула №9	517,6	479,9	413,2	354,1	367,8	367,8	331,12	331,12
4	σ_B	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot t$	1056,93	1068,18	1088,12	1105,77	1110,61	1110,61	1112,62	1112,62
5	$\sigma_B h$	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	$2(\sigma_B h)_{cp}$	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	$(\sigma_B h)_{cp} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	0,000	0,421	0,925	1,229	0,813	0,000	0,480	0,000
9	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr$	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

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

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

Продовж. табл. 2.3

1	2	3	4	13	14	15	16	17	18	19	20
10	r^2	M^2	$(1)_j^2 \cdot 10^3$	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	$((7)_j \times (12)_j) \cdot 10^6$	0,00	27,0	49,0	5,0	27,0	0,00	15,0	0,00
14	$I^* = \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr$	M^4	$((14)_{j-1} + (13)_j) \cdot 10^6$	240,0	266,0	315,0	365,0	392,0	392,0	407,0	407,0
15	$\rho \omega^2 I^*$	H	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-6}$	2,339	2,598	3,073	3,559	3,821	3,821	3,968	3,968
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^*$	H	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-6}$	3,699	3,957	4,432	4,918	5,181	5,181	5,328	5,328
17	$\sigma_B^* h^* r^*$	H	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-6}$	8,68	8,07	8,85	9,63	24,98	20,78	24,08	13,17
18	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*$	H	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-6}$	11,42	11,24	12,94	14,95	31,12	26,92	30,70	19,79
19	$(k_B)^2$	—	(18)/(16)	3,089	2,841	2,921	3,041	6,005	5,195	5,761	3,714
20	k_B	—	$\sqrt{(19)}$	1,757	1,685	1,709	1,743	2,451	2,279	2,4	1,927

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.3

№ п/п	Позначення	Роз- мір- ність	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	h	м	По кресленню	0,237	0,097	0,113	0,141	0,116	0,129	0,121	0,093
3	t	°C	Формула №9	300,07	300	287	287	260	257	252	250
4	σ_B	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot t$	1121,89	1121,89	1125,52	1125,52	1133,76	1134,58	1136,21	1136,85
5	$\sigma_B h$	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	$2(\sigma_B h)_{cp}$	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	$(\sigma_B h)_{cp} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	2,361	0,0	1,18	0,0	4,643	0,694	1,844	2,067
9	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr$	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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Продовж. табл. 2.3

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

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

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.

96

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 втоми 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:

$d = 140 \text{ мм}; D = 190 \text{ мм}; B = 24 \text{ мм};$

Ролики: $D_r = 12 \text{ мм}; l = 12 \text{ мм}; z = 30 \text{ штук}; i = 1.$

Вантажопідйомність: статична $C_0 = 7840 \text{ кг (78400 Н)};$

— динамічна $C = 7810 \text{ кг (78100 Н)}.$

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.

$$C = f_c (i \cdot l \cdot \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} z^{\frac{3}{4}} D_r^{\frac{29}{27}},$$

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

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ				Арк.
									97

$$d_0 = 163 \text{ мм};$$

$$\alpha = 0^\circ.$$

$$C = 7,172 \cdot (1 \cdot 12 \cdot 1)^{\frac{7}{9}} \cdot 30^{\frac{3}{4}} \cdot 12^{\frac{29}{27}} = 9161 \text{ кгс} = 89870 \text{ Н}.$$

$$(1 \text{ кгс} \approx 9,81 \text{ Н}).$$

Еквівалентне динамічне навантаження

$$P = (VXF_r + YF_a)K_\delta K_T,$$

де F_r , F_a — відповідно радіальне та осьове навантаження, Н;

V — коефіцієнт обліку обертання кільця. При обертанні внутрішнього кільця $V = 1$;

X , Y — відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантажень. $X = 1$; $Y = 0$ ([8], табл. 13, с. 115);

K_δ — коефіцієнт безпеки, що враховує вплив динамічних умов роботи двигуна. Прийнято по ([8], табл. 15) $K_\delta = 1$;

K_T — коефіцієнт, що враховує вплив температури. Для температури масла $t_m = 125^\circ\text{C}$, $K_T = 1,05$ ([8], с. 112).

Осьове навантаження для опорного підшипника $F_a = 0$.

Радіальне навантаження в розрахунку приймається приблизно, як маса елементів ротора ТКВТ — ротора ТВТ і КВТ. Прийнято $F_r = 5000 \text{ Н}$.

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 5000 + 0) \cdot 1 \cdot 1,05 = 5250 \text{ Н}.$$

Номінальна довговічність підшипника

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{89870}{5250} \right)^{\frac{10}{3}} = 12927,6 \text{ млн. обертів}.$$

Довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 12927,6}{60 \cdot 10631} = 20267,1 \text{ год}.$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ					Арк.
										98

2.5 Опис системи змащування ГТД

2.5.1 Призначення і склад системи

Система змащування двигуна (креслення ДП.7.05060402.6231з.01.С3) — циркуляційна, під тиском, з примусовим відкачуванням відпрацьованого масла.

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 СК3, шайби дросельні ДР1 і ДР2, сигналізатори тиску РД2, РД3, РД4, термоперетворювачі опору Т2..Т5, магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5, трубопроводи.

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

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 об'єднання 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 нижньої коробки приводів масло надходить безпосередньо до відкачувального насоса маслоагрегата Н1, без використання трубопроводів.

Підпис і дата	ТГ масло відкачується трьома насосами (секціями) маслоагрегата з електроприводом НЗ.				
Інв. № дубл.	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.				
Взам. інв. №	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 відкачуючих насоси маслоагрегата Н1 працюють паралельно з насосами відкачувального маслоагрегата з електроприводом НЗ; при цьому з нижньої коробки приводів масло надходить безпосередньо до відкачувального насоса маслоагрегата Н1, без використання трубопроводів.				
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
					Арк.
					100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ

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 зупинку двигуна. Сигналізатори відрегульовані на спрацьовування при тиску 0,02 і 0,04 МПа і функціонують, починаючи з 10 і 180 с відповідно після натискання кнопки “Пуск”.

Підпис і дата		Маслоагрегат з електроприводом (електронасос установки) Н4 служити для ви- вантаження масла з циркуляційного бака Б1 у залежності від того, відкритий клапан з електроприводом (засувка установки) 32 чи стоп-кран СК2, а також для перекачу- вання масла по закріпці при його прогріві.						
Інв. № дубл.		Заправлення бака Б1 здійснюються через відкриту електроприводну засувку 31 і заправний фільтр Ф9 тонкістю очищення 100 мкм.						
Взам. інв. №		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.						
Підпис і дата		У системі автоматики виробу передбачений захист двигуна у випадку аварійно- го падіння тиску масла на вході в двигун. При зниженні тиску масла нижче визначе- ного значення один із сигналізаторів тиску РД2 чи РД3 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатори відрегульовані на спрацьовування при тиску 0,02 і 0,04 МПа і функціонують, починаючи з 10 і 180 с відповідно після натискання кнопки “Пуск”.						
Інв. № подл.							КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
								101
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При зниженні тиску масла нижче 0,2 МПа на режимах вище $n_{\text{кнт}} = 7000$ об/хв по сигналу сигналізатора РД3 двигун переводиться на холостий хід. При подальшому падінні тиску масла сигналізатор РД3 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатор РД2 подає сигнал на зупинку двигуна при зниженні тиску масла нижче 0,1 МПа. Сигналізатор РД2 функціонує при частоті обертання КНТ вище 2000 об/хв.; сигналізатор РД3 — при частоті обертання КНТ вище 3600 об/хв. (співпадає з робочими режимами, коли відключені електронасоси Н2 і Н3).

Сигналізатор тиску РД4 видає сигнал на зупинку двигуна у випадку виходу з ладу відкачувального електронасоса Н3 і зниження тиску масла за ним до 0,02 МПа.

При підвищенні перепаду тиску масла на фільтрах Ф1, Ф10 вище визначеної величини (0,15 МПа) датчики різниці тисків РД5 і РД6 видають сигнал про забруднення фільтрів.

Перепад тиску на контактних ущільненнях масляних порожнин задньої опори ТКВТ і ОВ ТНТ контролюється за допомогою датчика різниці тисків РД7, до якого з одного боку підведений тиск з КНТ, а з іншого — тиск в масловіддільному баку.

При зниженні перепаду тисків на контактних ущільненнях нижче допустимого (0,05 МПа) система автоматики видає команду на аварійну зупинку ГТД. Датчик РД7 має індикаторний пристрій, що дозволяє його використання для місцевого контролю перепаду тиску.

Температура масла на вході в двигун (у циркуляційному баці Б1), на зливах з масляних порожнин (окрім переднього корпусу КНД) і на лінії відкачки (перед і після маслоохолоджувача АТ1) замірюється термоперетворювачами опору Т1...Т7.

З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на зливах з його масляних порожнин установлені магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5.

Циркуляційний бак Б1 оснащений підігрівником ЕП і сигналізаторами рівня РУ1, РУ2 і РУ3, що забезпечують сигналізацію мінімального, максимального і аварійного рівнів відповідно. Маслосистема готова до роботи в тому випадку, якщо відсутній сигнал від датчика мінімального рівня РУ1 і температура в баці Б1 не нижче припустимої. Запірний клапан К1 на цистерні служить для відбору проб масла.

Підпис і дата		При зниженні перепаду тисків на контактних ущільненнях нижче допустимого (0,05 МПа) система автоматики видає команду на аварійну зупинку ГТД. Датчик РД7 має індикаторний пристрій, що дозволяє його використання для місцевого контролю перепаду тиску.						
Інв. № дубл.		Температура масла на вході в двигун (у циркуляційному баці Б1), на зливах з масляних порожнин (окрім переднього корпусу КНД) і на лінії відкачки (перед і після маслоохолоджувача АТ1) замірюється термоперетворювачами опору Т1...Т7.						
Взам. інв. №		З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на зливах з його масляних порожнин установлені магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5.						
Підпис і дата		Циркуляційний бак Б1 оснащений підігрівником ЕП і сигналізаторами рівня РУ1, РУ2 і РУ3, що забезпечують сигналізацію мінімального, максимального і аварійного рівнів відповідно. Маслосистема готова до роботи в тому випадку, якщо відсутній сигнал від датчика мінімального рівня РУ1 і температура в баці Б1 не нижче припустимої. Запірний клапан К1 на цистерні служить для відбору проб масла.						
Інв. № подл.							КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
								102
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Змащування виносної коробки приводів — картерне, з періодичністю зміни масла відповідно інструкції. Керування елементами маслосистеми і контроль її параметрів здійснюється САК.

2.5.3 Технічні вимоги до системи

1. Застосовуване масло:

- основна марка — масло Тп–22с ТУ 38.101821–83;
- дублююча марка — масло МС–8п ОСТ 38.01163–78.

2. Максимальний робочий тиск (для підбора сортаменту труб і арматури):

- у трубопроводах нагнітання 0,7 МПа;
- у трубопроводах відкачки 0,25 МПа;
- у трубопроводах, що примикають до масловіддільного бака БМ1 — 0,25 МПа;
- в інших трубопроводах 0,1 МПа.

3. Температура масла:

3.1. на вході в двигун:

- при роботі — 40...50 °С на маслі Тп–22с і 30...50 °С на маслі МС–8п;
- при запуску — 35...50 °С на маслі Тп–22с і 10...50 °С на маслі МС–8п.

3.2. на виході з двигуна — не більш 120 °С.

4. Термоперетворювачі опору Т2...Т5 і сигналізатори стружки ССМ2...ССМ5 установити відповідно до інструкції И 255.102.084–86 у доступному для обслуговування місці, максимально наближеному до агрегату.

5. Клапан КО1 установити нижче мінімального рівня масла в баці Б1 на вертикальній ділянці трубопроводу.

6. Об'єм масловіддільного бака БМ1 рекомендується — не менш 25 л.

7. Проектанту установки забезпечити:

7.1. Конструкцію і розміщення циркуляційного бака Б1, що відповідають наступним вимогам:

7.1.1. Ємність — не менш 1,5 м³.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ					Арк.
										103
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

7.1.2. Кількість масла в баці:

- мінімальна — 400 кг (440 л);
- максимальна — 700 кг (780 л) (при працюючому двигуні);
- аварійна — 1000кг (1100 л).

7.1.3. Максимальний рівень масла (на стоянці) повинен бути нижче осі двигуна на 350...400 мм;

- мінімальний рівень — не нижче 1200 мм від осі двигуна.

7.1.4. Перевищення рівня масла над зрізами вхідних патрубків прийомних труб маслonaсосів не менш 0,15 м.

7.1.5. Рівень масла в цистерні при максимальних кренах і дифферентах повинен бути вище зрізу усмоктувального патрубка не менш 0,15 м.

7.1.6. Відстань від днища до зрізів вхідних патрубків приймальних труб маслonaсосів не менш 0,05 м.

7.1.7. Термоперетворювач Т1 і нагрівач ЕП розташовувати у протилежних стінок бака; термоперетворювач Т1 — біля вхідних патрубків приймальних труб маслonaсосів.

7.1.8. Цистерна Б1 повинна бути обладнана масломірним склом чи вимірювальним вказівним стовпчиком.

7.2. Вибір маслоохолоджувача АТ1 — з умов максимального прокачування масла, і температури масла на вході в маслоохолоджувач 120 °С і на виході 50 °С.

7.3. Гідравлічний опір магістралей установки (включаючи маслоохолоджувач АТ1) при максимальному прокачуванні масла не більш 0,05 МПа в усьому діапазоні робочих температур.

7.4. Розташування статичного масловіддільника МС1 з перевищенням його днища вище максимального рівня масла в баці Б1 не менш 1 м і забезпеченням вільного зливу з масловіддільника МС1 під мінімальний рівень масла в баці Б1.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ				Арк.
									104

- 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 припустимого 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.
- 8.7. Відключення електронасосів Н2, Н3 при заданих оборотах через 15 хв. після сигналу “Стоп”; по сигналу датчика РД4.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ					Арк.
										105
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

- 8.8. Включення і відключення електронасосів Н2 і Н3 при непрацюючому двигуні по команді оператора.
- 8.9. Блокування включення електронасоса Н2 при виключеному електронасосі Н3.
- 8.10. Блокування запуску ГТД при відкритому крані СК3.
- 8.11. Сигналізацію про забруднення фільтрів Ф1 і Ф10 по сигналах від датчиків РД5 і РД6 відповідно при перепаді тисків вище 0,15 МПа.
- 8.12. Закрите положення стоп-крана СК1 при роботі виробу.

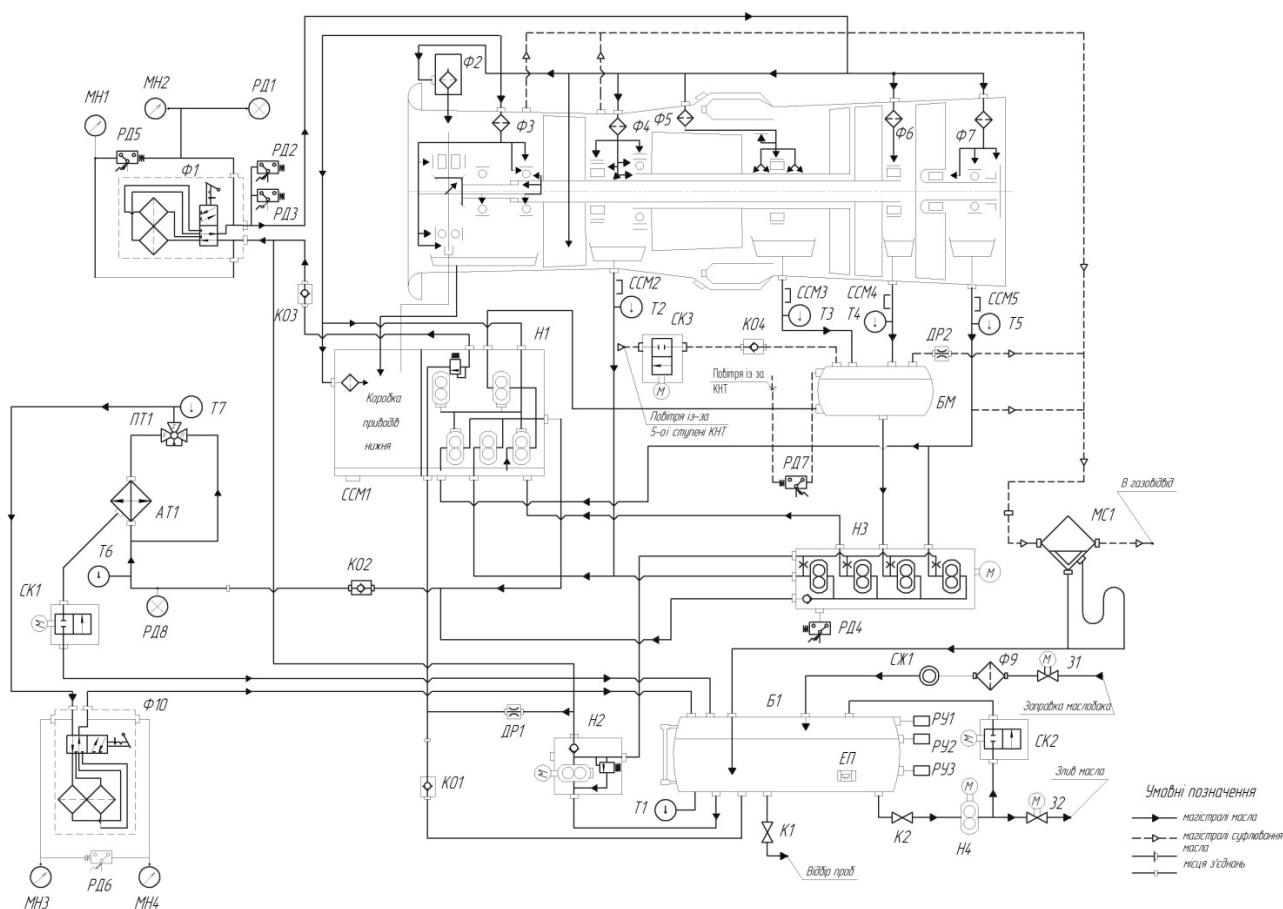


Рисунок 2.3 – Схема системи змащування

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.
106

[illegible]

Вступ

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

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

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмопровідні частини обладнання, рухомі деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самого працюючого або деталей і предметів, наявність ємностей із стисненими або шкідливими речовинами тощо. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста тепло- та, 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.

Инав. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інав. № дубл.	Підпис і дата	та, 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.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ Арк. 108

Причиною збудження вібрацій є виникаючі при роботі ГТД невідновлені 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 і 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 невідновлені 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

Инв. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ 110

Таблиця 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								
З 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
З 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 (повітрязабірний) та вихлопний патрубки ГТД; корпус ГТУ її агрегатів.

У ГТУ найбільше значення має аеродинамічний шум. Основним джерелом шуму, випромінюваного повітрязабірним 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 високочас-

Підпис і дата									
Інв. № дубл.									
Взам. інв. №									
Підпис і дата									
Інв. № подл.									
КР.142.6231м.03.03.ПЗ									Арк.
									111
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

тотні (2000-8000 Гц) — турбіні.

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 нерівноваженістю 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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						112

2109-78”. Згідно з цими нормами електричне і висвітлення містить у собі основне, аварійне і переносне освітлення.

Як джерела світла використовуються лампи накаливання і люмінесцентні лампи, що у залежності від місця установки вибираються різного типу виконання: відкритими, бризказащищеними, 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 пробіі 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 ене-

Инов. № подл.	Підпис і дата					
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						113

гоустаткування складається з: продуктів повного згоряння палива (CO_2 , H_2O , 50^*); компонентів неповного згоряння (CO , $CxHy$)\ оксидів азоту (NO_x); альдегідів ($RCHO$); 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
	-	C	CO	CH ₂ O	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. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	

КР.142.6231м.03.03.ПЗ

Арк.
114

3.2 Розрахунок загальнообмінної системи вентиляції в МВ

Дія загальнообмінної вентиляції заснована на розведенні забрудненого, нагрітого, вологого повітря приміщення свіжим повітрям до гранично допустимих норм. Така система вентиляції найчастіше застосовується, якщо шкідливі речовини, теплота і волога відділяються рівномірно по всьому об'єму приміщення. У нашому випадку джерелами є дизель-генератори на верхніх платформах, УПГ, ГПК, ГТД. При такій схемі вентиляції забезпечується підтримка необхідних параметрів повітряного середовища у всьому об'ємі приміщення.

Необхідно відзначити, що принципова схема системи нічим не відрізняється від системи вентиляції судна з агрегатом М-25. Методика розрахунку системи взята з роботи [20].

1. Об'єм повітря, який подається вентилятором і необхідний для розведення забрудненого повітря до допустимої концентрації:

$$V = \frac{G \cdot n \cdot \tau \cdot 1000}{60 \cdot (q_{\text{вих}} - q_{\text{под}})} \text{ м}^3 / \text{год}$$

де G — кількість шкідливих речовин, що виділяються на протязі 1 години,

τ — середня тривалість роботи двигуна на протязі 1 години, хв/год;

n — число одночасно працюючих двигунів;

Розрахунок системи вентиляції проводиться по кількості найбільшої шкідливості. У випадку дизельного палива це — оксиди вуглецю (CO_x), тому що вони виділяються в найбільшій кількості.

Загальна кількість CO_x , що виділяються протягом години:

$$G'_{\text{co}} = 15 \cdot Q_t \cdot \frac{P}{100} = 39,24 \text{ кг/год} ;$$

де Q_t — годинна витрата палива, кг/год

$$Q_t = g_e \cdot N_e = 2616 \text{ кг/год};$$

P — потенційний зміст CO_x у газах, що відробили, %; за ГОСТ 172203-77; $P=0,1$

Кількість оксидів вуглецю, що містяться у газах, що вибухають в МВ, Визначається в розмірі 0,5 % від загальної кількості CO_x

Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. ів. №	Ив. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					Арк.
										115

$$G' = G'_{CO} \cdot \frac{0,5}{100} = 0,1962 \text{ кг/год} ;$$

Концентрація COx у повітрі, що видаляється :

$$g_{\text{вих}} = g_{\text{ГДК}} = 0,02 \text{ г/м}^2;$$

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:

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

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:

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

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

Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. ів. №	Ів. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					Арк.
										116

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

Re — число Рейнольдса;

$$Re = \frac{w d}{wv} = 0,372 \cdot 10^6$$

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; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ P — густина повітря, кг/м^3 ; прийнято $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

6. Місцеві втрати напору.

— Втрати при повороті на 90°

$$H'_m = \xi' \frac{w^2}{2g} n' = 4,14 \text{ КГ/М}^3;$$

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

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

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)

$$H_{\Sigma} = H_{\text{тр}} + H'_m + H''_m = 149,13 \text{ кгс/м}^2$$

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:

[illegible]

$$H_c = H_{ст} + k \cdot Q_c^2,$$

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

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

За результатами розрахунку можна побудувати характеристику сіті

$$H_c = 7,5924 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2, \text{ кгс/м}^2 \text{ і підібрати вентилятор.}$$

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	
	мінімальній	максимальній
Витрата на розрахунковому режимі, м ³ /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.	

3.3. Розробка заходів по техніці безпеки для персоналу МВ

Техніка безпеки — це система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають впливові па 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 ноштронриймильні шихти постачають додатковими звукоізолюючими стінками.

Крім того, для зниження шуму застосовують поворот каналу газоходу і патрубка 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						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						119

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 с живленням від судових генераторів. У випадку виходу з ладу основного висвітлення включають аварійне напругою 24 чи 36 В с живленням від акумуляторів або 220 В с 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 появи людини в небезпечній зоні.

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

Ивв. № подл.	Підпис і дата					
	Ивв. № дубл.					
	Взам. ивв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						120

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

3.4 Основи техніки безпеки при обслуговуванні СЕУ

При експлуатації СЕУ екіпажі всіх судів повинні керуватися Правилами техніки безпеки при обслуговуванні СЕУ судів морського флоту.

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.

2. На великих судах з МВ повинні бути два виходи на головну палубу. t

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.

4. До обслуговування механізмів МВ, палубних механізмів, електроустаткування і догляду за ними допускаються особи не молодше 18 років, що мають відповідні дипломи і задовольняють вимогам, які пред'являються до членів екіпажу. До роботи допускати тільки особи, що пройшли інструктаж з техніки безпеки.

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

6. Після ремонту чи тривалої стоянки двигуни готують до дії під спостереженням механіка судна, що розподіляє між вахтами завдання на виконання робіт і перевіряє їхнє виконання.

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

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

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.

Ивв. № подл.	Підпис і дата				Ивв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. ивв. №						
	Ивв. № дубл.						
	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ		Арк.
							123

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
	Студент.	Назаренко А.В.			
	Керівник	Козловський А.В.			
Інв. № подл.	Консульт.				
	Зав.кафедр		Патлайчук В.М.		
КР.142.6231м.03.04.ПЗ. Охорона навколишнього середовища Літ. Арк. Аркушів 124 134 НУК					

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.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
						125

4.1. Забруднення морського середовища при експлуатації СЕУ

Енергетичні установки суден поряд з іншим устаткуванням вносять визначну частку шкоди в забруднення навколишнього середовища. Працююча СЕУ викидає в атмосферу випускні гази, а в морське середовище — підігріту забортну воду з теплообмінних апаратів та нафтовмісні води (НВВ).

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.

Основною причиною забруднення морського середовища в нормальних умовах експлуатації є скидання з суден нафтовмісних вод. Ці відходи утворюються внаслідок протікання від двигунів, арматури, цистерн палива та масла і стікають у трюми машинних відділень (МВ), де накопичуються у ллялах та збірних колодязях. Сюди також надходять протікання прісної та забортної води через нещільності з'єднань обладнання систем СЕУ, сальники арматури і насосів, протікання при експлуатаційних ушкодженнях трубопроводів; вода від конденсації водяної пари та відпотівання внутрішніх поверхонь корпусу судна, продувки котлів та трубопроводів, балонів стисненого повітря, маслоохолодників та ін.

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 судових 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,

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
						126

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, ослабляючи 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.

Отже, скидання в море стічних вод, сміття, неочищених від нафтопродуктів лляльних і трюмних вод є одним з основних джерел забруднення морського середо-

Инов. № подл.	Підпис і дата					
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
						127

вища 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 ляля МВ. Однак, не дивлячись на всі міри, уникнути надходження ляльних вод на судно не вдається. Забруднювачами ляльних 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 ляльних вод.

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

4.2 Очистка ляльних 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 ляльних 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 ляльних вод залежить головним чином від водотоннажності судна, потужності енергетичної установки, якості експлуатації.

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

Для судна “Капітан Смирнов” водотоннажністю 35000 тонн добове надхо-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
						128

дження лляльних вод складає до $15 \text{ м}^3/\text{добу}$.

Обсяг цистерни запасу визначається з умов часу перебування в зоні з забороненим скиданням ЛВ. Так при часі перебування $x_1 = 5$ діб, обсяг лляльних вод складає:

$$V = V_{\text{добі}} \tau_1 = 15 \cdot 5 = 75 \text{ м}^3;$$

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 млн¹; що багато в чому перевищує ГДК 100 млн¹). 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.

У додатку І 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} .

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.

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

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, гра-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
						129

вітаційний 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 ІВВ. 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.

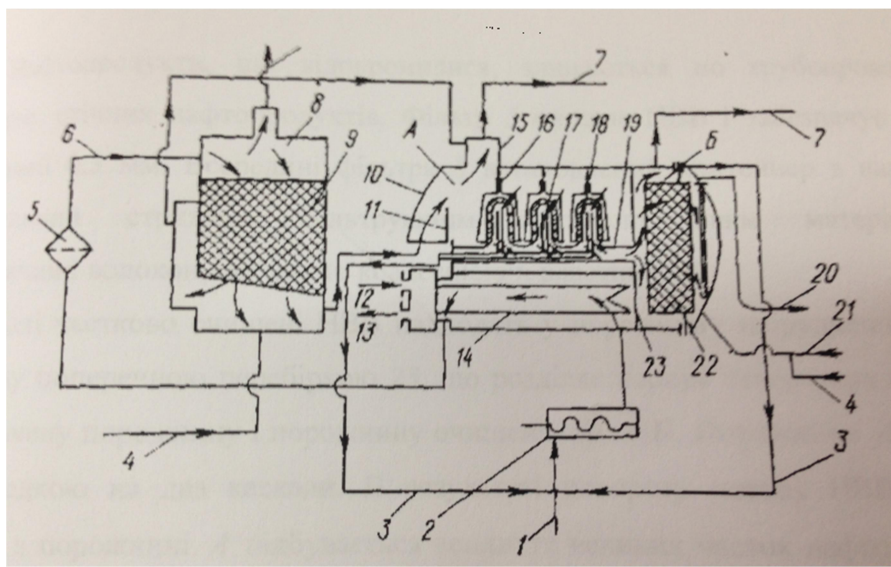


Рисунок. 4.1 — Принципова схема включення сепаратора типу СКМ2

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.

Підігрів суміші (НВВ) здійснюється насиченою парою, що відбирається від УПГ. На коалесцюючому матеріалі 9 відбувається укрупнення часток нафтопродуктів за рахунок їхнього злиття. Дрібні краплі, проходячи через коалесцюючий матеріал чи у безпосередній близькості від нього, контактують цим матеріалом і прилипають до нього чи до крапель, що раніше прилипли до цього матеріалу. Краплі злива-

ються й укрупнюються. Це буде відбуватися доти, поки гравітаційні сили не перевищать сили зчеплення краплі з коалесцюючим матеріалом. У цьому випадку крапля буде відриватися від поверхні матеріалу і спливати.

Температура підігріву суміші підтримується в межах 35...50 °С.

Нафтопродукти, що відокремилися, зливаються по трубопроводу 7 у цистерну стічних нафтопродуктів. Фільтр 5 очищає НВВ і забезпечує тонкість фільтрації 0,3 мм. В середині фільтра 8 встановлений контейнер з навитим на центральний стрижень фільтруючим поліпропіленовим матеріалом із ? синтетичних волокон, що мають коалесцюючі властивості.

Далі частково очищені НВВ надходять у порожнину забрудненої води А, утворену поперечною перебіркою 23, що розділяє корпус сепаратора відповідно на зазначену порожнину і порожнину очищеної води Б. Порожнина А розділена перегородкою на два каскади. В результаті повороту потоку НВВ і їхнього відстою в порожнині А відбувається всплиття великих часток нафтопродуктів з подальшим укрупненням них у нафтозбірнику. Вода з дрібними частками нафтопродуктів надходить у кільцеві зазори, утворені конусними склянками, встановленими на фільтроелементах (ФЕ), що закріплені на приваришах водорозподільних труб.

Фільтроелементи являють собою порожній циліндр зі сферичною голівкою і фланцем, виконаним з напиляного волокнистого поліпропіленового матеріалу, всередині якого розміщується металевий каркас для запобігання зминання ФЕ.

Нафтовмісна вода надходить у кільцевий зазор між зовнішньою поверхнею ФЕ і внутрішньою стакану. За рахунок організації спрямованого потоку, що рухається нагору, відбувається змив часток нафтопродуктів і механічних домішок із зовнішньої поверхні ФЕ і віднесення їх через нафтовідводящу трубку.

Розглянута схема руху НВВ забезпечує рівномірний розподіл їх по простору сепаратора й організоване обтікання зовнішньої поверхні ФЕ. При цьому відбувається коалесценція дрібних часток нафтопродуктів, що спливають через нафтовідводящі трубки стаканів у нафтозбірник. Найбільш дрібні частки нафтопродуктів проходять крізь тіло ФЕ, укрупнюються, одна частина з них збирається в районі голівки ФЕ. Визначений обсяг нафтопродуктів усередині ФЕ

Инов. № подл.	Підпис і дата					КР.142.6231м.03.04.ПЗ. Арк. 131
	Взам. инв. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Після автоматизованого контролю чистоти вода з контрольної цистерни скидається за борт. Через клапан здійснюється осушення системи. Система роботи очищення — автоматична. Для фільтрувальних елементів використовують текстильні тканини та неткані матеріали: вовну, повсть, скловолокно, шлак, металокераміку та ін.

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 запобігання забрудненню з судів (1980 р.).

1. Сепаратором типу СКМ2 для очищення лляльних вод від нафтопродуктів;
2. Системою автоматизованого контролю і реєстрації нафтопродуктів у НВВ, що зливаються за борт;
3. Цистерною збору відстою;
4. Цистерною збору протікання палива і масла;

5. Цистерною збору лляльних вод;

6. Стандартними зливальними з'єднаннями, що відповідають Правилу 19 Додатка 1 Міжнародної Конвенції, на два борти.

Станція для прийому і видачі палива обладнується фільтрами, пристроями для установки паливних насосів, зливальними трубопроводами для зливу стічного палива. Для запобігання влучення палива та масла в лляльні води усі вкладні цистерни, насоси, фільтри та інше устаткування, а також арматура корпусних цистерн, яка знаходиться під тиском у місцях можливих витоків палива, доповнюється піддонами зі стічними трубами.

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 зливальними з'єднаннями на дна борги, фланці яких відповідають Правилу 11 Додатка 4 Міжнародної 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. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ.	Арк.
						133

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.

Ивв. № подл.	Підпис і дата	Взам. івв. №	Ивв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.03.04.ПЗ.				Арк.
				134

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
						КР.142.6231м.03.05.ПЗ.			
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Назаренко А.В.				Техніко-економічний аналіз показників проектованої установки	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.						135	144
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

На даному етапі роботи необхідно оцінити економічну доцільність виготовлення і експлуатації установки газотурбінного агрегату з тепло-утилізаційним 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.

Инов. № подл.	Підпис і дата					
	Инов. № дубл.					
	Взам. инов. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						136

4.1. 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 виміряється 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 Смирнов», 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 З по кожному варіанту являють собою суму капіталовкладень і поточних витрат, приведених до однакової (річної) розмірності за допомогою нормативного коефіцієнта ефективності капітальних вкладень.

$$З = С + ЕН \cdot К,$$

де С — собівартість агрегату, грн.;

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						137

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_3	°C	865	1460
6. Загальний ступінь підвищення тиску, $\pi_{k\zeta}$	–	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. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						138

Характеристики базового агрегату взяті з технічного опису установки і убрела
Характеристики проектного агрегату — вихідні і розрахункові дані, ісі приведені в
даному дипломному проєкті.

На підставі приведених характеристик видно, що застосування спроектованої
установки на судні є ефективним. Нова установка має ряд переваг за різними показ-
никами, у тому числі за габаритними показниками, що забезпечує більше вільного
місця в машинному відділенні.

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

Незважаючи на значне збільшення температури робочого тіла перед ТВТ на
59\$ град., а в цілому й ефективності установки на 11,5% термін служби установки
приймається менше ніж у базового агрегату М-25. Ресурс проектного ГТД до за-
водського капітального ремонту (заміна облопачування) — 25000 годин. Після ре-
монту ГТД ресурс відновлюється. Повну заміну ГТД здійснюють після наробітку
50000 годин — загальний термін роботи ГТД. Ресурс агрегату — 90000 годин (10
років).

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 го-
дин при роботі на кожному з режимів. Ресурс ГТД до списання складає 50000 годин.
Загальний термін експлуатації судна — 25 років, а ГТД — 12,5 років.

Ивв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	Характеристики базового агрегату взяті з технічного опису установки і убрела Характеристики проектного агрегату — вихідні і розрахункові дані, ісі приведені в даному дипломному проєкті. На підставі приведених характеристик видно, що застосування спроектованої установки на судні є ефективним. Нова установка має ряд переваг за різними показ- никами, у тому числі за габаритними показниками, що забезпечує більше вільного місця в машинному відділенні. Хому що склад і потужність допоміжної енергетичної установки (ДЕУ) прий- маються однаковими для базового і проектного варіанта, то вартість ДЕУ і витрати на її експлуатацію в розрахунку не беруть участь. Незважаючи на значне збільшення температури робочого тіла перед ТВТ на 59\$ град., а в цілому й ефективності установки на 11,5% термін служби установки приймається менше ніж у базового агрегату М-25. Ресурс проектного ГТД до за- водського капітального ремонту (заміна облопачування) — 25000 годин. Після ре- монту ГТД ресурс відновлюється. Повну заміну ГТД здійснюють після наробітку 50000 годин — загальний термін роботи ГТД. Ресурс агрегату — 90000 годин (10 років). 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 го- дин при роботі на кожному з режимів. Ресурс ГТД до списання складає 50000 годин. Загальний термін експлуатації судна — 25 років, а ГТД — 12,5 років.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.05.ПЗ.					Арк.
					139					

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. Спроектвана 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 $Z_{окр}$ 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. – 37,10 гривні за 1 американський долар (у.о.).

Результати розрахунку занесені до табл. 5.2

					КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						140
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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_e , діб	Дані заводу	280	280
5.Середньорічний коефіцієнт ходового часу, α_x	$\frac{T_x}{T_e}$	0,446	0,446
6. Середньорічний коефіцієнт використання потужності, α_m	$\frac{T_x N_x}{T_e N_e}$	0,402	0,406
7.Річне вироблення енергії B , кВт·год/рік	$24 \cdot T_e N_x \alpha_m \alpha_x$	$19,96 \times 10^6$	$20,59 \times 10^6$
8. Коефіцієнт росту продуктивності K_n	B_2/B_1	1,022	1,022
9.Термін служби агрегату з урахуванням морального зносу T_c , літ	Див. табл.7.1	12	10
10. Коефіцієнт реновації двигуна P	$1/T_c$	0,083	0,1
11. Нормативний коефіцієнт ефективності день, E_n	Приймається	0,17	0,17
12.Сума коефіцієнтів ефективності E_n і реновації P , Σ	$E_n + P$	0,25	0,27
13.Конефіцієнт 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)	$C_{ДВ} \cdot N_n$ $N_n^6 = N_{ГТД} + N_{ПТ}$	20,604	19,290
15. Вартість УПГ $C_{ДВ}$, млн.грн. (Питома вартість $c_{унг} = 500$ у.о./м ²)	$c_{унг} \cdot F_{унг}$ $F_{унг}^6 = 3350 \text{ м}^2$ $F_{унг}^n = 2209,2 \text{ м}^2$	8,526	6,583
16. Вартість сепаратора пари	$C_{cen} \cdot F_{унг}$	1,985	1,764

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Ц _{сеп} , млн.грн. (Питома вартість с _{сеп} =15 у.о./(кг/год)	$F_{у\text{пг}}^6=26000 \text{ кг/год}$ $F_{у\text{пг}}^n=22300 \text{ кг/год}$		
17. Вартість конденсатора Ц _{кон} , млн.грн. (с _{кон} = 27 у.о./(кг/год)	$c_{\text{кон}} F_{у\text{пг}}$	2,25	1,932
18. Вартість редуктора Ц _р , млн.грн.(с _р =80 у.о./кВт)	$C_p N_H$	7,492	7,492
19. Допоміжні елементи ГТА Ц _{доп} , млн.грн.	$^{0,1}(C_{у\text{пг}} + C_{\text{сеп}} + C_{\text{кон}} + C_p + C_{\text{доп}})$	2,025	1,765
20. Повні витрати на виробництво ГТА 3, млн.грн.	$C_{\text{дв}} + C_{у\text{пг}} + C_{\text{сеп}} + C_{\text{кон}} + C_p + C_{\text{доп}}$	42,883	39,032
21. Скоректована ціна базового агрегату Ц' _б , млн.грн.	3_1 кп кд	46,725	—
22. Витрати палива в рік Q _{тх} , Т	$24 \cdot q_t N_x T_x \cdot 10^{-3}$	11823,9	7675,45
23. Витрати масла в рік Q _{мх} , Т	$0,0075 \cdot Q_{\text{тх}}$	88,679	57,566
24. Ціна 1т палива з бункеруванням Ц _т ,грн	Дизельне паливо ДЛ	1500	1500
25.Ціна 1т масла з бункеруванням Ц _м , грн	Турбінне масло Тп-22с	2550	2550
26. Річні поточні витрати на ГСМ И _т , грн.	$Q_{\text{тх}} C_t + Q_{\text{мх}} C_m$	17,962	11,66
27.Річні витрати на капітальний ремонт И _{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 И _{тр} , млн.грн.	$K_{\text{тр}} \cdot И_{\text{кр}}$ $K_{\text{тр}} = 0,1$	0,429	0,39
29. Заробітна платня одного працівника в місяць С _{мк} , грн.	Дані порту	1800	1800
30.Річні затрати на утримання машинної команди И _{мк} , грн	$n_{\text{мк}} \cdot C_{\text{мк}} \cdot T_e$, де $n_{\text{мк}} = 15$ - кількість робітників; $C_{\text{мк}} = 120$ грн/доб - середньодобова заробітна плата працівника	495750	495750
31. Річна економія експлуатаційних витрат споживача ДИ, млн. грн.	$\sum (И_{1j} \cdot \frac{B_2}{B_1} - И_2)$	—	21600
32. Витрати на освоєння установки в експлуатації К ₁ , млн. грн.	$K_{\text{осв}} \cdot 3$, де $K_{\text{осв}} = 0,1$	4,288	3,903
33. Витрати на НДОКР К ₂ , млн. грн.	$\alpha_{\text{окр}} \cdot 3$, де $\alpha_{\text{окр}} = 0,04$	—	13,661
34.Супутні капіталовкладення споживача при використанні агрегату К', млн. грн.	$\sum_1^i K_i$	--	17,764

Зм.

Арк.

№ докум.

Підпис

Дата

КР.142.6231м.03.05.ПЗ.

Арк.

142

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.	$\frac{(\Delta И - E_{\Pi} \cdot \Delta K')}{P_2 + E_{\Pi}}$	—	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.	$(\Pi'_6 + E_{\Pi} - 3_2) \cdot A_2$	—	44,224
39. Термін окупності T , років	$\frac{3_2}{\Delta И}$	—	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 петалей ГТД і забруднення проточних частин, неминучого ПРИ роботі в в морських умовах.

Однак, незважаючи на це, розрахунок дозволяє оцінити в першому наближенні

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 143
	Взам. інв. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	

ефективність застосування проектних агрегатів і визначити її рівень.

Економічний ефект, головним чином, обумовлений зниженням питомої витрати палива з 238 г/(кВт*год) у базового агрегату М-25 до 152 гр/(кВт*год) у проектного варіанта.

Крім того, газогенератор ГТД ДЖ59 (агрегат М-25) має двоступінчасті ТВТ і ТНТ, а в спроектованому ГТД турбіни високого і низького тиску виконані одноступінчастими, що дає вигоду у вартості виготовлення і закупівлі металу. З іншої сторони при проектуванні виникла необхідність виконання силової турбіни

гвинта чотирьохступінчатою, замість трьох ступіней як у двигуна прототипу (ДЖ59 та ДС90). Це у свою чергу збільшує витрати на виготовлення двигунів.

Утилізаційний паровий котел є прототипом установки КУП 3100 агрегату М—25 по конструкції і принципу роботи.

Необхідно відзначити, що ДП НВКГ «Зоря»—«Машпроект» має досвід роботи з газотурбінними установками з ТУК для стаціонарної енергетики, що знизить витрати на організацію науково-дослідницьких робіт.

Незважаючи на те, що термін служби агрегату знижений з 12 до 10 років, але одержання за термін служби прибутку в розмірі 44,224 млн. гривень вважається гарним результатом.

Отже, виробництво й експлуатація нового агрегату для ролкера типу «Капітан Смірнов» вважається доцільним і обґрунтованим.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.05.ПЗ.	Арк.
						144

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 ($\pi_{k\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому ступені стиснення $\pi_{k\Sigma}=19$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0,4607$, питома потужність $N_{e\text{ уд}}=405,27$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{N_e}=0,1562$ кг/(кВт год), температура газів на виході з установки $T_{vx}=306,2$ 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.

Проведено аналіз умов праці персоналу в машинному відділенні.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	туб. 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 проєкті виконані термогазодинамічні розрахунки турбін з використанням ЕОМ, що дозволило спроектувати турбінну частину ГТД. Конструктивні розрахунки, виконані в дипломному проєкті, 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. Проведено аналіз умов праці персоналу в машинному відділенні.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.В.ПЗ Арк. 145

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.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інв. №						
	Інв. № дубл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.В.ПЗ		Арк.
							146

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.

Підпис і дата		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.					
Инв. № дубл.		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.					
Взам. инв. №		9. Вукалович М. Термодинамические таблицы состояния воды и водяного пара [Текст] / М. Вукалович, В. А. Кириллин. - Машгиз, 1953.					
Підпис і дата		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.					
Инв. № подл.		11. Дьяченко Б.С. Теория и проектирование теплообменных аппаратов судовых газотурбинных установок [Текст]: Учебное пособие / Б.С. Дьяченко. - Николаев: НКИ, 1971.-116с.					
						КР.142.6231м.03.Л.ПЗ	Арк.
							147
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

12. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст] / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. Максutow, В.А. Стрункий. - М.: Машиностроение, 1971, 620с.
13. Зайцев В.И. Судовые паровые и газовые турбины [Текст] / В.И. Зайцев, Л.Л. Грицай, А.А. Моисеев. - М.: Транспорт, 1981. -312 с.
14. Курзон А.Г. Судовые комбинированные энергетические установки [Текст]: Учебное пособие для кораблестроительных вузов и факультетов / А.Г. Курзон, Б.С. Юдовин. - Л.: Судостроение, 1981. - 216с.
15. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет на прочность элементов ротора турбомашины [Текст]: Учебное пособие / В.С. Мандель. - Николаев: НКИ, 1972. - 114с.
16. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашины [Текст]: Учебное пособие / В.С. Мандель. - Николаев: НКИ, 1973 - 92 с.
17. Михайлюк В.О. Цивільний захист [Текст]: Навчальний посібник. / В.О. Михайлюк - Миколаїв: УДМТУ, 2003. -Ч.2. Надзвичайні ситуації. - 124 с.
18. Морозов С.И. Испытание и доводка элементов систем смазки судовых ГТД на лабораторных стендах [Текст]: Учебное пособие. / С.И. Морозов, Н.В. Ващенко, С.Ш. Поповский. - Николаев: НКИ, 1989. - 25 с.
19. Мундингер А.А. Судовые системы вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / А.А. Мундингер, В.П. Мокрецов -Л.: Судостроение, 1974.
20. Монахов Г.А. Обработка металлов резанием. Справочник технолога [Текст] / Г.А. Монахов. - М.: Машиностроение, Изд. 3-е, под ред. 1974. - 600 с.: ил.
21. Обработка металлов резанием. Справочник технолога [Текст] / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др. - М.: Машиностроение, 1988. - 736 с.: ил.
22. Охрана труда в машиностроении [Текст]: Учебник для машиностроительных вузов / Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1983, 432 с.
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.

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	КР.142.6231м.03.Л.ПЗ Арк. 148

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. Ващиленко, 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. Ващиленко. - 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. Потышко А.В. Справочник по инженерной графике [Текст] / А.В. Потышко. - 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.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.03.Л.ПЗ Арк. 149					