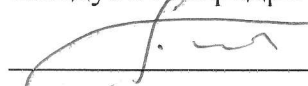


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"09" 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 6 МВт для морського судна постачання*

Виконав:

студент групи 6231м

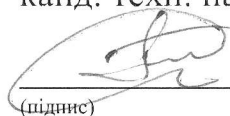


(підпис)

Колесников Є.Я.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Козловський А.В.

Миколаїв – 2025 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

"05" 09 2025 р.

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

Студенту _____ Колесникову Є.Я. _____

1. Тема роботи:

**" Дослідження ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром
потужністю 6 МВт для морського судна постачання "**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2025 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2025 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=6$ МВт, $T_3=1460$ К

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

- 4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.
- 4.2. Розрахунки турбіни низького 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 05.09.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

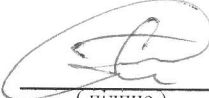
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2025	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2025	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2025	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2025	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2025	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2025	
7	Розрахунки турбіни низького тиску.	19.10.2025	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2025	
9	Виконання техніко-економічного обґрунтування розробки	10.11.2025	
10	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	20.11.2025	

Студент


 (підпис)

Колесников Є.Я.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

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

Кафедра турбін

**ПОЯСНЮВАЛЬНА
ЗАПИСКА**

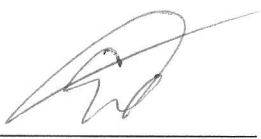
**до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**

на тему: *Дослідження ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 6 МВт для морського судна постачання*

Двигун проєктований для температури перед турбіною високого тиску $T_3=1460$ К та міри підвищення тиску $\pi_k = 16$. Ці параметри та глибока утилізація тепла дозволили одержати коефіцієнт корисної дії установки $\eta_e = 0,4549$.

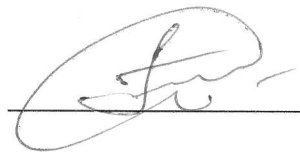
Розрахунки циклу двигуна проводились за навчальними програмами кафедри турбін.

Студент групи 6231м



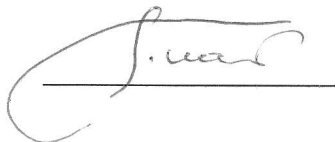
Колесников Є.Я.

Керівник роботи



Козловський А.В.

Завідувач кафедри



Патлайчук В.М.

Миколаїв 2025 р.

Зміст

Пояснювальна записка	2
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 Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ	31
1.3 Визначення габаритних розмірів основних елементів установки	34
1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів.....	34
1.3.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння	39
1.3.3 Визначення габаритних розмірів турбін.....	42
1.3.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	56
1.3.5 Розрахунок габаритних розмірів парової турбіни	49
1.3.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора внутрішнього ти- пу.....	62
1.3.7. Визначення габаритних розмірів двохступінчастого редуктора перетинно- го типу з роздвоєнням потужності	66
1.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі	68
1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ.....	72
1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ.....	75
1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової турбіни ТС	78
2 Конструктивні розрахунки та конструювання	81
2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК.....	82
2.1.1 Опис турбіни високого тиску.....	84
2.1.2 Опис турбіни низького тиску.....	86
2.1.3 Опис турбіни гвинта	88
2.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ.....	89
2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції.....	89

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.02.3.ПЗ.					Арк.
										5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ на міцність	94
2.3 Розрахунок диска ТНТ на міцність	96
2.4 Розрахунок опорного підшипника ТНТ на довговічність.....	106
2.5. Опис системи суфлювання та розвантаження ГТД.....	108
3 Охорона праці	112
3.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МВ	114
3.2. Розрахунок загальнообмінної системи вентиляції в МВ	119
3.3. Розробка заходів по техніці безпеки для персоналу МВ	124
3.4. Основи техніки безпеки при обслуговуванні СЕУ	127
4 Охорона навколишнього середовища	129
4.1. Забруднення морського середовища при експлуатації СЕУ	131
4.2. Очистка лляльних вод судна	133
4.3. Заходи по запобіганню забруднення морського середовища при експлуатації СЕУ	139
Висновки	141
Список використаних джерел	143

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.3.ПЗ.					Арк.
										6

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка та дослідження параметрів комбінованої парогазової установки з теплоутилізаційним контуром потужністю 6 МВт для морського судна постачання. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; 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 ГТД; розрахунок на міцність робочої лопатки ТНТ; розрахунок на міцність диску ТНТ; розрахунок довговічності опорного підшипника; розробка системи суфлювання та розвантаження двигуна; розробка заходів по охороні праці та техніці безпеки при роботі в машинному відділенні СЕУ; аналіз екологічних показників агрегату та розробка заходів з охорони навколишнього середовища.

Ключові слова: газотурбінна установка, теплоутилізаційний контур, енергетичне машинобудування, морський транспорт, ефективність, витрата палива, тепловий розрахунок, габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work includes the development and research of the parameters of a combined cycle gas plant with a heat recovery circuit with a capacity of 6 MW for a marine supply vessel. The following issues are consistently covered: information search; 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 unit; development of the design of the gas turbine unit; calculation of the strength of the working blade of the low-pressure turbine; calculation of the strength of the low-pressure turbine disk; calculation of the durability of the support bearing; development of a system for blowing and unloading the engine; development of measures for labor protection and safety when working in the engine room of the ship's

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.А.ПЗ.	Арк.
						8

power plant; analysis of the environmental indicators of the unit and development of measures for environmental protection.

Keywords: gas turbine plant, heat recovery circuit, power engineering, marine transport, efficiency, fuel consumption, thermal calculation, overall calculation.

Інв. № подл.						Підпис і дата			
							Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.А.ПЗ.	Арк.			
						9			

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
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.СС.ПЗ.

ЦО — цивільна оборона

[illegible]

Вступ

У даний час газотурбінний двигун є основним типом головного двигуна на-дводних водотонажних кораблів, а також кораблів і судів з динамічно принципами підтримки. Основними перевагами ГТД є: висока економічність, більші агрегатні потужності при малих масі й габаритах, придатність до автоматизації, висока надій-ність, простота конструкції й обслуговування, висока технологічність, можливість агрегатного ремонту. Суднові газотурбінні агрегати призначені для забезпечення руху водотонажних судів і судів з динамічними принципами підтримки. Більшість іноземних суднових і корабельних ГТД побудовані на основі перетворення прототи-пных авіаційних двигунів. Практика перетворення одержала таке широке поширен-ня, що багато авіадвигунобудівна фірм мають спеціальні "морські" підрозділи й при проектуванні нового авіаційного ГТД паралельно на його основі проробляють варі-ант аналогічного двигуна, який пристосовується для роботи в морських умовах.

ГТУ має ряд переваг в порівнянні з іншими установками, у числі яких:

- мала питома маса;
- компактність;
- висока агрегатна потужність одного двигуна;
- високий ступінь автоматизації;
- можливість швидкої агрегатної заміни, що сприяє зменшенню трудомісткос-ті при ремонті.

Для підвищення економічності двигуна необхідно добитися якомога більшого коефіцієнта корисної дії. Щоб досягти цього доводиться стикатися з певними труд-нощами: для підвищення ККД необхідно підвищити температуру газів перед турбі-ною 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 бі-льшими, ніж виграш від підвищення T_3 . Крім того, при проектуванні, монтажі, екс-плуатації і ремонту енергетичних установок разом з їх економічною ефективністю екологічні показники грають важливу роль. Отже, при проектуванні ГТД доводиться

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.Вс.ПЗ.	Арк.
						12

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, УПП, 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 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.

У кваліфікаційній роботі розроблено судновий газотурбінний агрегат з паротурбінним ТУК потужністю 6 МВт.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.Вс.ПЗ.	Арк.
						13

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата					
						КР.142.6231м.02.01.ПЗ.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.	Колесников Є.Я.				Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.				Літ.	Арк.	Аркушів	
Керівник	Козловський А.В.										14	80
Консульт.									НУК			
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.											

1.1 Вибір теплової схеми і обґрунтування термодинамічних параметрів ПГУ

Рисунок 1.1 - Двигун UGT 6000

Протягом комплексних досліджень на двигуні UGT 6000 відпрацьовувалися всі нові технічні рішення двигунів третього покоління. Усього для повного відпрацювання цієї моделі знадобилось 30 двигунів.

UGT 6000 знайшов широке застосування на кораблях ВМФ Радянського Союзу. Відомості про його суднове використання наведені в табл.1.

Перше своє застосування UGT 6000 знайшов у складі енергетичної установки десантного катера на повітряній подушці проекту 1206 "Кальмар" водотоннажністю 110 т, побудованого на Приморському суднобудівному заводі (С.-Петербург, Росія). Енергетична установка катера складалася з двох агрегатів типу МТ70К (на наступних катерах серії – МТ70М і МТ70Р). Кожен агрегат складався з двигуна типу ДК71 (ДМ71, ДР71) і редукторної передачі, яка роздавала цю потужність на вентилятор і тяговий гвинт змінюваного кроку свого борту. Катер був переданий ВМФ СРСР у

¹ Найменування корабельного варіанта цього двигуна.

² Модифікація більшої потужності – для кораблів з динамічними принципами підтримання.

дослідну експлуатацію в 1972 р.

Таблиця 1.1 - Використання UGT 6000 на кораблях ВМФ та комерційних суднах

Модифікація двигуна	Початок експлуатації	Потужність, МВт	Кількість виготовлених ГТД ³	Тип агрегату, до складу якого входить двигун
ДК71, ДМ71, ДР71	1972	7,4	60	МТ70, М34
ДН77, ДЦ77, ДР77	1978	7,4	184	М15, М15А, М15Б, М15В, М20А
ДН71, ДС71	1982	5,9	25	М21, М21А, М7Н, М16, М27
ДП71	1987	7,4	55	М35
ДО37	1988	5,9	1	М37

Надалі серійне будівництво катерів проекту 1206 продовжувалася на Феодосійському виробничому об'єднанні (ФВО) "Море". Усього на ФВО "Море" було побудовано 22 катера. За час експлуатації катерів цього проекту загальний наробіток двигунів типу ДК71 (ДМ71, ДР71) склав більше 21000 год.

По два агрегати МТ70М було встановлено на кожному із двох десантних катерів на повітряній подушці проекту 1238 "Касатка", побудованих у 1983 р. ФВО "Море" і експлуатувавшихся надалі на Чорному морі. Агрегат МТ70М складався з двигуна ДМ71 і редукторної передачі (аналогічно катерам проекту 1206). За час експлуатації загальний наробіток двигунів ДМ71 на катерах проекту 1238 перевищив 1300 год.

У 1979-1980 рр. на ФВО "Море" було побудовано два десантних катери на повітряній подушці проекту 1209 "Омар" водотоннажністю 50 тонн, швидкістю ходу 60 вузлів⁴. На кожному катері був встановлений агрегат М34, що складався з одного ГТД ДМ71 і редукторної передачі, яка роздавала цю потужність на відцентровий вентилятор і два гвинти змінюваного кроку. Ці катери експлуатувалися на Чорному морі. За час експлуатації загальний наробіток двигунів ДМ71 на катерах проекту

³ В період до 2000 р.

⁴ У західні каталоги ввійшов під назвою "Утенок".

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1209 склав більше 1200 год.

На Хабаровському суднобудівному заводі (Росія) було побудовано вісім десантних катерів проекту 12061 "Мурена" (водотоннажність 150 т, швидкість 55 вузлів), які являли собою подальший розвиток катерів проекту 1206. На кожному катері встановлені два агрегати МТ70Р, що склалися з одного ГТД ДР71 і редукторної передачі, яка роздавала цю потужність на вентилятор і тяговий гвинт свого борта. За час експлуатації з 1985 р. загальний наробіток двигунів ДР71 на цих катерах перевищив 4700 год.

Наприкінці 80-х років ЦМКБ "Алмаз" (С.-Петербург, Росія) і Приморський суднобудівний завод спроектували і побудували середній десантний корабель на повітряній подушці проекту 12322 "Зубр" (водотоннажність 500 т, швидкість ходу 63 вузла). Цей корабель, який увійшов у західні каталоги під назвою "Поморник" як найбільший і найшвидший у своєму класі, експлуатується на флоті з 1988 р. і дотепер аналогів у світі не має.

На кораблі встановлені два нагнітальних агрегати М35-1, що складаються кожний із двигуна ДП71 і горизонтальної трансмісії, яка роздає потужність на два вентилятори свого борта, і три тягових агрегати М35-2, що також складаються кожний із двигуна ДП71 і редуктора, який передає обертання своєму гвинту змінюваного кроку. Енергетична установка при сумарній потужності 36,8 МВт і питомій витраті палива 0,258 кг/(кВт·год) має питому масу 0,7 кг/кВт.

Головний корабель проекту 12322 протягом 1,5 років проходив конструкторські іспити, після чого був переданий ВМФ СРСР у дослідну експлуатацію. Усього було побудовано на Приморському заводі п'ять і на ФВО "Море" – чотири кораблі цього проекту.

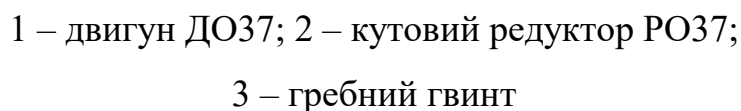
У січні 2000 р. в Афінах відбулося підписання тристороннього греко-українсько-російського контракту, в результаті якого військово-морським силам Греції було передано чотири кораблі проекту 12322.

Двигун UGT 6000 використовується також на малих протичовневих кораблях на підводних крилах проекту 11451 "Сокол" ("Муха"). Енергетична установка складається з двох агрегатів М10Д і одного агрегату М16, який включає до себе двигун

Підпис і дата		ний із двигуна ДП71 і горизонтальної трансмісії, яка роздає потужність на два вентилятори свого борта, і три тягових агрегати М35-2, що також складаються кожний із двигуна ДП71 і редуктора, який передає обертання своєму гвинту змінюваного кроку. Енергетична установка при сумарній потужності 36,8 МВт і питомій витраті палива 0,258 кг/(кВт·год) має питому масу 0,7 кг/кВт.						
Інв. № дубл.		Головний корабель проекту 12322 протягом 1,5 років проходив конструкторські іспити, після чого був переданий ВМФ СРСР у дослідну експлуатацію. Усього було побудовано на Приморському заводі п'ять і на ФВО "Море" – чотири кораблі цього проекту.						
Взам. інв. №		У січні 2000 р. в Афінах відбулося підписання тристороннього греко-українсько-російського контракту, в результаті якого військово-морським силам Греції було передано чотири кораблі проекту 12322.						
Підпис і дата		Двигун UGT 6000 використовується також на малих протичовневих кораблях на підводних крилах проекту 11451 "Сокол" ("Муха"). Енергетична установка складається з двох агрегатів М10Д і одного агрегату М16, який включає до себе двигун						
Інв. № подл.							КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
								17
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Після дослідної експлуатації і виконання комерційних рейсів у Чорноморському регіоні був здійснений перехід судна з Феодосії у Таллінн (Естонія), де виконувалося перевезення пасажирів на лінії Таллінн – Хельсінкі протягом восьми років. В даний час судно експлуатується в Греції на лінії "Пірей – о. Крит". Загальний наро-



У 2003 р. були закінчені роботи зі створення агрегату М73, призначеного для використання у складі кораблів на повітряній подушці. Відмінною рисою М73 є двосторонній відбір потужності від силової турбіни. З боку компресора потужність передається через редуктор до вентилятора, який нагнітає повітря в "подушку" судна, а з боку турбіни – через два редуктори до повітряного гвинта – рушія корабля.

В даний час підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" виготовлено більше 30 двигунів UGT 6000 промислового застосування.

На базі двигуна UGT 6000 для застосування в енергетиці, газовій промисловості і на флоті створений газотурбінний двигун **UGT 6000+**. Конструкція UGT 6000+ дозволяє забезпечити його взаємозамінність із двигуном – прототипом, що дає можливість проводити модернізацію установок і агрегатів, які знаходяться в експлуатації, без зміни існуючих шахт повітроприйому, газовипуску і фундаментів.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ратора електричного струму. В даний час підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" виготовлено більше 30 двигунів UGT 6000 промислового застосування. На базі двигуна UGT 6000 для застосування в енергетиці, газовій промисловості і на флоті створений газотурбінний двигун UGT 6000+. Конструкція UGT 6000+ дозволяє забезпечити його взаємозамінність із двигуном – прототипом, що дає можливість проводити модернізацію установок і агрегатів, які знаходяться в експлуатації, без зміни існуючих шахт повітроприйому, газовипуску і фундаментів.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.
					Арк. 19

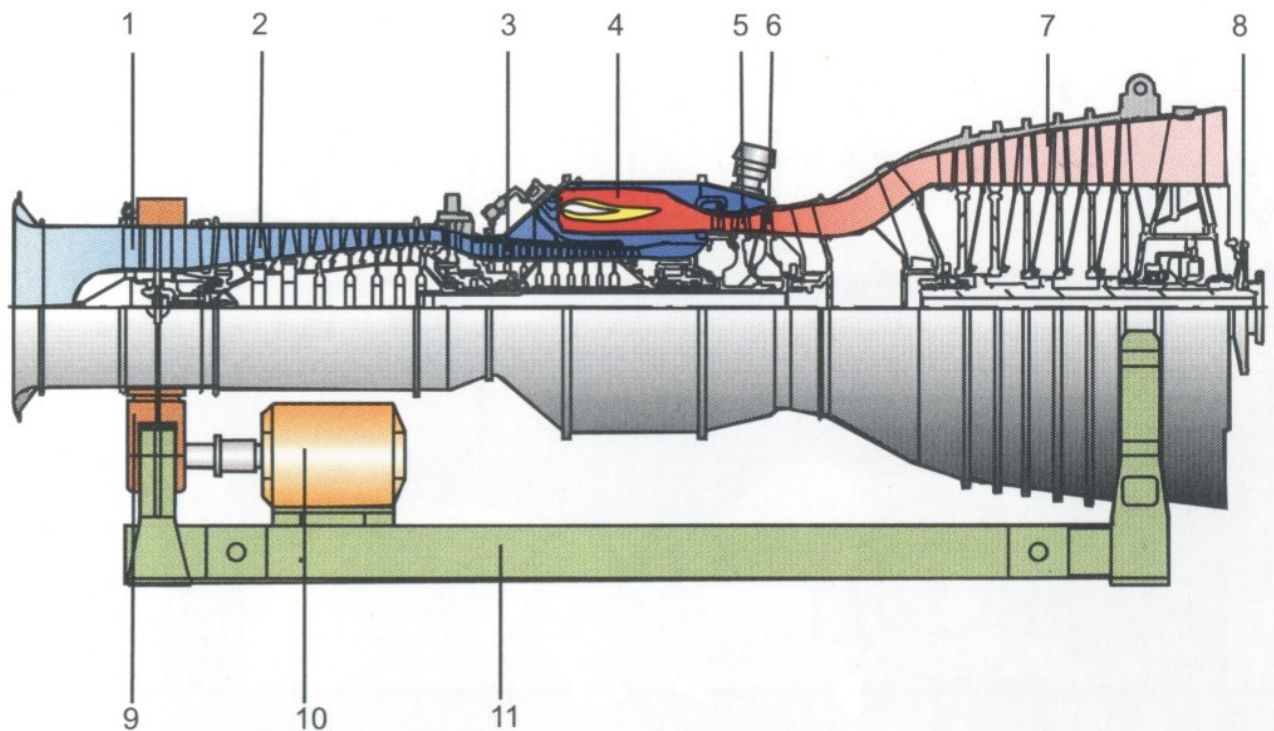


Рисунок 1.3 - Конструктивна схема двигуна UGT 6000:

1 – вхідний напрямний апарат; 2 – компресор низького тиску (КНТ); 3 – компресор високого тиску (КВТ); 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску (ТВТ); 6 – турбіна низького тиску (ТНТ); 7 – силова турбіна; 8 – фланець відбирання потужності; 9 – коробка приводів; 10 – електростартер; 11 – рама

Підвищення потужності ГТД до 8,3 МВт забезпечено за рахунок збільшення початкової температури газу перед турбіною. Такий підхід дозволив зберегти конструктивну схему двигуна UGT 6000 (рис.3). У UGT 6000+ були також збережені міра підвищення тиску, витрата повітря і частоти обертання компресорів двигуна UGT 6000. Проведено комплекс заходів, пов'язаних з удосконалюванням конструкції турбіни високого тиску: застосована система регульованого радіального зазору над робочими лопатками ТВТ, застосована більш досконала двоопорна конструкція соплового апарата турбіни з підвищеною ефективністю повітряного конвективного охолодження, змінені площі прохідних перетинів турбінної частини двигуна й удосконалена система охолодження, робочі і соплові лопатки та диски ТВТ і ТНТ виготовлені з нових жароміцних і жаростійких матеріалів та ін.

Основні технічні характеристики модифікацій двигунів UGT 6000 і UGT 6000+, які випускаються в цей час, наведені в табл.1.2, експлуатаційні характеристики – на рис.1.4.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					Арк.
										20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 1.2 - Основні технічні характеристики двигунів UGT 6000 і UGT 6000+

Параметр	Модифікації двигунів ⁵						
	ДТ71	ДВ71	ДП71	ДС71.1	ДР71	ДС71	UGT6000+
Потужність, кВт	6700	6700	6700	6200	6700	6200	8300
ККД, %	31,5	31,5	31,5	29	31,5	29	33
Витрата повітря, кг/с	31	31	31	31	31	31	33
Міра підвищення тиску	16,6	16,6	16,6	16,6	16,6	16,6	16,6
Початкова температура га- зу, К	1288	1288	1288	1288	1288	1288	1373
Температура газу за ГТД, К	693	693	693	701	693	701	715
Частота обертання силової турбіни, об/хв	8200 ⁶	3000/ 3600	7000	6400	9300	4750	5300
Довжина х ширина х висо- та, м	3,8х1, 3х1,6	4,6х1, 8х1,7	3,2х1, 7х1,8	3,2х1,7х 1,8	2,8х1, 7х1,8	3,4х1, 7х1,8	3,4х1,8х 1,8
Маса, т	3,5	4,5	3,5	3,5	3,1	3,5	3,8

Конструктивні особливості

Двокаскадний газотурбінний двигун із вільною силовою турбіною.

Компресор – осьовий. Число ступенів компресора – 8 + 9.

Камера згоряння – трубчасто-кільцева, протитокова. Число жарових труб – 10.

Турбіни – осьові. Число ступенів турбін компресорів – 1 + 1. Число ступенів силової турбіни – 2, 3, 4 або 6 (залежно від частоти обертання).

Силова турбіна – реверсивного або неревверсивного виконання. Напрямок обертання
силової турбіни – лівий або правий.

Змащення – циркуляційне під тиском.

Стартер – електричний ~380 В, 70 кВт. Керування – дистанційне, автоматичне.

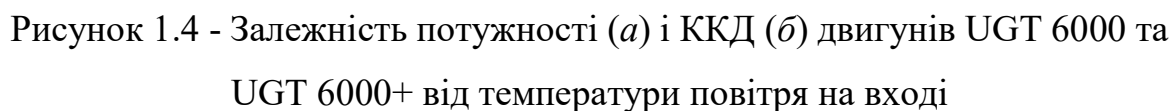
Ресурс до капітального ремонту – 20000 год, призначений ресурс – 60000 год.

⁵ ДТ71 – модифікація двигуна для газоперекачувальних станцій, ДВ71 – для приводу генераторів електричного струму, ДП71 і ДР71 – корабельні нереверсивні двигуни, ДС71 і ДС71.1 – корабельні реверсивні двигуни.

⁶ Модифікації двигуна для компресорних станцій можуть також випускатися з частотою обертання силової турбіни 5200, 5700 і 10000 об/хв.

конструктивні особливості																			
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата															
Двокаскадний газотурбінний двигун із вільною силовою турбіною. Компресор – осьовий. Число ступенів компресора – 8 + 9. Камера згоряння – трубчасто-кільцева, протитокова. Число жарових труб – 10. Турбіни – осьові. Число ступенів турбін компресорів – 1 + 1. Число ступенів силової турбіни – 2, 3, 4 або 6 (залежно від частоти обертання). Силова турбіна – реверсивного або неревверсивного виконання. Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий. Змащення – циркуляційне під тиском. Стартер – електричний ~380 В, 70 кВт. Керування – дистанційне, автоматичне. Ресурс до капітального ремонту – 20000 год, призначений ресурс – 60000 год.																			
⁵ ДТ71 – модифікація двигуна для газоперекачувальних станцій, ДВ71 – для приводу генераторів електричного струму, ДП71 і ДР71 – корабельні неревверсивні двигуни, ДС71 і ДС71.1 – корабельні реверсивні двигуни. ⁶ Модифікації двигуна для компресорних станцій можуть також випускатися з частотою обертання силової турбіни 5200, 5700 і 10000 об/хв.																			
<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.02.01.ПЗ.				Арк.															
				21															

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



- ускладнення теплової схеми;
- підвищення температури газів перед турбіною високого тиску.

Перший шлях призводить до збільшення масогабаритних показників установ- ки та її собівартості. Інший шлях також пов'язаний із підвищенням вартості двигу- на, що в даному випадку обумовлено використанням дорогих жароміцних та жаро- стійких матеріалів та зниженням загального ресурсу двигуна. А отже, для проекту- вання двигуна з достатньо високим рівнем ККД та прийнятними масогабаритними показниками необхідно використовувати, де це можливо, ускладнені схеми ГТД із задаванням більш високих початкових параметрів робочого тіла.

Найкращі результати щодо підвищення економічності і питомої потужності ГТА дає поєднання газотурбінного циклу Брайтона з паротурбінним циклом Ренкіна, що реалізується в схемі ГТА з використанням теплоти відхідних газів у паротурбінному теплоутилізуючому контурі. Подібна схема, іменована звичайно *ГТА з паротурбінним ТУК*, зображена на рис.1.5.

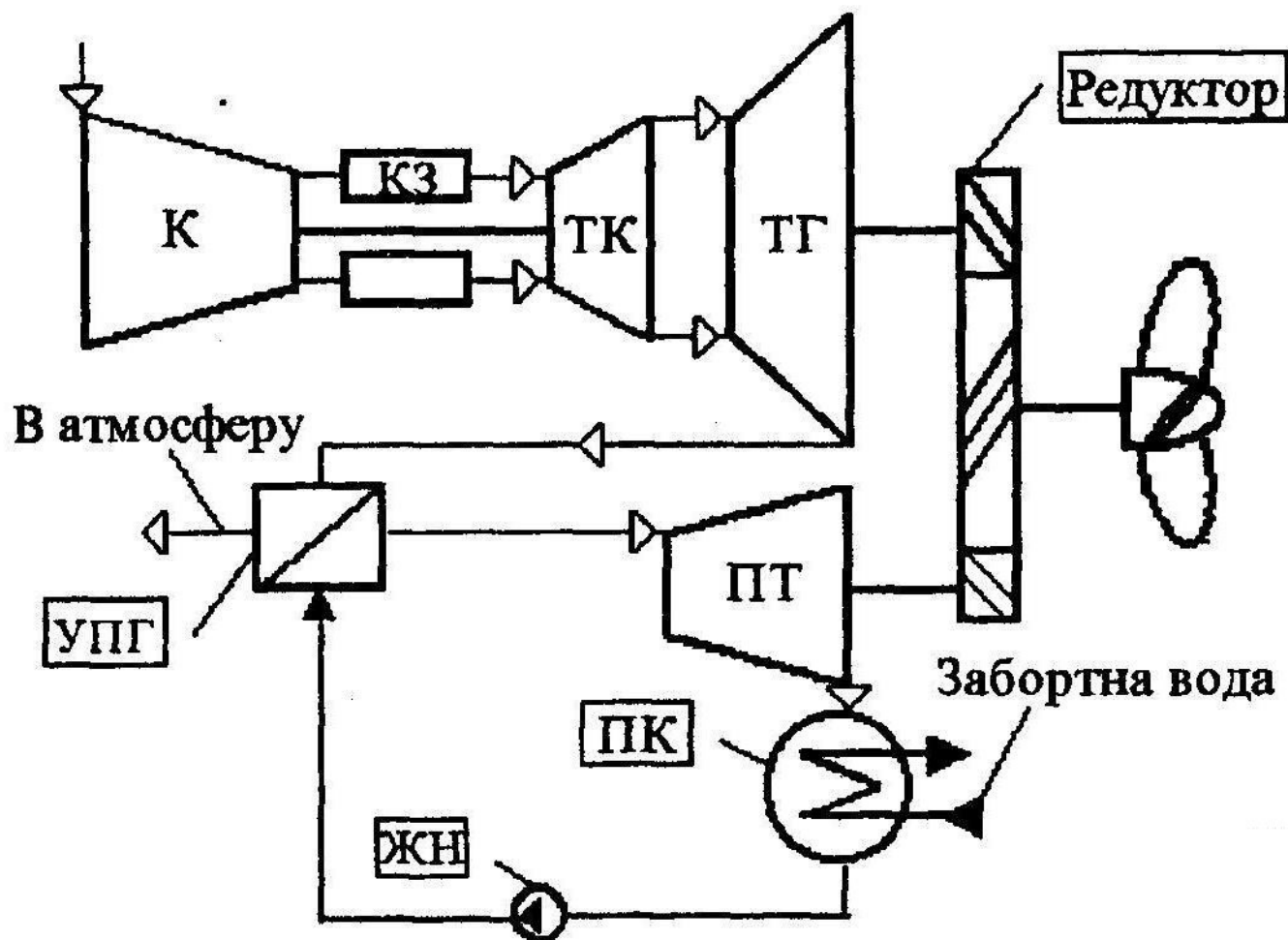


Рисунок 1.5 – Схема суднового ГТА з паротурбінним ТУК

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 (СТ), яка працює на спільний з ГТД підсумувальний редуктор. Пара, відпрацьована в СТ, 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. 1.6).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.02.01.ПЗ.				Арк.
				23

У середині 1970-х почалося поповнення морського флоту спеціалізованими судами, в тому числі і з горизонтальною грузообработки. 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 двухвінтовой 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.1.7). До складу ТУК входять утилізаційний парогенератор, парова турбіна з конденсатором і стосовне до них допоміжне устаткування. Агрегат 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.

Підпис і дата	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.1.7). До складу ТУК входять утилізаційний парогенератор, парова турбіна з конденсатором і стосовне до них допоміжне устаткування. Агрегат 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.					
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підпис і дата	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.1.7). До складу ТУК входять утилізаційний парогенератор, парова турбіна з конденсатором і стосовне до них допоміжне устаткування. Агрегат 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.					
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. ін.	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.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.		Арк. 25

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.

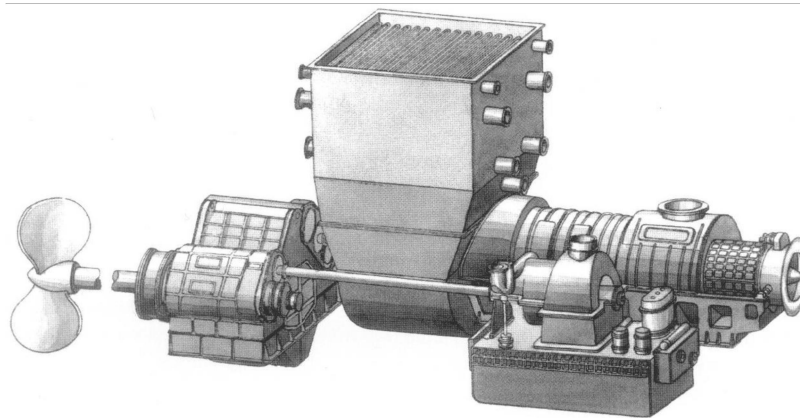
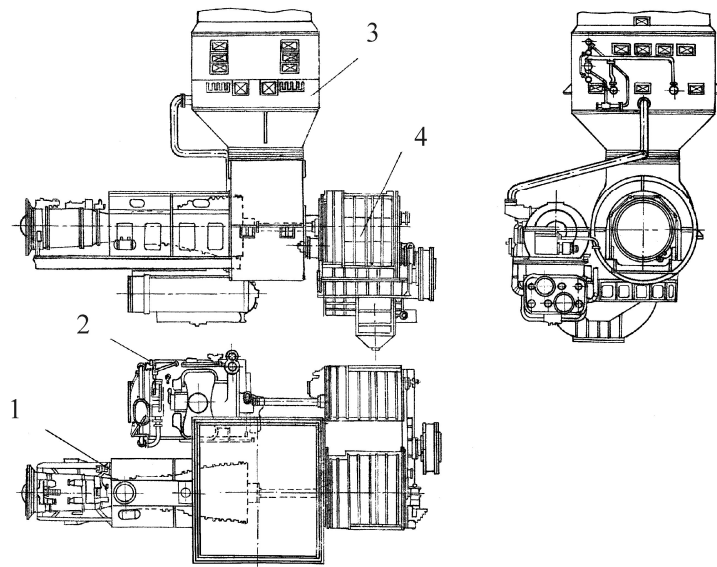
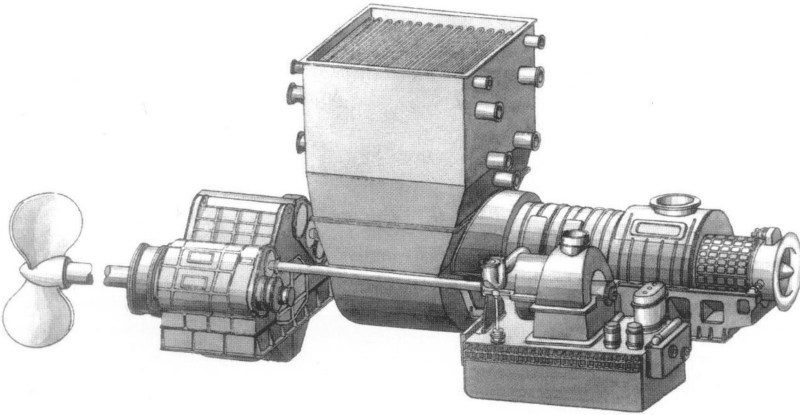


Рисунок 1.7 - Компонівка газотурбінного агрегату М25:

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

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

У даному курсовому проєкті розроблений судновий контактний газотурбінний агрегат потужністю 18,3 МВт для ролкера типу «Капітан Смирнов».

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
 Рисунок 1.7 - Компонівка газотурбінного агрегату М25: 1 – газотурбінний двигун; 2 – парова турбіна; 3 – котел-утилізатор; 4 – редуктор Подальше вдосконалення ГГТА типу М-25 пов'язано з підвищенням параметрів ГТД і парового циклу. При цьому важливо модернізувати ТУК, не повторюючи колишніх помилок, з урахуванням напрацьованого досвіду експлуатації. У даному курсовому проекті розроблений судновий контактний газотурбінний агрегат потужністю 18,3 МВт для ролкера типу «Капітан Смирнов».				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.02.01.ПЗ.				Арк.
				26

1.1.3 Оптимізація параметрів циклу ПГУ

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

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

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

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

Температура T_3 визначається з урахуванням проектованої величини терміну служби проектованого двигуна, межі тривалої міцності матеріалу лопаток і ефективності системи охолодження лопаток. Тому початкова температура газу перед ТВТ прийнята рівною $T_3 = 1460$ К.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						27

Значення ККД турбін, компресорів, втрат тиску по тракту ПГУ прийнято з урахуванням сучасного розвитку газотурбобудування.

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 циклу 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						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					Арк.
										28

Таблица 1.4 — Оптимізація циклу ГТА з ТУК

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

student 6231m Колесников С.Я.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	3
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1460.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1080.0
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	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
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	0.9850
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	0.9700
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.8000
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

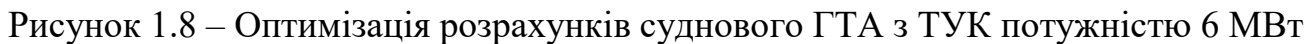
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.47643	459.6	0.000	0.000	590.8	918.3	0.339	3.7	0.0613	2.76
11.0	0.47843	452.4	0.000	0.000	607.9	899.0	0.323	3.7	0.0629	2.80
12.0	0.48002	445.2	0.000	0.000	623.9	881.5	0.310	3.7	0.0646	2.85
13.0	0.48124	438.1	0.000	0.000	638.8	865.7	0.298	3.7	0.0662	2.90
14.0	0.48214	431.1	0.000	0.000	653.0	851.3	0.288	3.7	0.0679	2.95
15.0	0.48276	424.2	0.000	0.000	666.3	838.0	0.279	3.7	0.0696	2.99
16.0	0.48312	417.4	0.000	0.000	679.1	825.8	0.271	3.7	0.0714	3.04
17.0	0.48324	410.6	0.000	0.000	691.2	814.4	0.264	3.7	0.0731	3.08
18.0	0.48316	404.0	0.000	0.000	702.8	803.8	0.257	3.7	0.0749	3.13
19.0	0.48288	397.4	0.000	0.000	713.9	793.8	0.251	3.7	0.0767	3.17
20.0	0.48241	390.9	0.000	0.000	724.6	784.5	0.246	3.7	0.0786	3.22
21.0	0.48178	384.4	0.000	0.000	734.8	775.7	0.241	3.7	0.0805	3.26
22.0	0.48098	378.0	0.000	0.000	744.7	767.4	0.237	3.7	0.0824	3.30
23.0	0.48002	371.7	0.000	0.000	754.3	759.5	0.232	3.7	0.0843	3.34
24.0	0.47891	365.5	0.000	0.000	763.5	752.0	0.229	3.7	0.0864	3.38
25.0	0.47766	359.3	0.000	0.000	772.5	744.9	0.225	3.7	0.0884	3.43
26.0	0.47626	353.1	0.000	0.000	781.2	738.1	0.222	3.7	0.0905	3.47
27.0	0.47472	347.0	0.000	0.000	789.6	731.6	0.219	3.7	0.0927	3.51
28.0	0.47304	340.9	0.000	0.000	797.8	725.3	0.217	3.7	0.0949	3.55
29.0	0.47122	334.9	0.000	0.000	805.7	719.4	0.214	3.7	0.0971	3.59
30.0	0.46927	328.9	0.000	0.000	813.5	713.7	0.212	3.7	0.0994	3.63

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

					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					Арк.
										29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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


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

η_{ep} — розрахункове значення ККД, отримане в результаті оптимізації циклу.

Для подальших розрахунків прийняті наступні показники:

- температура суміші перед ТВТ $T_3 = 1460$ К;
- розрахункове значення загального ступеня підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma} = 16$.

1.2 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	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					Арк.
										31
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

гр. 6231м Колесников Є.Я.

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			
1460.00	288.00	1100.00	16.0000	0.1013	6000.00	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	0.9200	1.0000	0.9950	0.9950	0.9950	1.0000			

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Продовж. табл. 1.6

AK (1)	AK (2)	AK (3)	XEE (1)	XEE (2)	XEE (3)
1.0000	0.9850	1.0000	1.1000	1.0000	1.0000

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ СУДОВОГО ГТА
С ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИМ КОНТУРОМ

КОМПРЕССОРНАЯ ЧАСТЬ

НОМЕР	QK	GK	UK	T1	T2
1	4.195	15.307	0.8784	288.00	453.18
2	3.814	15.078	0.8807	453.18	680.89

НОМЕР	DTK	P1	P2	CPB	KB
1	165.18	0.0998	0.4186	1.0087	1.3977
2	227.71	0.4165	1.5885	1.0485	1.3769

ТУРБИНЫ ГТД

НОМЕР	QT	GT	UT	T3	T4	DTT
1	2.160	13.56	0.8900	1460.0	1188.5	216.73
2	1.802	15.11	0.9000	1177.7	1032.3	141.81
3	3.659	15.23	0.9200	1032.3	765.5	266.79

НОМЕР	P3	P4	CPH	KN	БЕТО	ZOX	OGOХ
1	1.5250	0.7061	1.2314	1.3106	0.8992	5	0.0796
2	0.7026	0.3899	1.1965	1.3226	0.9869	1	0.0081
3	0.3879	0.1060	1.1478	1.3409	0.9950	0	0.0000

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

T1KC= 680.9	T2KC= 1460.0	P1KC= 1.5885	P2KC= 1.5250
GW= 0.01983	AL1= 3.00	GBKS1= 13.29	GTH1= 949.1

ПАРОВОДЯНОЙ ТУК

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, К	765.50
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	496.11
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, МПА	0.1060
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, МПА	0.1028
РАСХОД ГАЗА ЧЕРЕЗ УПГ, КГ/С	15.2308
ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА ДЛЯ ПРОЦЕССА В УПГ, КДЖ/(КГ.К)	1.0786
ПАРОПРОИЗВОДИТ.УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	1.5658
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПТ, МПА	2.7511
ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА В УПГ, К	760.00
РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ ПТ, КГ/С	1.5658
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	1481.8
ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ НА ПРИВОД НАСОСОВ ТУК, КВТ	17.4

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТА

МОЩНОСТЬ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, КВТ	4640.7
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ГТА, КВТ/(КГ/С)	393.97
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. ГТА	0.4549
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ГТА, КГ/(КВТ.Ч)	0.1582

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.				33

1.3 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-

його елементів.		Підпис і дата			
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.		Інв. № дубл.			
1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів		Взам. інв. №			
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.		Підпис і дата			
Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обер-		Інв. № подл.			
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата				Арк.	
				КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	
				34	

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	—	4,195	3,814
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	15,307	15,078
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	453,18
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	453,18	680,89
5. Дійсний підігрів повітря	ΔT_k	град.	165,18	227,71
6. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	Мпа	0,0998	0,4165
7. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	Мпа	0,4186	1,5885
8. Показник адіабати процесу	k_b	—	1,3977	1,3769
9. Середня теплоємність повітря	c_{pb}	кДж/(кг·К)	1,0087	1,0485
10. Газова стала повітря	R_b	кДж/(кг·К)	0,2881	

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

					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.8 - Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Колова швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{н1}$, м/с	Приймається [4] 250...350 – для КНТ 240...340 – для КВТ	280	266
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{C}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,45	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор C_{a1} , м/с	$\bar{C}_{a1} \cdot u_{н1}$	126	119,7
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1 , k_{pn1}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3998	1,3789
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора $\lambda_{C_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} R T_1}}$	0,405	0,3077
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a1}})$	$\lambda_{C_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5961	0,4672
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a1}})}}$	0,1082	0,0411
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [4] 0,4...0,70 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,65	0,83
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	0,4885	0,4101
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,3175	0,3404
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,403	0,3753
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$\frac{(D_{31} - D_{B1})}{2}$	0,0855	0,0349
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	10946	12386
14. Матеріал лопаток компресора (марка сталі)	Приймається[4]	ВТЗ-1	ЭИ696

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

									Арк.
									36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КР.142.6231м.02.01.ПЗ.

Продовж. табл. 1.8

15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається[4]	4540	7900
16. Межа тривалої міцності матеріалу лопатки $\sigma_{\text{к}}$, МПа	Приймається[4]	950	900
17. Напруга розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{к}}^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	73,51	62,19
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\frac{\sigma_{\text{к}}}{\sigma_{\text{к1}}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	12,92	14,47
19. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2} , м/с	$(0,9 \div 0,94)C_{a1}$	119,7	107,73
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2 , k_{c2}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,0485	1,0985
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3077	0,2267
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,4672	0,3514
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,0415	0,0177
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається		$D_3 = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,4885	$D_B = \text{const}$
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,4310	
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,4598	
	$D_{B2} = D_{B1}$		0,3404
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$		0,3720
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$		0,3562
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{к2}}$, м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0287	0,0158
26. Міра підвищення тиску в компресорі $\pi_{\text{к}}$	Приймається	4,195	3,814

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

Продовж. табл. 1.8

27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{cm_k}	Приймається[4] 1.22...1.24 – для КНТ 1.15...1.17 – для КВТ	1,22	1,15	
28. Число ступенів компресора z_k	$\text{Ціле} \frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{k_{ct}}}$	8	10	
РОЗРАХУНОК СЕРЕДНЬОГО РОЗРАХУНКОВОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРІВ				
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ck}, \text{м}^2$	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,0749	0,0294	
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня,м	Приймається		$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3C} = D_{32}$		0,4885	
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3C}^2 - \frac{4F_{ck}}{\pi}}$		0,3786	
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$		0,4335	
		$D_{BC} = D_{B2}$		0,3404
		$D_{3C} = \sqrt{D_{BC}^2 - \frac{4F_{ck}}{\pi}}$		0,3915
		$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$		0,3660
31. Висота останньої лопатки компресора $l_{kc}, \text{м}$	$\frac{D_{3c} - D_{bc}}{2}$	0,0550	0,0256	
32.Відносна висота лопатки компресорного ступеня ϑ_c	$\frac{D_{cc}}{l_{kc}}$	7,89	14,32	
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтк}$	$0,087353 + 0,02604 \sqrt{l_{kc}} + 0,00092 \times \sqrt{l_{kc}}^2 + 0,00004 \sqrt{l_{kc}}^3$	1,1557	1,5525	
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтк}, \text{м}$	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{cтк}$	0,0635	0,0397	
38. Осьовий габарит проточної частини $L_k, \text{м}$	$L_{cтк} \cdot z_k$	0,5083	0,3968	
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою Лв.п.,м	$0,18 \cdot D_{з1}$	0,0879	—	
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Лп.к.к.,м	$0,45 \cdot D_{з1}$	0,2052	—	
41. Довжина перехідника компресора Лп.к.,м	$0,34 \cdot D_{з2}$	0,1710	—	

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										38
					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

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	1525000
2.Годинна витрата палива	$G_{\text{ПГ}}$	кг/год	949,1
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{\text{п.диф.}}$	кг/с	13,29
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{\text{КЗ}}$	—	0,990
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	1000
2. Сумарний об'єм жарових труб $V_{\text{ж.т.}}$, м ³	$\frac{G_{\text{нал.зод}} H_u \cdot \eta_{\text{КЗ}}}{Q_v \cdot p_1^{\text{КЗ}}}$	0,0266
3. Число жарових труб $n_{\text{ж.т.}}$	Приймається[3]	14
4. Об'єм однієї жарової труби $v_{\text{ж.т.}}$, м ³	$\frac{V_{\text{ж.т.}}}{n_{\text{ж.т.}}}$	0,0190
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 $d_{\text{ж.т.}}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{\text{ж.т.}}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1048
8. Довжина жарової труби $l_{\text{ж.тр.}}$, м	$d_{\text{ж.т.}} \cdot \bar{l}$	0,3144
9. Встановлювальний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,2 \cdot d_{\text{ж.т.}}$	0,0210
10. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{\text{скз}}$, м	$\frac{d_{\text{ж.т.}} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{\text{ж.т.}}}}$	0,5651
11. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_{\text{Г}}$	Приймається (1.10...1.4)	1,4

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Продовж. табл. 1.10

12. Витрата первинного повітря через фронтіві пристрої всіх жарових труб $G_{\Pi 1}$, кг/с	$(G_{нал\ од} \cdot \alpha_{\Gamma} \cdot L_0) / 3600$	5,46
13. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{В.П}$, кг/с	$G_{нал\ диф} - G_{\Pi 1}$	7,83
14. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{КЗ\ ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,1208
15. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{КЗ\Sigma}$, м ²	$2.22 \cdot F_{КЗ\ ж.т.}$	0,2777
16. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{зкз}$, м	$D_{с\ кз} + \frac{F_{КЗ\Sigma}}{\pi \cdot D_{с\ кз}}$	0,7216
17. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{вкз}$, м	$D_{с\ кз} - \frac{F_{КЗ\Sigma}}{\pi \cdot D_{с\ кз}}$	0,4087
18. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0.36 \cdot D_{с2\ квіт}$	0,1995
19. Довжина камери згоряння $L_{КЗ\Sigma}$, м	$1.15 \cdot l_{ж.т.}$	0,3615
20. Довжина циліндричної частини $L_{цкз}$, м	$l_{ж.т.} / 1,14$	0,2758

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

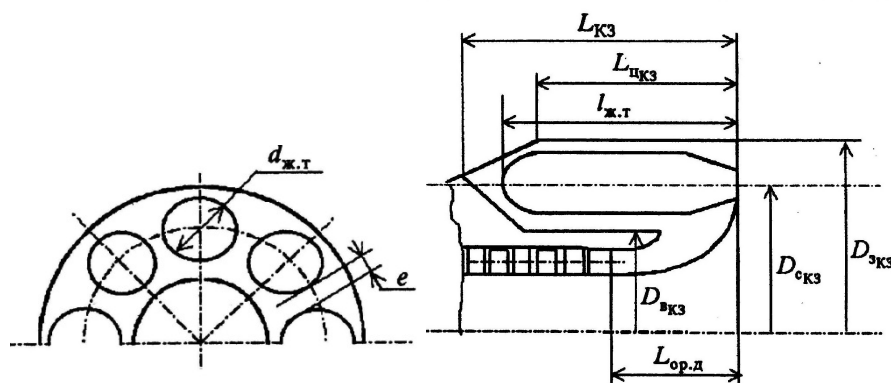


Рисунок 1.11 – Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						41

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 газопарової суміші перед турбінами: 1460 К перед ТВТ; 1177,7 К перед ТНТ і 1032,3 К перед силовою турбіною. Що вимагає вискоєфективних 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 – $\rho = 8100$ кг/м³; межа тривалої міцності – $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 260$ МПа, для ТН прийнято сплав ЧС70ЛВИ з $\rho = 8100$ кг/м³ і $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 356,86$ МПа.

Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 11.

Розрахунок габаритних розмірів турбін представлені в табл. 12

Інв. № подл.	Підпис і дата				Арк.
	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	42

Інв. № дубл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.

менш $N_e = 16$ МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі КГТА передбачається висока температура газопарової суміші перед турбінами: 1460 К перед ТВТ; 1177,7 К перед ТНТ і 1032,3 К перед силовою турбіною. Що вимагає вискоєфективних 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 – $\rho = 8100$ кг/м³; межа тривалої міцності – $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 260$ МПа, для ТН прийнято сплав ЧС70ЛВИ з $\rho = 8100$ кг/м³ і $\sigma_{20000}^{827^\circ C} = 356,86$ МПа.

Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 11.

Розрахунок габаритних розмірів турбін представлені в табл. 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	13,56	15,11	15,23
2. Витрата охолоджуючого агента	$G_{ох}$	кг/с	0,0796	0,0081	0,000
3. Температура ГПС на вході в турбіну	T_3	К	1460,0	1177,7	1032,3
4. Температура ГПС на виході з турбіни	T_4	К	1188,5	1032,3	765,5
5. Дійсний перепад температури	ΔT_t	град	216,73	141,81	266,79
6. Тиск ГПС на вході в турбіну	P_3	МПа	1,525	0,7026	0,3879
7. Тиск ГПС на виході з турбіни	P_4	МПа	0,7061	0,3899	0,1060
8. Показник адіабати процесу	k_r	—	1,2719	1,2779	1,2906
9. Середня ізобарна теплоємність ГПС	$c_{гп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	1,2314	1,1965	1,1478
10. Газова стала ГПС	$R_{гп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	0,3134	0,3184	0,3205
11. Частота обертання турбіни	n_t	об/хв	12386	10946	4500
12. Кут виходу ГПС з соплової решітки	α_{11}	град	14	16	35

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.02.01.ПЗ.

Арк.

43

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 тепловперепад на турбіну $H_{\text{ад}}^*$, кДж/кг	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рп}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T^*}$	308,86	196,37	357,38
3. Віяловість ступеня у першому наближенні ϑ_T	Приймається $\frac{D_c}{l_p} = 10 \dots 25$	45	16	32
4. Реактивність біля кореня лопатки ρ_k	Приймається 0...0,2	0,15	0,10	0,00
5. Реактивність на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2\vartheta_T - 1}{\vartheta_T^2} < 0,5$	0,194	0,2211	0,0615
6. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого 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	677,41	536,49	397,22
7. Газодинамічна функція швидкості λ_{c1}	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_r}{k_r + 1} \cdot T_3 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,9817	0,8640	0,6813
8. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} \left[\frac{k_r + 1}{2} \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_r - 1}}$	0,9996	0,9783	0,8806
9. Кільцева площа на виході з соплового апарату першого ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_r}{R_r} \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \sin \alpha_{11}}}$	0,0278	0,0557	0,0631
10. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3} , м	Приймається	0,5651	0,5651	0,6700
11. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,022	0,0389	0,0300

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

					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.12

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
12. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	$(1 \dots 1,08) \cdot l_{c1}$	0,023	0,0409	0,0315
13. Дійсна віяловість ступеня $\vartheta_{т1}$	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	34,40	17,16	21,29
14. Погрішність значень віяловості δ_{ϑ} , %	$\left \frac{\vartheta_{т} - \vartheta_{т1}}{\vartheta_{т}} \right \cdot 100\% \leq 10\%$	2,21	3,34	3,64
15. Оптимальне значення (u/c_1) для першого ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,5899	0,6032	0,4364
16. Окружна швидкість на середньому діаметрі u_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{т}}{60}$	366,52	323,9	157,87
17. Дійсне значення (u/c_1) для першого ступеня v_d	$\frac{u_3}{c_1}$	0,5411	0,6038	0,3974
18. Похибка значень (u/c_1) δ_v , %	$\delta v = \frac{ v_d - v_{опт} }{v_{опт}} < 15\%$	1,0903	0,9991	1,0981
19. Зовнішній діаметр на виході з СА $D_{з3}$, м	$D_{c3} + l_{c1}$	0,5808	0,5965	0,7000
20. Внутрішній діаметр на виході з СА $D_{в3}$, м	$D_{c3} - l_{c1}$	0,5495	0,5338	0,6400
21. Запас міцності матеріалу робочої лопатки першого ступеня $K_{пр3}$	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{доп}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_m}{7850} \right) \cdot n_{т}^2 \cdot F_{3c}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	7,56	4,83	24,94
Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни				
1. Осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11}$	244,92	220,19	273,41
2. Газодинамічна функція швидкості λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_r}{k_r + 1} \cdot T_4 \cdot R_{гп}}}$	0,3944	0,3798	0,5462
3. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \cdot \left[\frac{k_r + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_r - 1}}$	0,5874	0,5680	0,7618

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

					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.12

Найменування параметра		Спосіб визначення	Числове значення																				
			ТВТ	ТНТ	ТГ																		
4. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м^2		$\frac{(G_T + G_{\text{ок}}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_T}{R_{\text{гп}}} \left(\frac{2}{\kappa_T + 1} \right)^{\frac{k_T+1}{k_T-1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,0289	0,0558	0,1321																		
5. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $K_{\text{пр}4}$.		$\frac{\sigma_{20000}^{T_{\text{доп}}}}{9,8 \left(\frac{\rho_M}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4} \geq (1,5 \dots 2,0)$	7,93	5,26	23,08																		
6. Тип проточної частини	ТГ	ТВТ, ТНТ	$D_c = \text{const}$	$D_c = \text{const}$	$D_B = \text{const}$																		
7. Внутрішній діаметр вихідного перерізу D_{B4} , м	$D_{B4} = D_{B3}$	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_c}$	0,5489	0,5337	0,6400																		
8. Зовнішній діаметр вихідного перерізу D_{34} , м	$D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_c}$	0,5814	0,5966	0,7602																		
9. Середній діаметр вихідного перерізу D_{c4} , м	$D_{c4} = \frac{D_{H4} + D_{B4}}{2}$	$D_{c4} = D_{c3}$	0,5651	0,5651	0,7001																		
10. Висота робочої лопатки останнього ступеня l_{p4} , м	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$		0,0163	0,0314	0,0601																		
11. Віяловість останнього ступеня ϑ_{T4}	$\frac{D_{c4}}{l_{p4}} \geq 3,5$		34,70	17,99	11,65																		
Визначення осевого габариту турбіни																							
1. Кільцева площа ступеня на середньому перерізі $F_{\text{ст}}$, м^2		$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,0283	0,0557	0,0976																		
2. Зовнішній діаметр ступеня на середньому перерізі D_{3c} , м	$D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + \frac{4 \cdot F_{\text{ст}}}{\pi}}$	$D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{\text{ст}}}{\pi \cdot D_c}$	0,5811	0,5965	0,7307																		
3. Внутрішній діаметр ступеня на середньому перерізі D_{Bc} , м	$D_{Bc} = D_{B3}$	$D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{\text{ст}}}{\pi \cdot D_c}$	0,5492	0,5337	0,6400																		
4. Середній діаметр ступеня на середньому перерізі D_{cc} , м	$D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	$D_{cc} = D_{c3}$	0,5651	0,5337	0,6854																		
<table border="1" data-bbox="143 2060 1517 2177"> <tr> <td colspan="5"></td><td>Арк.</td></tr> <tr> <td colspan="5">КР.142.6231м.02.01.ПЗ.</td><td>46</td></tr> <tr> <td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td><td></td></tr> </table>											Арк.	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					46	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					Арк.																		
КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					46																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																			

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

Продовж. табл. 1.12

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числові значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
5. Висота лопатки середнього ступеня l_{pc} , м	$\frac{D_{zc} - D_{bc}}{2}$	0,0160	0,0314	0,0453
6. Війловість середнього ступеня g_{tc}	$\frac{D_{cc}}{l_{pc}}$	35,99	18,22	15,12
7. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтг}$	$0,23065 + 0,05899v_T + 0,00331 \times v_T^2 + 0,00003 v_T^3$	-	-	2,916
8. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтг}$, м	$l_{tc} \cdot \bar{L}_{cтг}$	0,060	0,100	0,088
9. Осьовий габарит проточної частини L_T , м	$L_{cтг} \cdot z_T$	0,060	0,100	0,352

За результатами габаритно-компоновочного розрахунку основних елементів газотурбінного двигуна будується ескіз його меридіального перетину рис. 13.

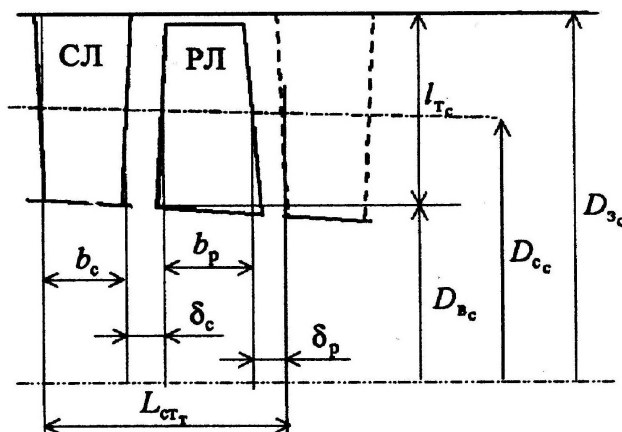


Рисунок 1.12– Середній ступінь осової турбіни

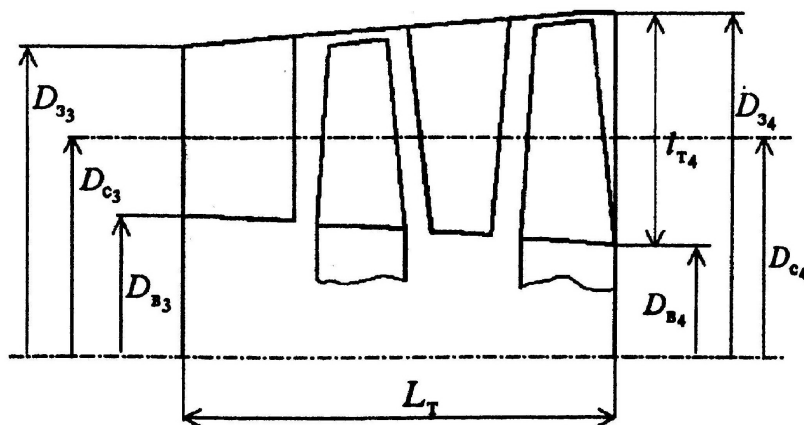


Рисунок 1.13 – Меридіанний переріз проточної частини турбіни

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.				Арк.
									47

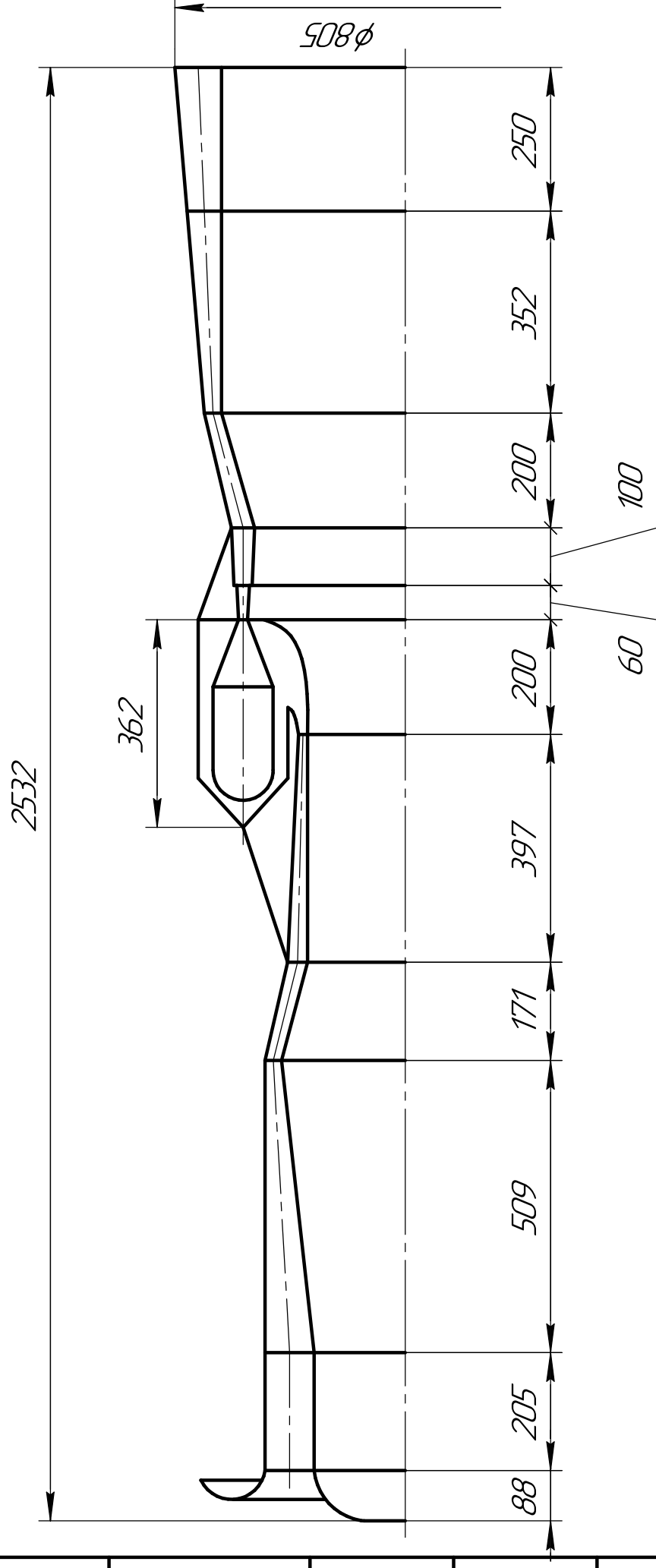


Рисунок 1.14 - Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД

№№, № подл.	Лист в докум.	Взам. унб. №	Унб. № докум.	Лист в докум.
-------------	---------------	--------------	---------------	---------------

[illegible]

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 Колесников Є.Я.

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА ГТАЗОН

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУК ОДНОГО ДАВЛЕНИЯ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

GKND	T5	AAL	BGO	PKYO	TPP	DTIP	AK1
15.08	765.5	3.00	0.9950	3.000	760.0	16.0	1.50
TPB	DTHE	RGPN	RGPP	XPC	BPKY	HPPS	RGPY
312.0	20.0	0.0000	0.0000	0.0300	0.9850	0.9100	0.0200
UPT	UPTM	UNC	UPN	UNK	UGCN	PZ	CK
0.8200	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	1.555
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	1515.5
СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА В КОНЦЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ, КДЖ/КГ	0.9449
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	478.66
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ЦН, КВТ	1.32
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ПН, КВТ	7.28
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ КН, КВТ	0.24
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ГЦН, КВТ	19.69
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ, ВЫРАБАТЫВАЕМАЯ ТУК, КВТ/(КГ/С)	98.62

ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ УПГ

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕМ, К	702.64
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ПУЧКОМ, К	524.85
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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	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 1.555 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 1515.5 СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА В КОНЦЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ, КДЖ/КГ 0.9449 ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К 478.66 ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ЦН, КВт 1.32 ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ПН, КВт 7.28 ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ КН, КВт 0.24 ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ГЦН, КВт 19.69 УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ, ВЫРАБАТЫВАЕМАЯ ТУК, КВт/(КГ/С) 98.62 ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ УПГ ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕМ, К 702.64 ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ПУЧКОМ, К 524.85 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	UPT 0.8200 UPTM 0.9900 UNC 0.6200 UPN 0.6200 UNK 0.6200 UGCN 0.6200 PZ 0.0050 CK 80.0
					Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ. 49

Продовж табл. 1.11

ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВХОДЕ В ИСПАРИТЕЛЬ, К	494.14
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ 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 ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, КДЖ/КГ	1012.6
ЭНТАЛЬПИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ, КДЖ/КГ	167.8
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, К	507.94
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, КДЖ/КГ	2816.6
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ 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
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі G_{III} , кг/с	1,5550
Температура насиченої пари T_{III} , К	507,94
Паропродуктивність УПГ по насиченій парі G_{III} , кг/с	0,9293
Температура газопарової суміші на вході в УПГ T_4 , К	765,50
Тиск газопарової суміші на вході в УПГ $P_{УПГ}^{вх}$, МПа	0,1028
Температура суміші за ВП УПГ $T_{ВП}$, К	508,85
Температура газопарової суміші на виході з УПГ T_6 , К	478,66
Тиск газопарової суміші на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,1060
Середня теплоємність газопарової суміші на вході в УПГ $C_{рIII}$, кДж/(кг·К)	1,0786
Потужність живильного насоса $N_{жн}$, кВт	7,28
Витрата газопарової суміші на вході в УПГ $G_{УПГ}$, кг/с	15,23

Геометрія трубок

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					Арк.
										50

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка,

для пароперегрівача

$$Q_{III} = 3600 \cdot G_{III} \cdot (i_{III} - i_{HII}) = 3475700 \text{ кДж/год.}$$

де, $i_{III} = f(T_{III}, P_{KV}) = 3427,5$ кДж/кг – ентальпія перегрітої пари;

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

для випарника

$$Q_{\text{БП}} = 3600 \cdot G_{\text{УПГ}} \cdot C_{\text{пГП}} \cdot (T_5 - T_{\text{БП}}) = 2665000 \text{ кДж/год.}$$

$$\text{де, } T_5 = T_4 - \frac{Q_{III}}{G_{yIII} \cdot C_{pIII}} = 553,91 \text{ К.}$$

для економайзера

$$Q_{EK} = 3600 \cdot G_{\text{уиГ}} \cdot C_{\text{пГП}} \cdot (T_{\text{вП}} - T_6) = 1785400 \text{ кДж/Год.}$$

2. Середньологаріфмічний напір по трубних пучках, град

для пароперегрівача

$$\Delta t_{III} = \frac{(T_5 - T_{III}) - (T_4 - T_{III})}{\ln \frac{T_5 - T_{III}}{T_4 - T_{III}}} = 19,06 \text{ K},$$

для випарника

$$\Delta t_{BII} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{BII} - T_{HII})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{BII} - T_{HII}}} = 16,84 \text{ K},$$

для економайзера

$$\Delta t_{EK} = \frac{(T_6 - T_{1EK}) - (T_{BII} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1EK}}{T_{BII} - T_B}} = 153,02 \text{ K},$$

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;

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

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

Підпис і дата		$\Delta t_{III} = \frac{(T_5 - T_{III}) - (T_4 - T_{III})}{\ln \frac{T_5 - T_{III}}{T_4 - T_{III}}} = 19,06 \text{ K},$				
Інв. № дубл.		- для випарника $\Delta t_{ВП} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{ВП} - T_{III})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{ВП} - T_{III}}} = 16,84 \text{ K},$				
Взам. інв. №		- для економайзера $\Delta t_{ЕК} = \frac{(T_6 - T_{1ЕК}) - (T_{ВП} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1ЕК}}{T_{ВП} - T_B}} = 153,02 \text{ K},$				
Підпис і дата		де $T_{1ЕК} = \frac{i_{1ЕК}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1ЕК})} + 273 = 377,91 \text{ K}$ – температура води на вході в економайзер; $P_{1ЕК} = P_{KV} / \nu_{ЕК} = 3,125 \text{ МПа};$ $\nu_{ЕК} = 0,96$ – коефіцієнт втрат тиску в економайзері;				
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						51

6. Площа перерізу УПГ,

$$F_{\text{III}} = B^2 = 2,4057 \text{ М}^2$$

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

$$Z_1 = \frac{G_{yIII} \cdot S_p}{\rho_{cp} \cdot W_{\Gamma} \cdot B \cdot [S_p (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]} = 25,85 \approx 26$$

8. Довжина трубного пучка,

$$L = Z_1 \cdot S_1 + D_p = 1,591 \text{ M}$$

9. Повна площа поверхні нагріву однієї трубки,

$$f_{mp} = \frac{\pi \cdot B}{S_p} \cdot [d_3 \cdot (S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_3^2)] + \delta_p \cdot D_p = 0,3684 \text{ м}^2$$

10. Кількість рядів трубок по висоті трубного пучка

для пароперегрівача

$$Z_{III} = \frac{F_{III}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 58,02 \approx 58;$$

для випарника

$$Z_{BII} = \frac{F_{BII}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 36,9 \approx 37;$$

для економайзера

$$Z_{EK} = \frac{F_{EK}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 3,06 \approx 3.$$

11. Висота трубного пучка,

для пароперегрівача

$$H_{III} = Z_{III} \cdot S_2 + D_p = 1,7805 \text{ м};$$

для випарника

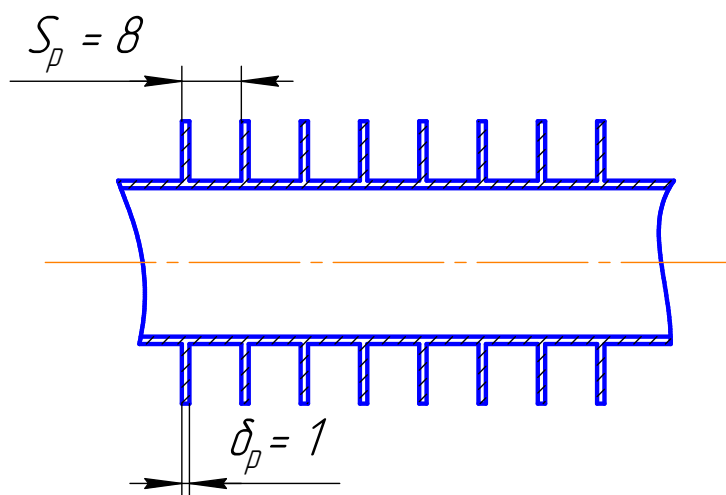
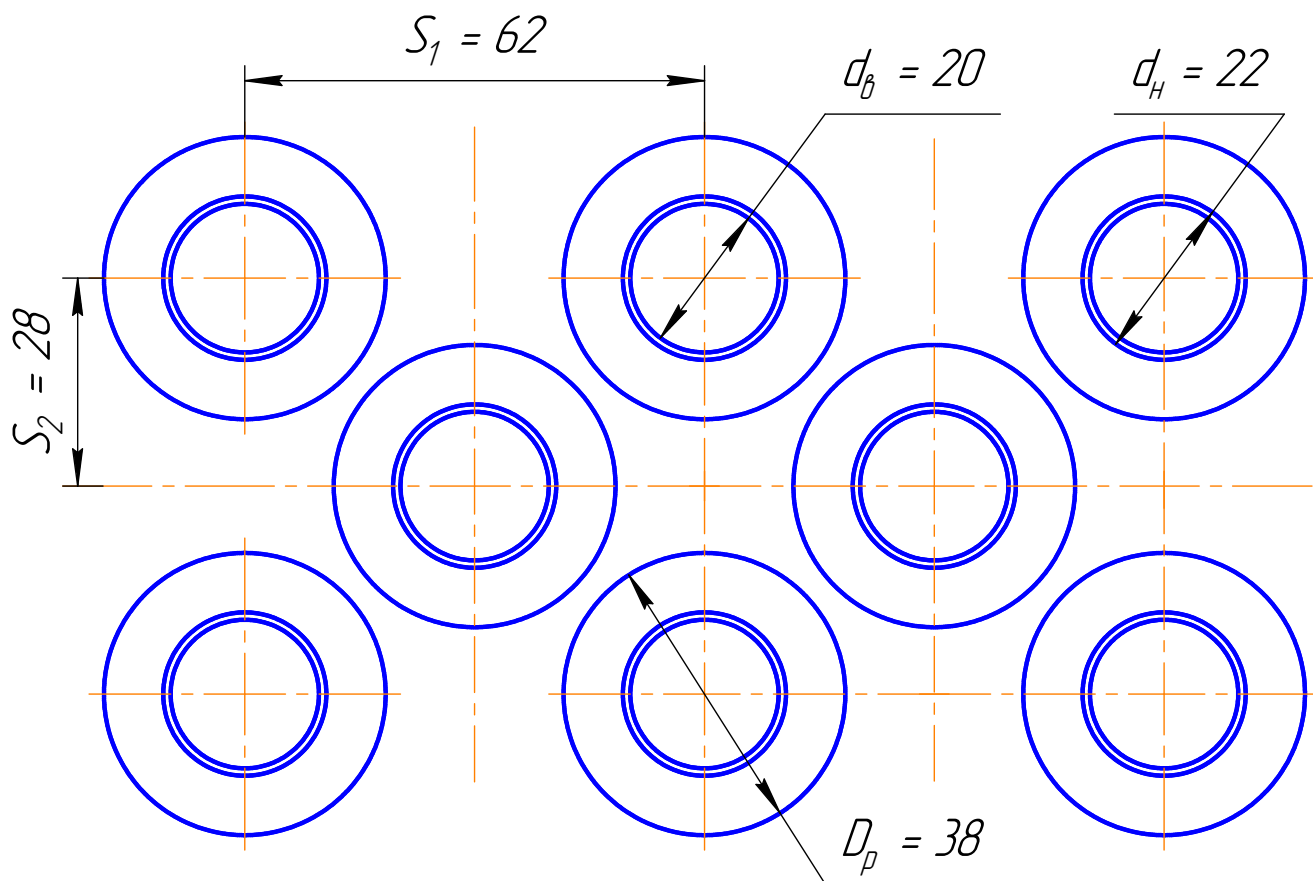
$$H_{\text{БП}} = Z_{\text{БП}} \cdot S_2 + D_p = 1,1479 \text{ м};$$

для економайзера

$$H_{EK} = Z_{EK} \cdot S_2 + D_p = 0,1319 \text{ M};$$

12. Висота УПГ $H = H_{III} + H_{VII} + H_{EK} + 0,50 = 3,56$ м.

Підпис і дата					$Z_{ВП} = \frac{F_{ВП}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 36,9 \approx 37;$
Інв. № дубл.					- для економайзера $Z_{ЕК} = \frac{F_{ЕК}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 3,06 \approx 3.$
Взам. інв. №					11. Висота трубного пучка, - для пароперегрівача $H_{ПП} = Z_{ПП} \cdot S_2 + D_p = 1,7805 \text{ м};$ - для випарника $H_{ВП} = Z_{ВП} \cdot S_2 + D_p = 1,1479 \text{ м};$ - для економайзера $H_{ЕК} = Z_{ЕК} \cdot S_2 + D_p = 0,1319 \text{ м};$ 12. Висота УПГ $H = H_{ПП} + H_{ВП} + H_{ЕК} + 0,50 = 3,56 \text{ м}.$
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ. 53



Маштаб 1:1

Рисунок 1.15— Геометрія трубного пучка

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.02.01.ПЗ.

Арк.
54

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

КР.14.2.6231М.02.01.ПЗ

М 1:25

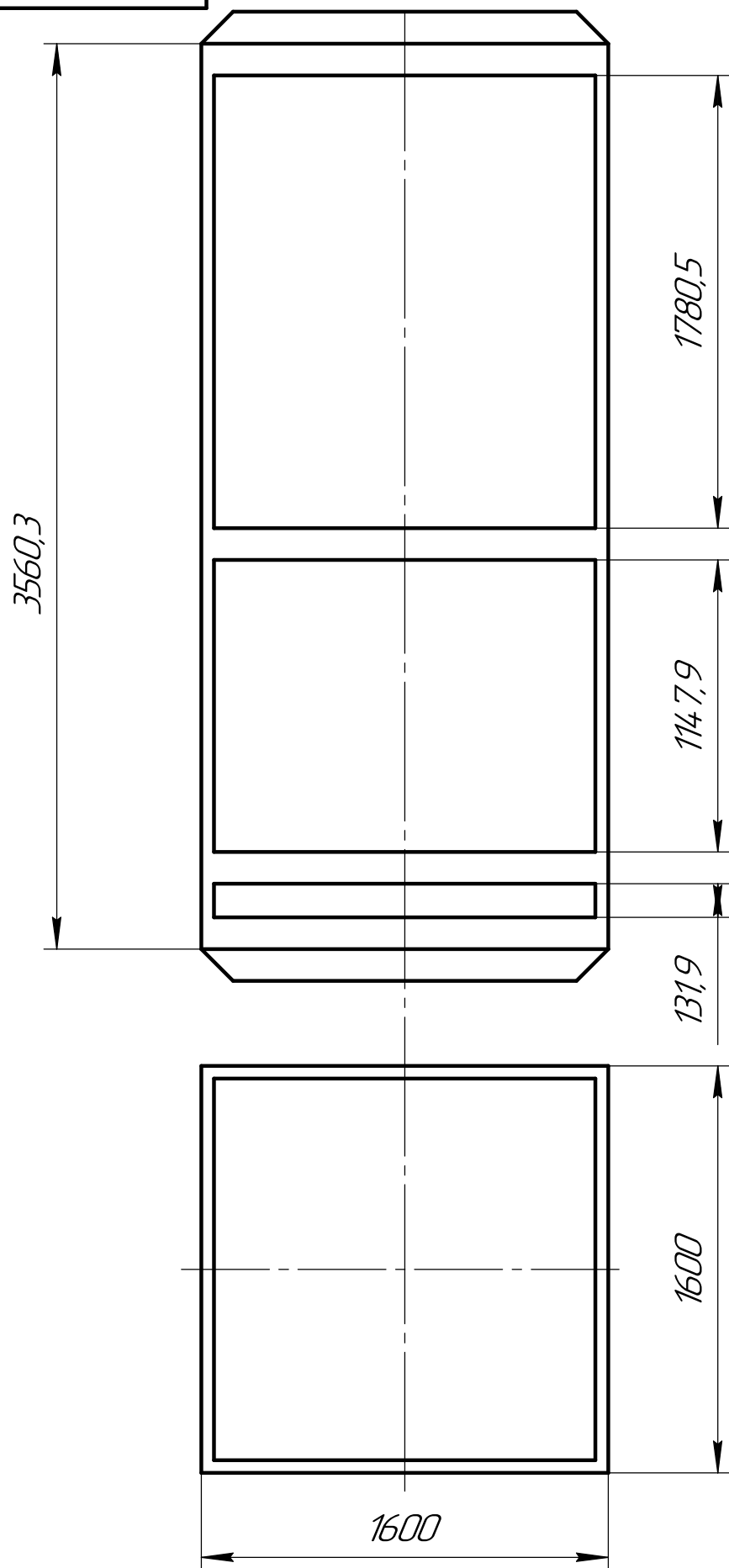


Рисунок 1.16 – Габаритний ескіз утилізаційного парогенератора

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.02.01.ПЗ

Лист
55

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	1481,8
2. ККД парової турбіни	$\eta_{\text{ПТ}}$	%	82
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	$P_{\text{З}}$	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.02.01.ПЗ.					Арк.
										56

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	1481,8
2.Тиск пари перед паровою турбіною $P_{зпт}$, МПа	$(0,90...0,96)P_{ку}$	1,92
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	0,000502
8.Внутрішній теплоперепад парової турбіни H_i ,кДж/кг	$H_a \cdot \eta_{пт}$	803,9
9. Ступінь сухості пари наприкінці процесу розширення x_z	З розрахунку ТУК одного тиску	0,9549
10. Показник ізоентропи $k_{п}$	$1,035+0,1 x_z$	1,129
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	$(0,8...0,9)\psi_z \sqrt{k p_z v_z}$	320,47
13. Колова швидкість на середньому діаметрі останнього ступені U_2 , м/с	Приймаємо (200...290)	287
14.Кут виходу пари з робочої решітки (при $\alpha_2=90^\circ$) β_{2z} , °	$\arccos \frac{U_2}{W_{2z}}$	26,42
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.	

						Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	

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 (1Х13)	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	$\frac{U_z^2}{2(1 - \rho_z) \left(1 + \mu \left(\frac{U}{C_1} \right)^2 \cdot \varphi_{c2}^2 \right)}$	$1,810 \cdot 10^5$
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	$\frac{\Delta h_{ac}}{(1 - \rho_{pc})}$	$2,547 \cdot 10^5$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
											58

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
34. Віяловість 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.	

									Арк.
									59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.				

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 $\Delta h_{аср}$, 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	$H_a - h_{аср}$	$8,214 \cdot 10^5$
52. Кількість ступенів нерегульованої групи $z_{нг}$	$\frac{R H_{анг}}{\Delta h_{аср}}$	6
53. Осьовий габарит 1 ступеня нерегульованої групи $L_{ст1}$, м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,060
54. Осьовий габарит останнього ступеня нерегульованої групи $L_{стz}$, м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,128
55. Довжина проточної частини середнього ступеня нерегульованої групи $L_{стср}$, м	$0.95 \cdot \sqrt{L_{cm1} \cdot L_{cmz}}$	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

На рис. 1.17 показані основні геометричні розміри парової турбіни.

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

					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.02.01.ПЗ

Лист
61

М 1:10

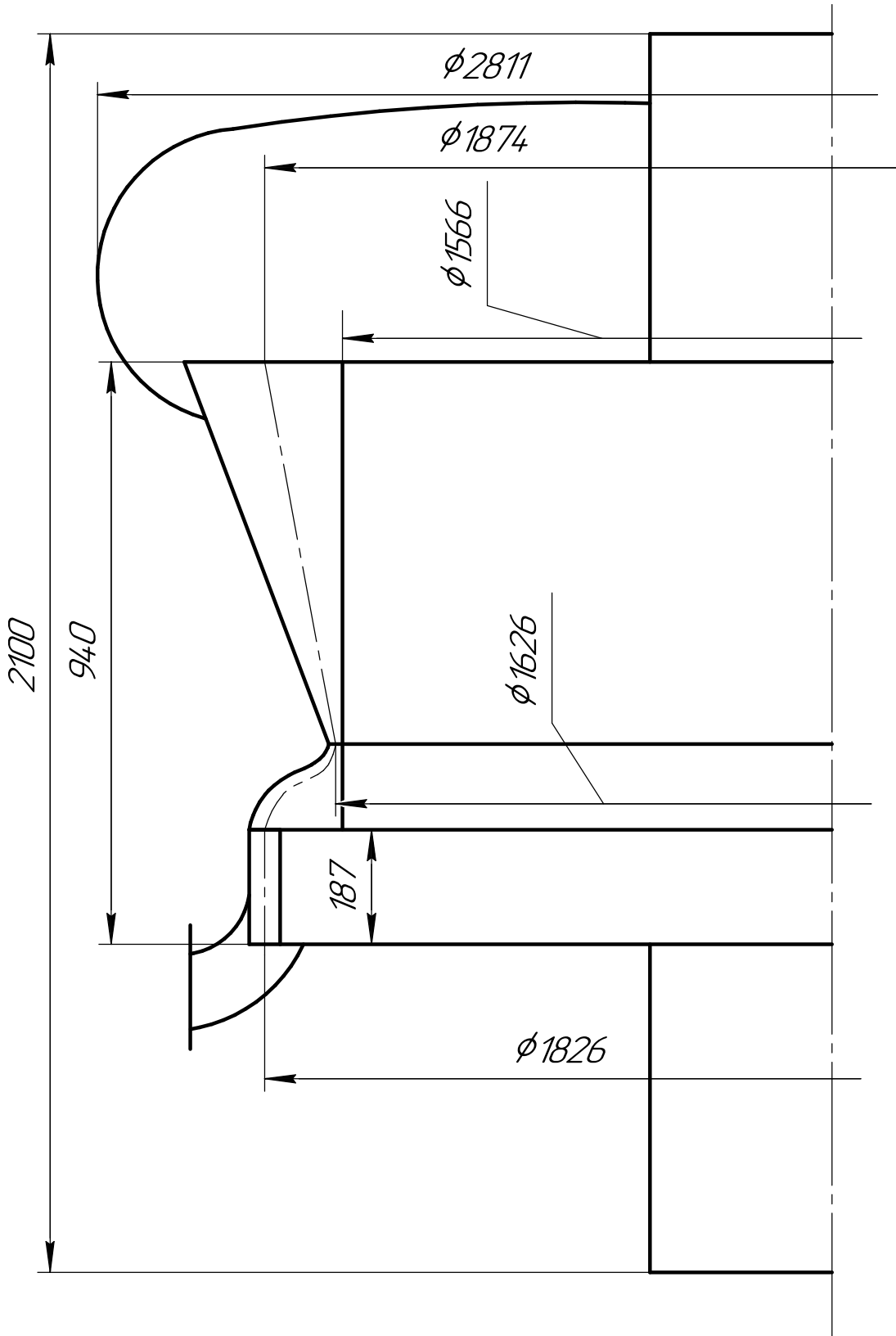


Рис. 117. Габаритно-компоновальный эскиз проточной части паровой турбины

КР.14.2.6231М.02.01.ПЗ

1.3.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора внутрішнього типу

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	4,8255
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 внутрішнього типу

Найменування величини	Спосіб визначення	Числове значення
1	2	3
1. Кількість пари, що поступає в конденсатор G_x , кг/с	$(0,98...0,99) \left(1 - \sum_{\kappa=1}^{K=Z_{om}} g_{\kappa} \right) G$	4,8255
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	50,96 215
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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.	
										КР.142.6231м.02.01.ПЗ.	62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Продовж. табл. 1.15

1	2	3
7. Кількість теплоти, що віддається паром в конденсаторі Q, кДж/с	$\beta G_x (i_x - i_\kappa)$	1274
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	$\frac{i_x - i_\kappa}{C_v(t_2 - t_1)}$	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/(м²·°C)	$1,095 \sqrt{\omega^4 t_m + 17,8}$	5,392
17. Поверхня охолодження F, м²	$\frac{Q}{k \Delta t_{cp}}$	116,096
18. Парова навантаження конденсатора q, кг/(м²·ч)	$\frac{\beta G_x}{F} \cdot 3600$	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/м³	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 1м² трубної дошки p	$\frac{11540}{s^2}$	1,631
25. Середній шаг трубок s, см	Приймається	0,027

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Арк.

КР.142.6231м.02.01.ПЗ.

63

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

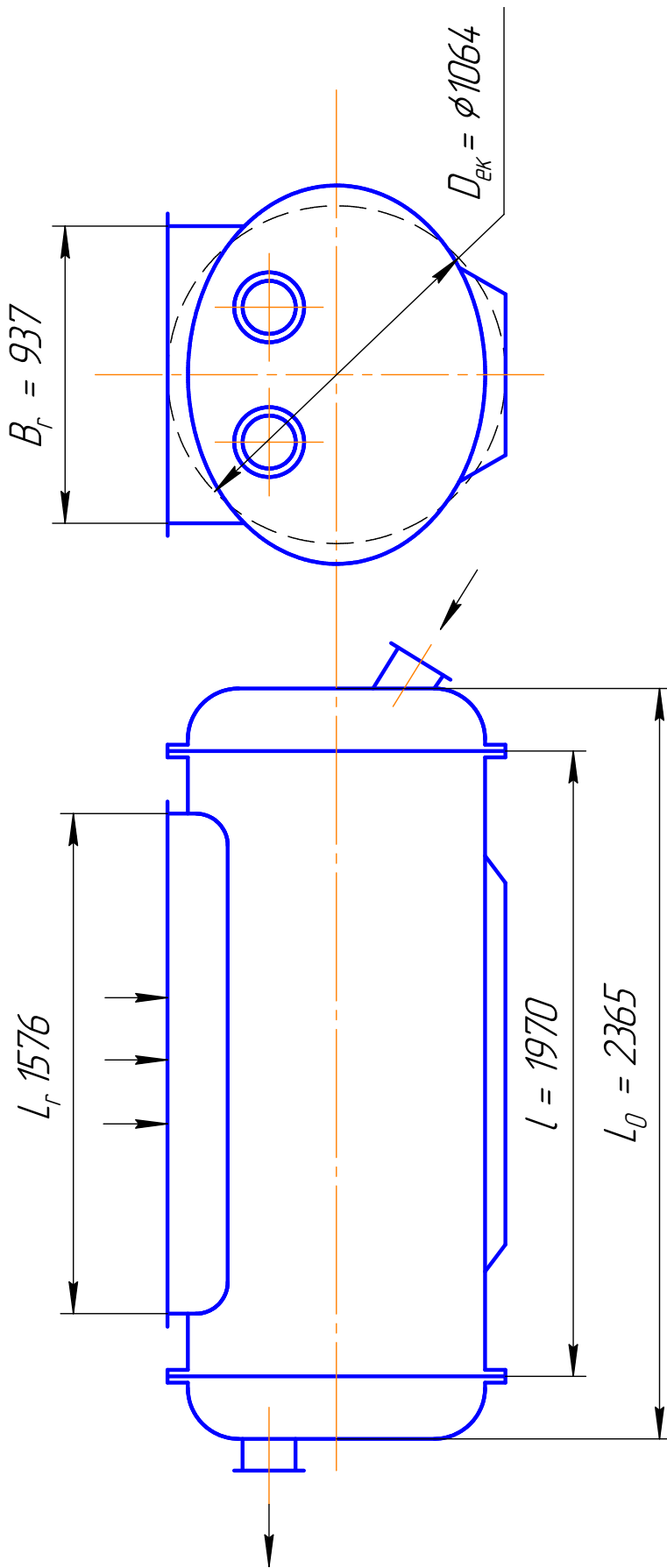
Продовж. табл. 1.15

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.02.01.ПЗ.					Арк.
										64

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

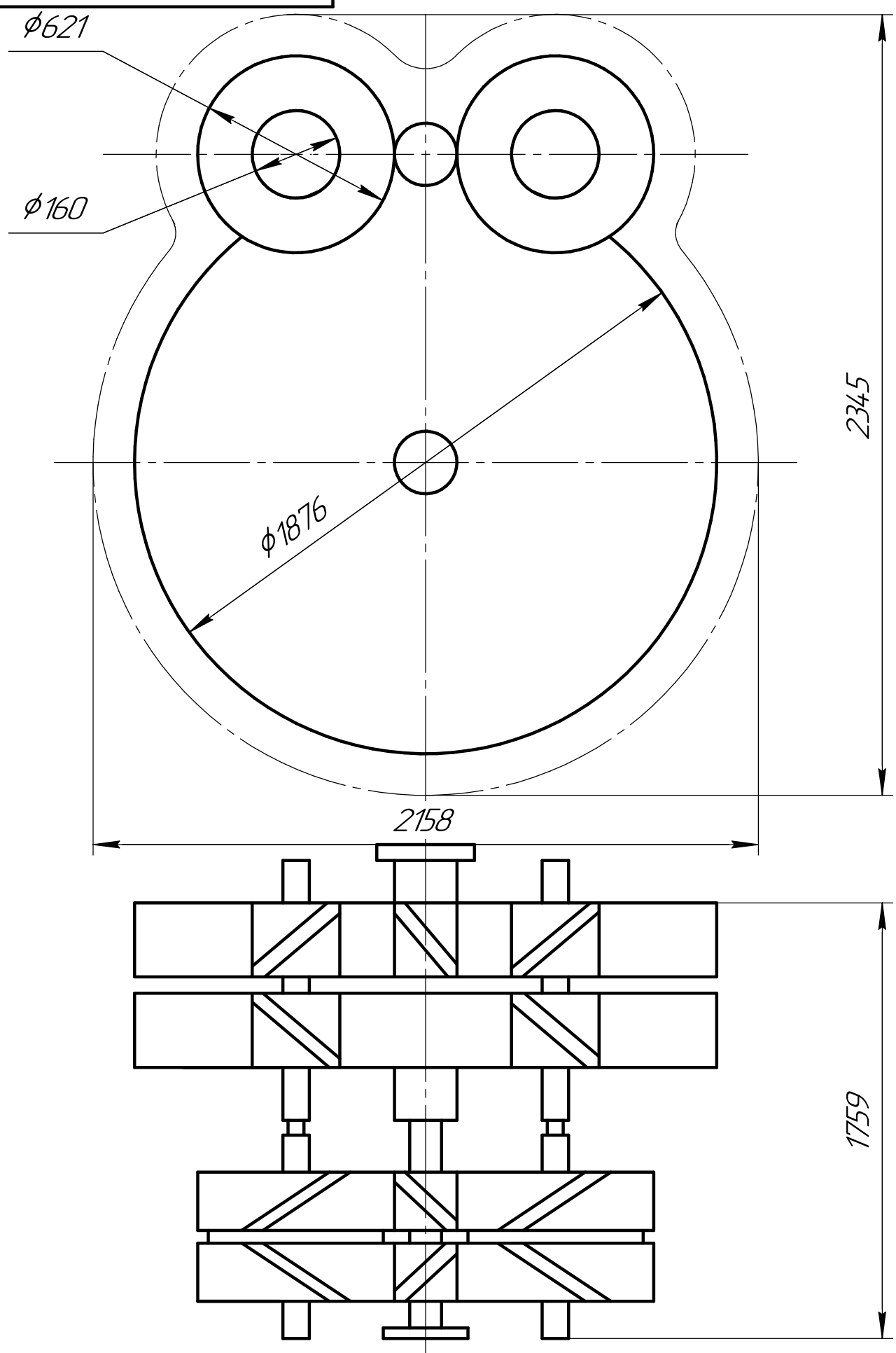
КР.142.6231м.02.01.ПЗ.

1.3.7. Визначення габаритних розмірів двохступінчастого редуктора перетинно-го типу з роздвоєнням потужності

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Потужність, що знімається з вихідного фланця ГТД, $N_{ГТД}$, кВт	З розрахунку схеми ГТД	4640,7
2. Частота обертання вала ТГ, $n_{ТГ}$, об/хв	Задається	4500
3. Частота обертання грибоного гвинта, $n_{Г}$, об/хв..	Задається	150
4. ККД редуктора η_p	З розрахунку схеми ГТД	0,98
5. Загальне передатне відношення i_{Σ}	$n_{ТГ} / n_{Г}$	30
6. Передатне відношення 1-го ступеня i_1	$\sqrt{i_{\Sigma}} / 2$	3,873
7. Передатне відношення 2-го ступеня i_2	i_{Σ} / i_1	7,746
8. Діаметр шестерні 1-го ступеня редуктора D_1 , м	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot (i_1 + 1)}{n_1 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot K_{01} \cdot \iota \cdot i_1}}$	0,160
9. Діаметр колеса 1-го ступеня редуктора D_2 , м	$D_1 \cdot i_1$	0,621
10. Частота обертання 2-го ступеня, n_3 , об/хв.	n_1 / i_1	1,162
11. Діаметр шестерні 2-го ступеня редуктора D_3 , м	$\sqrt[3]{\frac{19100 \cdot N_{ГТД} \cdot \sqrt{\eta_p} \cdot (i_2 + 1)}{n_3 \cdot \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot K_{03} \cdot \iota \cdot i_2}}$	0,242
12. Діаметр колеса 2-го ступеня, D_4 , м	$D_3 \cdot i_2$	1,876
13. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора $l_{ни1}$, м	$0,5 \cdot D_1$	0,080
14. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора $l_{ни3}$, м	$0,5 \cdot D_3$	0,121
15. Довжина підшипника шестерні 1-го ступеня редуктора l_{n2} , м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_2$	0,093
16. Довжина підшипника шестерні 2-го ступеня редуктора, l_{n4} м	$(0,15 \dots 0,18) \cdot D_4$	0,281
17. Осьовий габарит редуктора L_p , м	$(1,3 \dots 1,35) \left[2l_{n2} + \left(\frac{b}{d}\right)_1 \cdot D_1 + 2 \cdot l_{n4} + \left(\frac{b}{d}\right)_3 \cdot D_3 \right]$	1,759
18. Висота редуктора H_p , м	$(1,2 \dots 1,25) \cdot D_4$	2,345
19. Ширина редуктора B_p , м	$(1,15 \dots 1,4) \cdot D_4$	2,158
20. Відносна маса редуктора $\overline{M}_p$, (кг/кВт)	Приймається	2,5
15. Маса редуктора, M_p , кг	$\overline{M}_p \cdot N_{ГТД}$	11600

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

КР.14.2.6231М.02.01.ПЗ



И.И.И. № подл.	Подп. и дата	Взам. и.И. №	И.И.И. № д.И.И.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.02.01.ПЗ

Лист
67

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. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
									Арк.
					КР.142.6231м.02.01.ПЗ.				69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Продовж. табл. 1.18

1	2	3
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини у кореня лопаток	град
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини у периферії лопаток	град
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с
NT	Потрібне значення частоти обертання вала	об/хв.
P03	Повний тиск газу на вході в турбіну	МПа
P23	Повний тиск газу на виході з турбіни	МПа
R	Газова стала робочого газу	кДж/(кг·К)
T03	Температура загальмованого потоку на вході	К
T23	Температура загальмованого потоку на виході	К
TBB	Температура охолоджуючого повітря на вході в охолоджувачі лопатки	К
UM	Механічний ККД турбіни	—
Масиви перемінних		
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступенях	—
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	—
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	—
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження роб. лопаток	—
PCI(Z)	Швидкісний коефіцієнт соплових решіток	—
PFI(Z)	Швидкісний коефіцієнт робочих решіток	—
ROK(Z)	Ступень реактивності ступеня у кореня	—
TC(Z)	Відносний крок лопаток у соплових решітках	—
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.02.01.ПЗ.	Арк.
						70

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.02.01.ПЗ.	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Таблиця 1.20 - Термодинамічний розрахунок ТВТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр.6231м Колесников Є.Я.

Расчет ТВТ ГТА

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

КГ/С ОБ/МИН

1	1	1	13.560	12386	0.5651
---	---	---	--------	-------	--------

.....P03.....T03.....P23.....T23.....TBB.....UM

МПа	К	МПа	К	К
-----	---	-----	---	---

1.5250	1460.0	0.7061	1188.5	680.9	0.995
--------	--------	--------	--------	-------	-------

.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAP

КДЖ/кг/К	КДЖ/кг/К	град	град	град	град
----------	----------	------	------	------	------

1.2319	0.289	90.00	16.00	2.00	2.00
--------	-------	-------	-------	------	------

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....1ct.....2ct.....3ct.....4ct.....5ct.....6ct

A (Z)	1.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00
-------	------	-----	------	------	------	------

PFI (Z)	0.980	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

PCI (Z)	0.970	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

TC (Z)	0.750	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
--------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

ROK (Z)	0.200	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

DR (Z)	0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
--------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

DR(Z)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
TDC(Z)	1080.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

TDP (Z)	1080.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
---------	--------	-----	-----	-----	-----	-----

EDF (Z)	1000.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
GEC (Z)	0.022	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

GEC (Z)	0.022	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
GEP (Z)	0.020	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КТ	297.24
--	--------

2. РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КТ	319.99
---------------------------------------	--------

3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ,КВТ	3848.49
------------------------------------	---------

4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8914
--	--------

5. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	12776.7
---------------------------------------	---------

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....1ct.....2ct.....3ct.....4ct.....5ct.....6ct.....

TO,K	1460.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
------	--------	-----	-----	-----	-----	-----

Р0, МПа	1.5250	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
---------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

Підпис і дата	P03.....T03.....P23.....T23.....ТВВ.....УМ МПа К МПа К К 1.5250 1460.0 0.7061 1188.5 680.9 0.995СР.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAR КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град 1.2319 0.289 90.00 16.00 2.00 2.00						
	ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст A (Z) 1.00 0.0 0.00 0.00 0.00 0.00 PFI (Z) 0.980 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 PCI (Z) 0.970 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 TC (Z) 0.750 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 ROK (Z) 0.200 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 DR (Z) 0.002 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 TDC (Z) 1080.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 TDP (Z) 1080.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 GEC (Z) 0.022 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 GER (Z) 0.020 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000						
	Инв. № дубл.	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ 1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ,КДЖ/КГ 297.24 2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД,КДЖ/КГ 319.99 3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ,КВТ 3848.49 4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ 0.8914 5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ,ОБ/МИН 12776.7					
Взам. инв. №		ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст. T0,К 1460.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 P0,МПа 1.5250 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000					
		Підпис і дата					
	Инв. № подл.						
КР.142.6231м.02.01.ПЗ.					Арк.		
Зм.		Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	72	

Продовж. табл. 1.20

T1, К	1227.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.8335	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1185.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.6616	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1203.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.7064	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

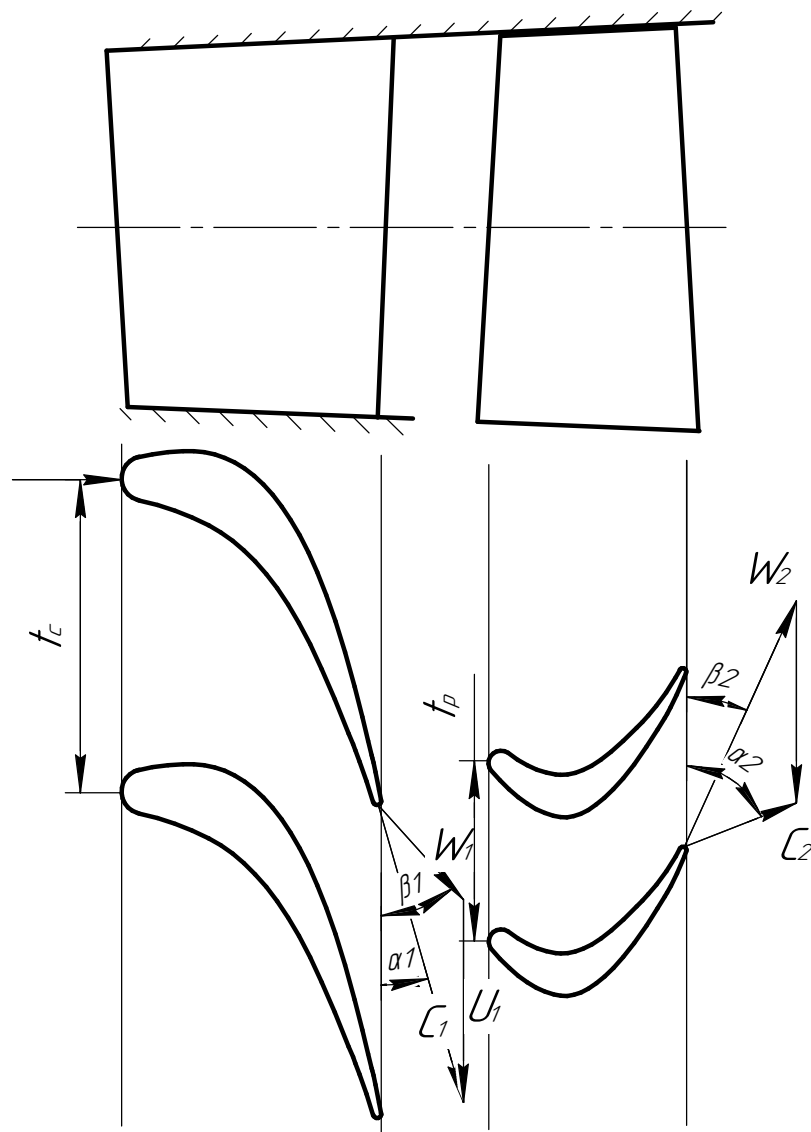
ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА						
HAD, кДж/кг	319.99	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.9773	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.6471	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.6471	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	0.99	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.72	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2572	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	652.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	43.46	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	261.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	437.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	26.70	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	472.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	94.18	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	212.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	437.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК						
DC0, М	0.5651	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.5651	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0127	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0181	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0054	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	0.0153	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0091	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0191	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.5651	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0044	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	66.35	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TPI, М	0.0075	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	116	0	0	0	0	0
ZP	238	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ						
EU	0.7962	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.7917	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	3847.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

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



М 1:1

Рисунок 1.19 – Решітки профілів ТВТ на середньому діаметрі.

Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. инв. №	Інв. № збірн.	Подп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.02.01.ПЗ

Лист
74

Продовж. табл. 1.22

U1, М/С	324.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	28.96	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	381.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	87.09	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	184.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	324.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	0.5651	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1,М	0.5651	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0229	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI,М	0.0389	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0098	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	0.0269	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0185	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI,М	0.0409	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2,М	0.5651	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0078	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	65.89	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TPI,М	0.0149	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	66	0	0	0	0	0
ZP	119	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8267	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8181	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI,KBT	2524.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

[illegible]

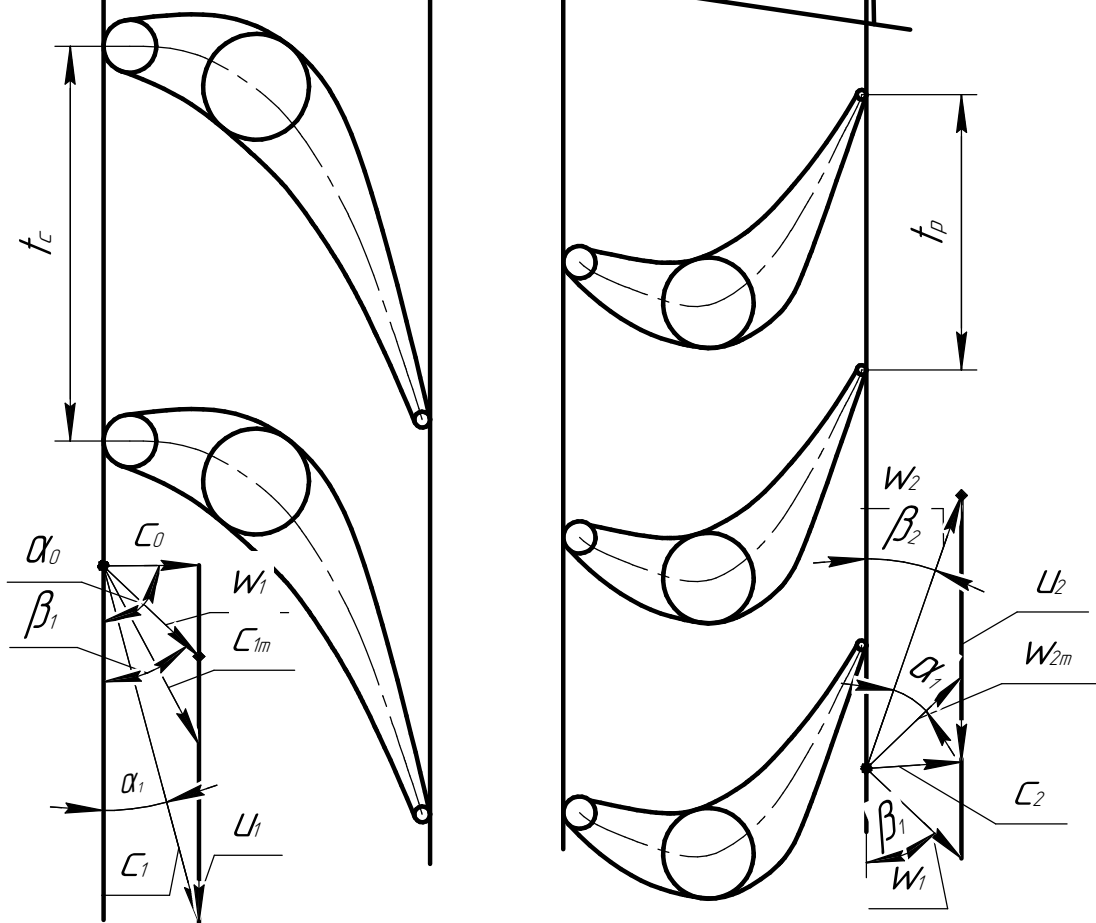


Рисунок 1.20 – Решётки профилів ТНТ на середньому діаметрі.

И.н.б. № подл.	Подп. и дата	Взам. ин.б. №	И.н.б. № д.д.д.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.26231М.02.01.ПЗ

Лист
77

Продовж. табл. 1.24

U1,М/С	199.8	201.7	205.4	210.3	0.0	0.0
B2,ГРАД	37.71	44.59	45.06	38.75	0.00	0.00
W2,М/С	302.8	286.5	286.3	333.2	0.0	0.0
A2,ГРАД	78.30	89.81	91.51	77.24	0.00	0.00
C2,М/С	189.1	201.2	202.7	213.8	0.0	0.0
U2,М/С	201.2	203.4	207.5	212.6	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	0.6700	0.6700	0.6700	0.6700	0.0000	0.0000
DC1,М	0.6700	0.6764	0.6888	0.7051	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0231	0.0276	0.0364	0.0367	0.0000	0.0000
LCI,М	0.0330	0.0395	0.0520	0.0684	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0099	0.0118	0.0156	0.0161	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	45.27	51.19	45.43	44.48	0.00	0.00
TCI,М	0.0245	0.0266	0.0386	0.0396	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0187	0.0223	0.0282	0.0320	0.0000	0.0000
LPI,М	0.0377	0.0451	0.0592	0.0763	0.0000	0.0000
DC2,М	0.6747	0.6819	0.6960	0.7129	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0079	0.0095	0.0125	0.0129	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	58.30	64.62	64.58	64.65	0.00	0.00
TRI,М	0.0157	0.0167	0.0214	0.0246	0.0000	0.0000
ZC	86	80	56	56	0	0
ZP	135	128	102	91	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

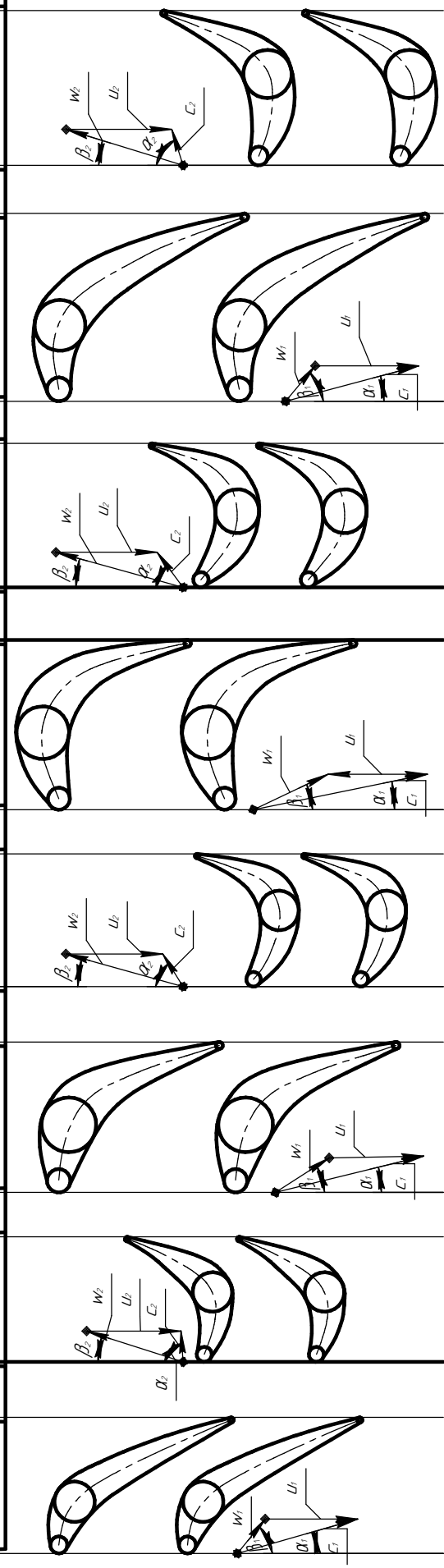
EU	0.7323	0.7045	0.7005	0.7335	0.0000	0.0000
EI	0.7289	0.6989	0.6947	0.7273	0.0000	0.0000
NI,КВТ	969.1	929.3	923.4	1252.7	0.0	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.01.ПЗ.		Арк.		
							79		

МНБ, № подл.	Подл. у дана	Врст. МНБ, №	МНБ, № дужд.	МНБ, № дужд.	Подл. у дана
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Рисунок 1.21 – Решётки профилів ТГ на середньому діаметрі.

М 1 : 2



МНБ, № подл.	Подл. у дана	Врст. МНБ, №	МНБ, № дужд.	МНБ, № дужд.	Подл. у дана
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

КР.14.2.6231м.02.01.ПЗ

Лист 80

Копіювати

Формат А3

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
Зм.		Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ				
Студент.		Колесников Є.Я.				Конструктивні розрахунки та конструювання		Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.							81	111
Консульт.								НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.								

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, трубчато-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.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Інв. № дубл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	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, теплова 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.																						
Зм.					Арк.					№ докум.					Підпис					Дата					КР.142.6231м.02.02.ПЗ										Арк.	
																																			82	

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 обрєблених труб.					
Взам. інв. №		Подвійна обшивка котла забезпечує його герметичність і сприяє зменшенню товщини ізоляції. У кожусі УПГ маються 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.02.02.ПЗ	Арк.
							83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

2.1.1 Опис турбіни високого тиску

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

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

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.

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 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						Арк.
										84
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ

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 осевого 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-

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 охолоджування 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. № дубл.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.02.02.ПЗ	Арк.
							85
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

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

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.

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.

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 роликотпідшипників і в масляні демпфера. Злив масла з порожнин корпусів підшипників здійснюється через трубу зливу масла.

Підпис і дата		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. № дубл.																								
Взам. інв. №																								
Підпис і дата																								
Інв. № подл.		<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	КР.142.6231м.02.02.ПЗ		Арк. 86
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	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										87
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

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

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

					КР.142.6231м.02.02.ПЗ	Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

2.2. Розрахунок робочої лопатки ТНТ

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	ктеристики 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.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ Арк. 89

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

Закручування лопаток за законом сталості циркуляції має вид $c_{1u}r = const$. Осьова швидкість на вході в робочу решітку приймається $c_{1a}r = const$. Напрямок потоку приймається осьовим ($c_{1u} = c_{2u} = 0$), а параметри робочого тіла по довжині лопаток постійними. При цьому наявний теплоперепад у ступеню Δh_a^* по довжині лопаток буде зберігатися однаковим. Повні параметри потоку на вході в ступінь, а також коефіцієнти швидкості φ , ψ не змінюються по радіусу і дорівнюють параметрам на середньому діаметрі [27].

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

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

Проектування ступеня з закрученими лопатками виконується в два етапи:

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ					Арк.
										90
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$D_{cp} = 0,5651\text{м}; l_p = 0,0389\text{м}; u_{2cp} = 324\text{м/с}; \alpha_{1cp} = 20^\circ; c_{1cp} = 532,6\text{м/с}; (u/c_1)_{cp} = 0,5971,$
 $\alpha_{2cp} = 81,09^\circ; c_{2cp} = 184,7\text{м/с}; \beta_{2cp} = 28,96^\circ; w_{2cp} = 381\text{м/с}; \phi = 0,98; \psi = 0,97.$

Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення лопаток за законом сталості циркуляції

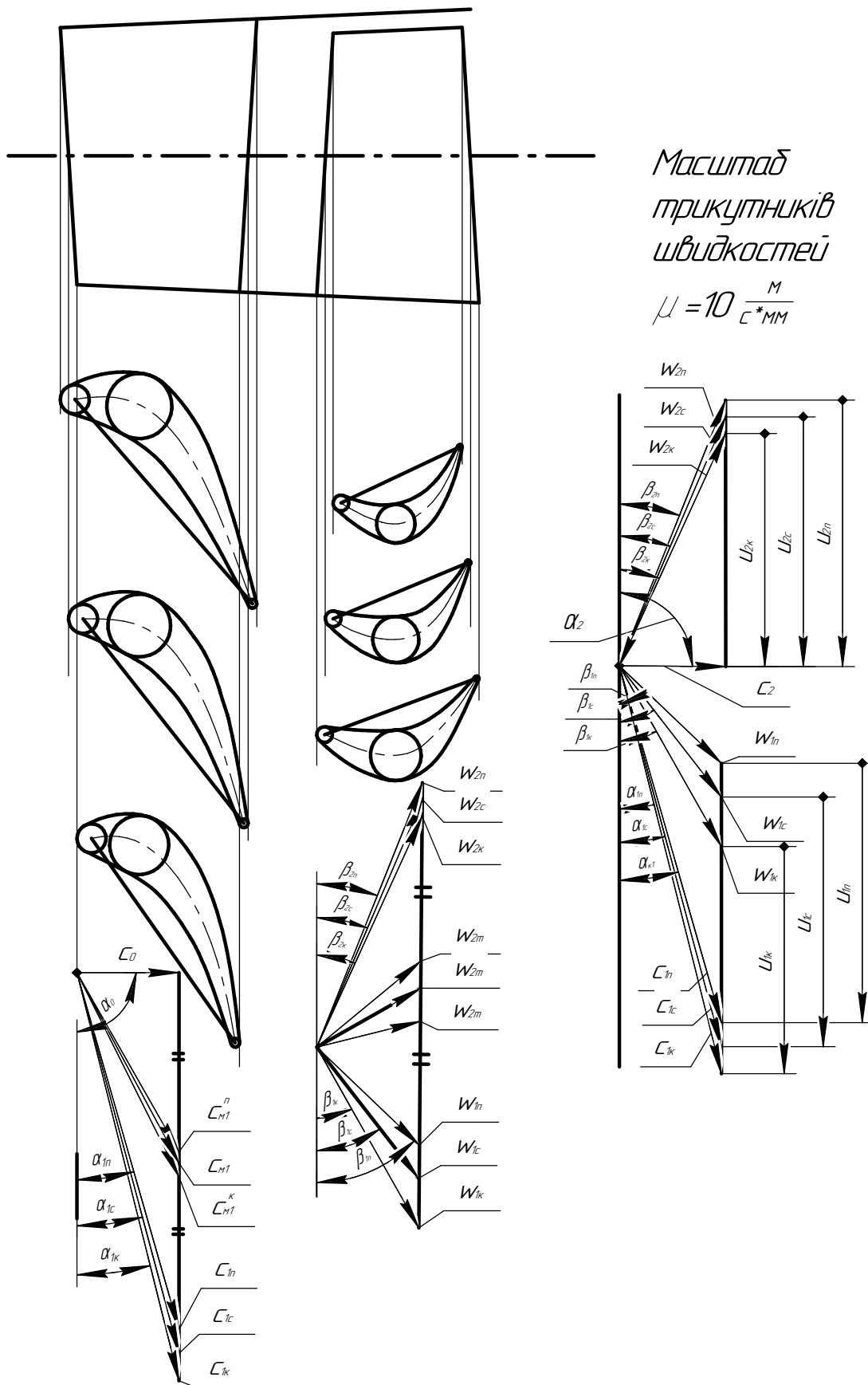
Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
1.Радіус перерізу $r, \text{м}$	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,264	0,283	0,301
2.Відносний радіус $\frac{\bar{r}}{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,934	1	1,066
3.Колова швидкість $u, \text{м/с}$	$u_{2cp} \bar{r}$	302,61	324	345,39
4.Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, \text{м/с}$	$\frac{c_{1cp}}{r} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\tilde{n}\delta}}$	565,80	532,6	503,75
5.Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, \text{град}$	$\arctg(\bar{r} \cdot \tg \alpha_{1\tilde{n}\delta})$	18,78	20	21,21
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\tilde{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\tilde{n}\delta}}}$	0,525	0,597	0,673
7.Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, \text{град}$	$\arctg \frac{\bar{r} \tg \alpha_{1\tilde{n}\delta}}{1 - \left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\tilde{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1\tilde{n}\delta}}}$	37,33	44,95	54,39
Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
8 Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, \text{м/с}$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	300,37	257,83	224,07
9.Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, \text{град}$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	28,70	27,36	26,12

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

Продовж. табл. 2.1.

10.Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, м/с$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	384,11	401,39	419,11
11.Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, град$	при $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $arctg(\frac{w_{2cp}}{c_2})$	80,47	81,09	81,63
12.Абсолютна швидкість потоку за ступенем $c_2, м/с$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	187,06	186,73	186,46
13.Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,1600	0,2550	0,3340

Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата						Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ 92	Арк.



М 1:1

Рисунок 2.1 – Закручення лопаток ТНТ за законом сталості циркуляції

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.02.02.ПЗ.

Лист 93

Копировал Формат А4

2.2.2. Розрахунок робочої лопатки ТНТ 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 3.5 - Вихідні данні

Найменування параметру	Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу	G_r	15,11	м/с
Швидкість виходу потоку із СА	c_1	539,6	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступені	c_2	184,7	м/с
Кут виходу потоку із СА	α_1	20	град
Кут виходу потоку зі ступені	α_2	87,09	град
Температура потоку перед ступенем	T_0	1177,7	К
Температура потоку за ступенем	T_2	1024,3	К
Тиск потоку за ступенем	P_2	0,3682	МПа
Кут встановлення профілю	β_y	62,7	град
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	119	-

Кут зсуву даних координатних систем

Інв. № подл.						Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ				Арк.
									94

$$\alpha = 90^0 - \beta_v = 23,2$$

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

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -1,13 \cdot 10^{-6} \text{ M}^3,$$

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta}\right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = 1,52 \cdot 10^{-6} \text{ M}^3;$$

$$W_{\xi_A} = -0,088b^2\delta = -3,55 \cdot 10^{-6} \text{ M}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 2,66 \cdot 10^{-6} \text{ M}^3,$$

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:

$$P_u = \frac{G}{7}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = 378 \text{ H},$$

$$P_a = \frac{G}{\tau}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2\pi r_{cp}}{\tau}l(p_1 - p_2) = 32,2 \text{ H},$$

4) Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 360 \text{ H},$$

$$P_n = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = -119,6 \text{ H.}$$

5) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

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

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

Підпис і дата		ти на дві складові – колову P_u та осьову P_a . Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові:
Інв. № дубл.		$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = 378 \text{ Н},$ $P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2\pi r_{cp}}{z} l(p_1 - p_2) = 32,2 \text{ Н},$
Інв. №		4) Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:
Взам. інв. №		$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 360 \text{ Н},$ $P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = -119,6 \text{ Н}.$
Підпис і дата		5) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:
Інв. № подл.		для точки А: $\sigma_{uoA}^z = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = 6,6 \cdot 10^6 \text{ Па},$ для точки В: $\sigma_{uoB}^z = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -4,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$
Зм.	Арк.	№ докум.
		Підпис
		Дата
		КР.142.6231м.02.02.ПЗ
		Арк.
		95

для точки C: $\sigma_{uoC} = -\frac{P_{\xi}}{W_{\eta C}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi C}} \frac{l}{2} = 5,1 \cdot 10^6 \text{ Па},$

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

$$|\sigma_{uo}^2| = 6,6 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{uo}^2 \right| = 59 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 108,8$ МПа – напруження розтягу від відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки.

8) Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\partial \mathcal{I}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{160}{59} = 2,71,$$

де $\sigma_{dt} = 160$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури.

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

2.3. Розрахунок диска ТНТ на міцність

У цьому пункті робиться оцінка міцності диска по руйнуючим оборотам. Задачею розрахунку є визначення коефіцієнта запасу міцності диска по руйнуючим оборотам. Для цього поздовжній переріз диска розбивається на ділянки в найбільш небезпечних переходах площі перерізу. Міцністний розрахунок ведеться без обліку отворів охолодження в полотнині диска [16].

На рис. 2.2 показаний профіль диска ТНТ, що розраховується, і показані розрахункові перерізи, і графік зміни температури по висоті диска.

Розрахунок запасу міцності диска змінної температури по руйнуючих оборотах зведений в табл. 2.6. Необхідні для розрахунку значення товщини диска h і радіусів r знімаються безпосередньо з рис. 2.2.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	згідно з [10, с.29], становить $[n] = 1,5...2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності. 2.3. Розрахунок диска ТНТ на міцність У цьому пункті робиться оцінка міцності диска по руйнуючим оборотам. Задачею розрахунку є визначення коефіцієнта запасу міцності диска по руйнуючим оборотам. Для цього поздовжній переріз диска розбивається на ділянки в найбільш небезпечних переходах площі перерізу. Міцністний розрахунок ведеться без обліку отворів охолодження в полотніні диска [16]. На рис. 2.2 показаний профіль диска ТНТ, що розраховується, і показані розрахункові перерізи, і графік зміни температури по висоті диска. Розрахунок запасу міцності диска змінної температури по руйнуючих оборотах зведений в табл. 2.6. Необхідні для розрахунку значення товщини диска h і радіусів r знімаються безпосередньо з рис. 2.2.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ Арк. 96

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 $n = 10946,0 \text{ об/хв.}$;
- 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 $z = 119$;
- 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

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

5. Відцентрова сила від маси лопаток і елементів кріплення

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										97
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ					

6. Силовий комплекс

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

7. Температура на зовнішньому радіусі диска

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

8. Температура на внутрішньому радіусі диска

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

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

9. Температура в різних перерізах диска змінюється по закону

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

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

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

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

12. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі

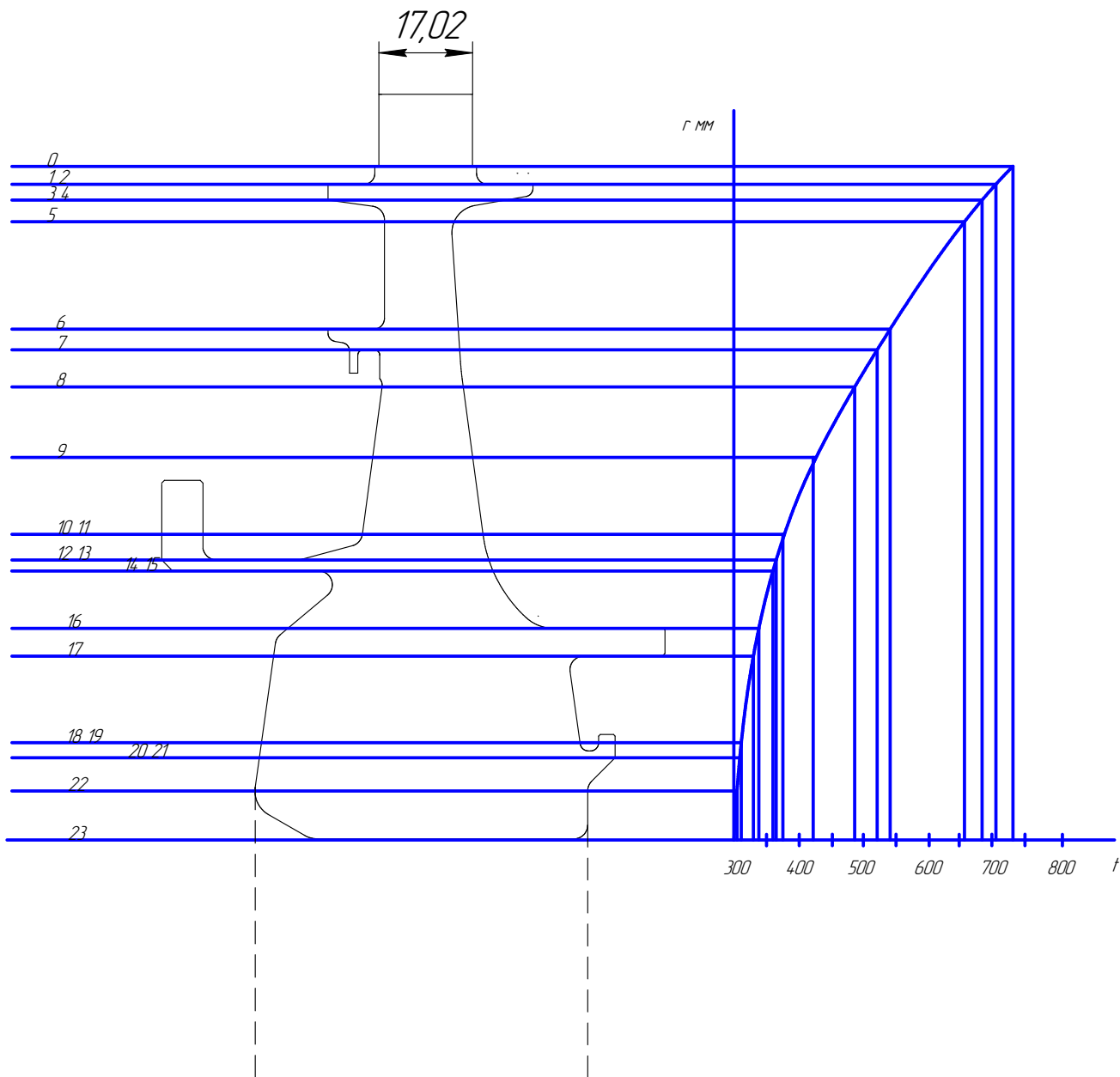
$$k_B = \sqrt{\frac{\int_a^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*}{\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \int_{r^*}^{r_a} h dr}}.$$

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

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

Далі розрахунок ведеться в табличній формі — табл. 2.6.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
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. 2.6.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.02.02.ПЗ				Арк.
				98



Масштаб 1:2

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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.02.02.ПЗ

Арк.
99

Таблиця 2.6 — 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	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr$	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.02.02.ПЗ

Арк.

100

Продовж. табл. 2.6

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	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I_a$	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
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Продовж. табл. 2.6

№ 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	°C	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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Продовж. табл. 2.6

1	2	3	4	13	14	15	16	17	18	19	20
10	r^2	м^2	$(1)_j^2 \cdot 10^3$	70,22	63,50	51,07	39,20	35,72	35,72	34,22	34,22
11	$r^2 h$	м^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	$2(r^2 h)_{\text{ср}}$	м^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	$(r^2 h)_{\text{ср}} \Delta r$	м^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	$I^* = \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr$	м^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	$\rho \omega^2 I^*$	Н	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-6}$	2,339	2,598	3,073	3,559	3,821	3,821	3,968	3,968
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^*$	Н	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-6}$	3,699	3,957	4,432	4,918	5,181	5,181	5,328	5,328
17	$\sigma_B^* h^* r^*$	Н	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-6}$	8,68	8,07	8,85	9,63	24,98	20,78	24,08	13,17
18	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^*$	Н	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-6}$	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

Продовж. табл. 2.6

№ 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

Продовж. табл. 2.6

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

2.4. Розрахунок опорного підшипника ТНТ на довговічність

Опорний підшипник ТНТ служить опорою для ротора ТКНТ (задня опора). Він сприймає радіальні навантаження, прикладені до валу, і зберігає задане положення осі обертання валу. Роликopідшипники мають значно більшу радіальну вантажopідйомність у порівнянні з рівно габаритними радіальними однорядними шарикopідшипниками.

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

Вантажopідйомність: 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 роликoвих підшипників $p = \frac{10}{3};$

C — динамічна вантажopідйомність, 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);

Інв. № подл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ	Арк. 106
	Інв. № дубл.										
	Взам. інв. №										
нічні характеристики підшипника:											
$d = 140 \text{ мм}; D = 190 \text{ мм}; B = 24 \text{ мм};$											
Ролики: $D_{\text{т}} = 12 \text{ мм}; l = 12 \text{ мм}; z = 30 \text{ штук}; i = 1.$											
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 роликових підшипників $p = \frac{10}{3};$											
C — динамічна вантажопідйомність, Н;											
P — еквівалентне радіальне навантаження, Н.											
$C = f_c (i \cdot l \cdot \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} z^{\frac{3}{4}} D_{\text{т}}^{\frac{29}{27}},$											
де $f_c = 7,172$ — методом інтерполяції ([8], табл. 1, с. 105);											

$$d_0 = 163 \text{ мм};$$

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

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

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

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 осевого 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.02.02.ПЗ					Арк.
										107

2.5. Опис системи суфлювання та розвантаження ГТД

Система суфлювання (рис. 2.4) служить для сполучення масляних порожнин двигуна з атмосферою з метою зниження тиску в масляних порожнинах і забезпечення нормальної роботи масляної системи й ущільнення.

Масло, що подавати на змащення підшипників, стікає в масляні порожнини 1, 5,11,19 і 26 двигуна, які відділені від проточної частини лабіринтовими ущільненнями 2, 4, 7-9, 12, 13, 17, 18, 20, 21, 23, 24 і 27. Для запобігання влучення масла з масляних порожнин у проточну частину передбачений підпір лабіринтових ущільнень повітрям.

Лабіринтове ущільнення 2 масляної порожнини переднього корпуса КНТ підпирається повітрям, що надходять через В1 щабля КНТ; ущільнення 4 і 7 масляної порожнини перехідника й 24 і 27 масляної порожнини опорного гвинта ТВ - повітрям із проточної частини перехідника; ущільнення 9 - повітрям з розвантажувальної порожнини КВТ; до ущільнень 12,13 і 18 підводить вторинне повітря з камери згоряння.

Тому що тиск повітря, що підпирає лабіринтові ущільнення 9, 12,13 і 18, більше необхідного, передбачене підбурення частини повітря трубою 15 в атмосферу. Тиск підпору регулюється добором отвору в шайбі, установленій на виході із цієї труби.

Вторинне повітря, прохолоджуючи ротор ТВТ, надходить також на підпір лабіринтових ущільнень 17 і 20 масляної порожнини опорного вінця ТВТ. Надлишок повітря з лабіринтових кришок цих ущільнень використовується для підпору ущільнення 21 між валами ТНТ і ТВ.

Тому що тиск повітря перед лабіринтовими ущільнювачами (тиск підпору) завжди вище тиску в масляних порожнинах, повітря по зазорах лабіринтових ущільнень протікає в них і перешкоджає виходу масла, утворюючи в цих порожнинах маслоповітряну суміш. Маслоповітряна суміш із масляних порожнин разом з, що відробило маслом по трубах 28, 29, 31 і 33 надходить у маслобак 30. З маслобака масло відкачується маслоагрегатом, а маслоповітряна суміш із меншою концентрацією масла по трубопроводу 32 направляється для остаточного відділення масла від повітря

Інв. № подл.	Підпис і дата				Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата		
Зм.					Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ	Арк.
										108

The technical drawing consists of two parts. The upper part is a cross-sectional view of a vacuum furnace. It shows a large cylindrical chamber (28) with a thick wall. Inside the chamber, there is a complex arrangement of heating elements (1) and structural supports (2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27). A central vertical rod (34) is visible. The lower part of the drawing shows a detailed view of the heating element assembly, which includes a central vertical rod (34) and a horizontal rod (35) connected to a heating element (30). The assembly is supported by a base (31) and a structure (32, 33, 36). The drawing is a line drawing with no shading.

1, 11 - масляні порожнини переднього корпусу КНТ і заднього КВТ; 2, 4, 7-9, 12, 13, 17, 18, 20, 21, 23, 24, 27 – лабіринтові ущільнення; 3 - труба зливу масла із центрифуг; 5 - масляна порожнина перехідника; 6 - центрифуга; 10, 22 - розвантажувальні порожнини КВТ, ТВ; 14- труба підведення повітря в розвантажувальну порожнину ТГ; 15 - труба підведення повітря із зовнішньої порожнини кожуха вала турбін зі штуцером виміру тиску; 16- труба перепуску повітря з розвантажувальної порожнини КВТ зі штуцером виміру тиску; 19, 26- масляні порожнини опорних вінців порожнини ТВТ і ТГ; 25 - штуцер виміру тиску в розвантажувальній порожнині ТГ; 28, 29, 31, 33, 35 - труби зливу масла й суфлювання масляних порожнин відповідно: опорного вінця ТГ, опорного вінця ТВТ, заднього корпусу КВТ, перехідника, переднього корпусу КНТ; 30 - масловіддільний бак; 32 - труба суфлювання масловіддільного бака; 34 - труба відбору повітря на потреби об'єкта

					КР.142.6231м.02.02.ПЗ	Арх.
						109
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

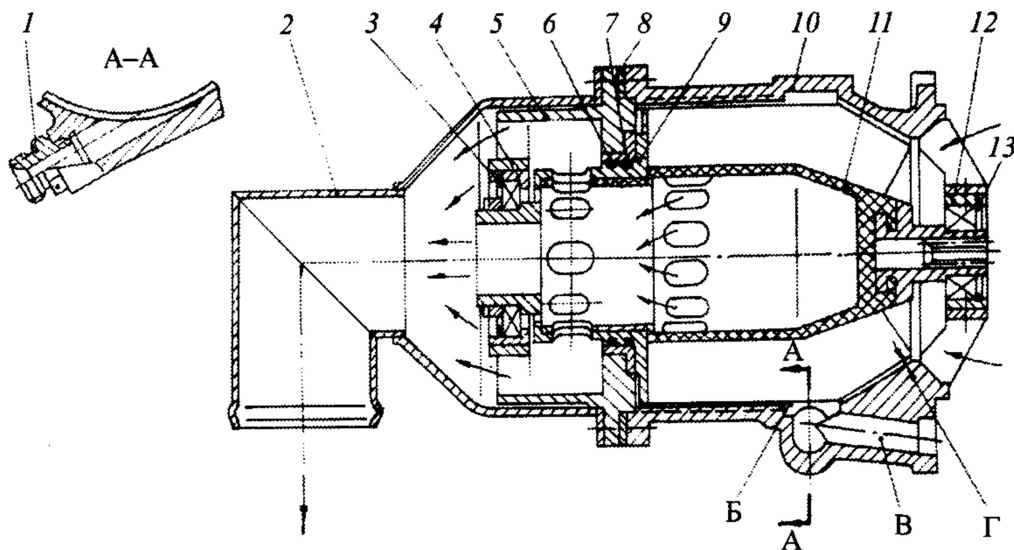


Рисунок 2.5 - Центрифуга

1 - штуцер; 2 - кожух; 3 и 13, 7, 8 - кільця відповідно: стопорні, ущільнювальне, регулювальне; 4, 12 - втулки; 5 - кришка; 6 - гільза; 9 - склянка крильчатки; 10 - корпус центрифуги; 11 - крильчатка

Центрифуга складається з корпусу 10, кришки 5, крильчатки 11 і кожуха 2.

Корпус 10, кришка 5 і кожух 2 з'єднані між собою шпильками. На внутрішній поверхні корпусу виконане ліве прямокутне різьблення для стоку масла, що відкидається лопатками крильчатки.

Крильчатка 11 являє собою порожній циліндр із тонкими радіальними лопатками й овальними вікнами між ними, з напресованим на неї склянкою 9. Опирається на два радіальні шарикопідшипники. Передній підшипник змонтовано в корпусі 10 і фіксується по зовнішній обоймі стопорним кільцем 13, задній - у кришці 5 і фіксується по зовнішній обоймі буртом втулки 4 і стопорним кільцем 3. Внутрішня обойма затиснуто на склянці 9 гайкою, яка контрится шайбою-замком. На склянці крильчатки виконано два виточення, у які монтуються маслоущільнювальні кільця 7. Хвостовик крильчатки внутрішніми шліцами з'єднується з ресорою, що передає обертання крильчатці. Зазор між конічними поверхнями лопаток крильчатки 11 і корпусу 10 установлюється регулювальним кільцем 8.

При роботі двигуна маслоповітряна суміш, що надходить через корпус верхньої коробки приводів до центрифуг, попадає в порожнині, які утворюються внутрішньою поверхнею корпусу 10 і лопатками обертаної крильчатки 11. Лопатки крильчатки відкидають частки масла, як більш важкі, на внутрішню поверхню корпусу.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.02.02.ПЗ

Арк.
110

Масло попадає в спіральні канавки корпусу й направляється по них у кільцеве виточення Б, з якої через штуцер 1 зливається в масловіддільний бак, а по каналу В у передню коробку приводів.

Повітря, очищений від масла, проходить через внутрішню порожнину крильчатки 11, кришку 5, кожух 2 і викидається в атмосферу.

Система розвантаження (рис. 2.4) призначена для забезпечення припустимого осьового навантаження на упорні кулькові підшипники двигуна. Із цією метою на виході з компресора високого тиску й силової турбіни створені розвантажувальні порожнини, які відділені від проточної частини лабіринтовими ущільнювачами 8 і 23. У розвантажувальних порожнинах шляхом підбурення (КВТ) і підведення повітря (ТВ) підтримуються необхідні норми тиску.

Підбурення повітря з розвантажувальної порожнини 10 КВТ здійснюється трубами 16 з великою прохідною площею перетину в проточну частину за ТВТ, де величина тиску відповідає необхідному тиску розвантаження.

У розвантажувальну порожнину 22 ТВ повітря підводить трубою 14 із проточної частини перехідника. Прохідний перетин труби підведення підібране так, що установка дросельних шайб не потрібно.

Тиск у розвантажувальній порожнині ТВ замірється через штуцер 25.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.02.ПЗ					Арк.
										111

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата										
					КР.142.6231м.02.03.ПЗ									
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата										
Студент.		Колесников Є.Я.			Охорона праці									
Керівник		Козловський А.В.												
Консульт.														
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.												
					Літ.		Арк.		Аркушів					
							112		128					
					НУК									

3 Охорона праці

Вступ

Охороною праці технічного персоналу судна зветься комплекс заходів (технічних, організаційних, санітарне-гігієнічних і ін.) та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності члена екіпажа в процесі праці.

На судні не існує цілком безпечних і нешкідливих робіт. Тому задачею охорони праці є зведення до мінімуму імовірності поразки чи захворювання члена екіпажа з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Будь-який член екіпажа незалежно від приналежності до рядового чи командуючого складу, при виконанні своїх посадових обов'язків сприймає вплив небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Робота в МКВ відзначається наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Небезпечними є такі фактори, що можуть привести до травм або різкому погіршенню здоров'я, а шкідливими — які можуть привести до професійних захворювань або зниженню працездатності.

Прикладами небезпечних факторів можуть слугувати відкриті струмоведучі частини устаткування, рухаючи деталі машин і механізмів, розжарені тіла, можливість падіння з висоти самого працюючого або деталей і предметів, наявність ємностей з стислими або шкідливими речовинами і т.д.

Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє освітлення, вібрації, шум, ультра- і інфразвук, іонізуючі і лазерні випромінювання, електромагнітні поля, підвищені напруженість і тяжкість 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 привести до нещасного випадку.

Тому що МКВ судна є місцем зосередження великої кількості енергоустаткування і місцем впливу найбільшого числа небезпечних і шкідливих факторів, то розробка заходів щодо зменшення їхнього впливу є дуже актуальною задачею.

Головними нормативними документами по охороні праці є галузеві норми і правила Регістра по забезпеченню нормальних умов праці на робочому місці.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.02.03.ПЗ	
Арк.	
113	

У Конституції України, а також у законі “Про охорону праці” зазначено про необхідність здійснення заходів щодо реалізації здорових і безпечних умов праці на виробництві. Законодавством передбачене залучення до відповідальності осіб, винних у нещасних випадках, що відбулися з працюючими, а також за порушення закону “Про охорону праці”.

3.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МВ

При роботі ГТД і всієї установки в цілому має місце ряд явищ, що роблять шкідливий вплив на організм людини, яка знаходиться в МВ. Особливо негативно це відбивається на людині працюючій тривалий час у машинному відділенні газотурбохода. Насамперед до таких явищ відносяться: шум, вібрація, теплове випромінювання, часткове виділення продуктів згоряння, випар палива, масла і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих чинників в СЕУ є ГТД і редуктор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу МВ необхідно, щоб показники, які характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали допустимим нормам. Це пов’язано з тим, що шкідливі фактори, діючи дратівливо на організм людини, послаблюють реакцію людини і погіршують її самопочуття.

Шум і вібрація притупляють слух, порушують діяльність нервової системи. Вплив вібрації не тільки погіршує самопочуття працюючого і знижує продуктивність праці, але і створює частотні малоамплітудні коливання внутрішніх органів. Дуже частий вплив вібрації приводить до важкого профзахворювання — віброхвороби.

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

Необхідно пам’ятати, що внутрішні органи також мають резонансні (власні) частоти 6–9 Гц. Коливання робочих місць із зазначеними частотами дуже небезпеч-

Ивв. № подл.	Підпис і дата					
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.03.ПЗ	Арк.
						114

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

При роботі ГТУ створюється шум великої звукової потужності. Фактори, що викликають шум механічного походження, наступні: інерційні збуджуючі сили; зіткнення деталей у вузлах внаслідок неминучих зазорів; тертя в зчленуваннях деталей механізмів. У СЕУ це підшипники кочення і зубчасті передачі, а також неврівноважені обертові частини двигуна.

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

Приміщення і місце роботи	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних смугах з середньогомет- ричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Машинне відділення								
З постійною вахтою	99	92	86	83	80	78	76	74
Періодичного обслугову- вання (при дистанційному керуванні з ЦПУ)	107	100	96	93	90	88	86	85
З безвахтовим обслуго- вуванням (при автоматиза- ції керування механізмами)	111	105	100	97	95	93	91	90
ЦПУ енергетичної уста- новки	83	74	68	63	60	57	55	54

Арк.
115

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

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

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

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

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 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

Ивв. № подл.	Підпис і дата				
	Ивв. № дубл.				
	Взам. ивв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
КР.142.6231м.02.03.ПЗ					
Арк. 116					

увазі нестабільність, що виявляється у вигляді сталих коливань, відмінних від гулу горіння значною амплітудою і добре вираженою частотою.

Раціональне 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 висвітлення на судах морського флоту 2506–81” і “Норми штучного висвітлення на судах річкового флоту 2109–78”. Згідно з цими нормами електричне 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: відритими, бризкахищеними, 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 ДСТУ 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 знаходиться під тиском, при цьому порушення герметичності може бути зв'язане з вибухом. Небезпека виникнення пожежі при роботі ГТУ може виникнути при пробії електроізоляції, витіках 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

Ивв. № подл.	Підпис і дата					
	Ивв. № дубл.					
	Взам. ивв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.03.ПЗ	Арк.
						117

знайти — по шуму витікання. Улучення пари на шкіру людини приводить до найсильніших опіків.

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

ГТД насичений трубопроводами, тому при витокі і випаровуванні технічних рідин, масла і інших речовин відбувається забруднення повітря. Витік газів у приміщеннях машинного відділення при роботі головного двигуна і допоміжного енергоустаткування складається з: продуктів повного згоряння палива (CO_2 , H_2O , SO_x); компонентів неповного згоряння (CO , C_xH_y); оксидів азоту (NO_x); альдегідів ($RCHO$); сажових і золистих часток. Майже усі компоненти вихлопних газів являються токсичними і негативно впливають на організм людини, викликаючи різні хвороби.

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

Таблиця 3.2 — ГДК токсичних компонентів на робочому місці

Токсичні компоненти, мг/м ³									
Пил	Сажа	Оксид вуглецю	Альдегіди		Оксиди азоту		З'єднання сірки		Вуглеводні
	C	CO	CH_2O	H_2CO	NO	NO_2	SO_2	H_2SO_4	$C_{20}H_{12}$
—	3,5	20	0,7	0,05	30	9	—	—	$1,5 \cdot 10^{-4}$

У відповідності з ДСТУ 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

					КР.142.6231м.02.03.ПЗ				Арк.
									118
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

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 [4].

Під час роботи для ГТУ 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 володСТУі і температури повітря в МВ судна передбачено відповідно до СП 2641–82 “Застосування приточно-витяжних систем вентиляції”.

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:

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

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.03.ПЗ Арк. 119

де G — кількість шкідливих речовин, що виділяються на протязі 1 години, кг/год.;

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

n — число одночасно працюючих двигунів;

$g_{\text{вих}}$ і $g_{\text{под}}$ — концентрації шкідливостей у видаляемому і підвідному повітрі відповідно, г/м³.

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:

$$G'_{CO} = 15 \cdot Q_T \cdot \frac{P}{100} = 15 \cdot 2616 \cdot \frac{0,1}{100} = 39,24 \text{ кг/год},$$

де Q_T — годинна витрата палива, кг/год.

$$Q_T = g_e \cdot N_e = 0,1528 \cdot 18400 = 2616 \text{ кг/год};$$

P — потенційний зміст CO_x у газах, що відробили, %; за ДСТУ 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

$$G' = G' \cdot \frac{0,5}{100} = 39,24 \cdot \frac{0,5}{100} = 0,1962 \text{ кг/год}.$$

Концентрація CO_x у повітрі, що видаляється

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

де $g_{\text{ГДК}}$ — гранично допустима концентрація оксидів вуглецю в приміщенні;
Концентрація CO_x у підвідному повітрі

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.03.ПЗ Арк. 120

$$H_{\text{тр}} = \frac{\lambda L w^2 \rho}{2gd} = \frac{0,0128 \cdot 30 \cdot 6,2^2 \cdot 1,2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,9} = 1,003 \text{ кг/м}^2,$$

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

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

Re — число Рейнольдса;

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{6,2 \cdot 0,9}{15,0 \cdot 10^{-6}} = 0,372 \cdot 10^6$$

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

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

L — сумарна довжина прямолінійних ділянок повітропроводу приймається за даними для судна «Капітан Смирнов» 30 метрів;

g — прискорення вільного падіння; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$

ρ — густина повітря, кг/м^3 ; прийнято $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

6. Місцеві втрати напору.

— Втрати при повороті на 90°

$$H'_m = \xi' \frac{w^2}{2g} n' = 0,21 \cdot \frac{6,2^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 10 = 4,114 \text{ кг/м}^2,$$

де ξ' — коефіцієнт місцевих опорів, для циліндричних відводів виконанням $R/D_y \approx 1,0$; $\xi' = 0,21$ ([20], стор. 338);

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

— Втрати напору на відгалуженнях трубопроводу

Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.03.ПЗ					Арк.
										122

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

Параметри	При частоті обертання	
	мінімальний	максимальний
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	
Номинальна потужність електродвигуна, кВт	19,0	28,0
Напруга, В	380	
Частота обертання електродвигуна, об/хв	750	1500
Пускова апаратура	ПММ–3112	

3.3. Розробка заходів по техніці безпеки для персоналу МВ

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

Для зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів, перерахованих у розділі 3.1, необхідне проведення наступних заходів по охороні праці персоналу МВ. Для видалення шкідливих домішок, які надходять з трубопроводів ГТД, повинна бути передбачена система приточно-витяжної вентиляції, що буде забезпечувати необхідну кількість повітря і параметри повітряного середовища в приміщеннях МВ.

Для захисту від шуму найгасливіші машини і механізми ГТУ повинні бути закриті звукоізованими кожухами, локалізуючи джерело шуму. На усмоктувальних патрубках компресорів установлюють глушители, а повітроприймальні шахти 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.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.02.03.ПЗ					Арк.
										124
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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 (УПГ і ПК) у газохідних трактах, вихлопний шум в ГТУ значно знижується (до 80 дБ), тому додаткові заходи щодо подальшого зниження вихлопного шуму не потрібні.

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 ДСТУ 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 ДСТУ 12.1.019–79 ССБТ “Електробезпека. Загальні вимоги, номенклатура видів захисту”.

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

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.02.03.ПЗ Арк. 125					

ми), “Ілмень–М” (вантажні операції). Керування головних двигунів з рубки здійснюється за допомогою серійних систем “Грім”.

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.
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, встановленого 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.

Ив. № подл.	Підпис і дата					Ив. № дубл.	Підпис і дата				
	Взам. ів. №										
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.03.ПЗ						Арк.
											127

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.

Инів. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інів. № дубл.	Підпис і дата
					КР.142.6231м.02.03.ПЗ 128		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

[illegible]

4 Охорона навколишнього середовища

Вступ

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

В процесі експлуатації судно знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім 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.02.04.ПЗ	Арк.
						130

Основною причиною забруднення морського середовища за нормальних умов експлуатації судна є скидання вод, що містять нафту. Тому у рамках даного дипломного проекту проводиться аналіз екологічності установки і розробка заходів щодо запобігання забруднення вод Світового Океану.

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.

Инв. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.04.ПЗ Арк. 131

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

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

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

Нафта та нафтопродукти, що скидаються з суден, потрапляючи до води, можуть розпливатися у вигляді тонкої плівки на великій площі. Наприклад, 1т нафти може покрити до 12 км² водної поверхні. Останніми дослідженнями, які проведені під керівництвом Marine Environment Protection Committee (MEPC), встановлено, що більше третини Світового океану покрито нафтовою плівкою, негативний вплив якої виявляється в тому, що вона перешкоджає обміну теплоти та вологи між гідро- та атмосферою, тобто глобальному процесу, який регулює клімат на планеті та визначає погоду; затримує проникнення сонячних променів в глибину води, 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 пов'язані з обслуговуванням судна та механізмів, а також життєзабезпеченням екіпажу та пасажирів. Суднові відходи, які є одним із джерел забруднення морського

тужності 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 надходження лляльних вод складає до 15 м³/добу.

Обсяг цистерни запасу визначається з умов часу перебування в зоні з забороненим скиданням ЛВ. Так при часі перебування $\tau_1 = 5$ діб, обсяг лляльних вод складає:

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

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 млн⁻¹; що багато в чому перевищує ГДК 100 млн⁻¹). З цією метою на судні встановлюється система автоматичного виміру, реєстрації і керування скиданням. Ця система повинна забезпечувати вимір і безупинну реєстрацію нафтовмісту в скиданні і керування скиданням.

У додатку I Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден (МАРПОЛ 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 і 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 зважується шляхом відчищення і зниження токсичності скидань НВВ.

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.04.ПЗ 134

Метод спалювання є найбільш прийнятним для знищення відходів в умовах судна. Він дозволяє знищити практично всі види судових відходів, за винятком металу, скла й кераміки, і має наступні переваги:

- можливість переробки всіх видів відходів;
- значне зменшення обсягу відходів;
- автоматизація процесу.

До його недоліків відносять:

- збільшення пожежонебезпеки на судні;
- додаткова витрата палива;
- збільшення працездатності за рахунок технічної експлуатації додаткового встаткування.

В інсинераторах заборонено спалювати:

- залишки вантажу, зазначені в Конвенції й пов'язані з ними забруднені пакувальні матеріали;
- сміття, що містить важкі метали в кількості більшому, ніж домішки;
- очищені нафтопродукти, що містять галогенові з'єднання.

Зола від спалювання пластмас заборонена до скидання в будь-якій крапці Світового океану й підлягає збору, зберіганню й здачі в порту заходу. Процес спалювання твердих відходів в інсинераторах можна умовно розділити на два етапи: попереднє висушування й властиво спалювання. Висушування відходів дозволяє повніше використовувати їхню теплотворну здатність і тим самим заощаджувати паливо. Ефективність висушування відходів залежить від наступних факторів: розподілу вологи в межах маси відходів; температури в зоні висушування (згоряння); наявності пристроїв перемішування відходів, з метою підвищення швидкості переносу тепла; розміру часток відходів (зменшення розмірів часток сприяє не тільки більш швидкому висушуванню, але й більш ефективному їхньому спалюванню). Висушування відходів відбувається за рахунок конвекційного переносу теплоти від потоків гарячого повітря, а також за рахунок радіаційного переносу теплоти від полум'я або від поверхні камери згоряння. Визначальним для процесу висушування й спалювання є кількість тепла, яка утворюється в результаті спалювання палива, що подавати через

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.04.ПЗ Арк. 135

спеціальні форсунки, а також за рахунок теплотворної здатності самих відходів. Досить складно створити оптимальний режим процесу спалювання в інсинераторах внаслідок того, що різні компоненти відходів значно відрізняються по теплотворній здатності. На загальну теплотворну здатність усієї маси відходів істотний вплив виявляє співвідношення різних компонентів і в першу чергу харчових відходів і сухого сміття (папір, пластмаса й т.п.). Попереднє висушування відходів відбувається безпосередньо в топленні інсинератора. Виключення становить шлам стічних вод, тому що його вологість значно перевищує припустиму межу, до якої можна спалювати відходи без подачі в топлення додаткового палива. Іноді шлам попередньо перемішують із паливом у спеціальному змішувальному пристрої. Підсушуванню сприяють застосовувані для цих цілей колосникові ґрати, а також подача в топлення повітря. Перед спалюванням доцільно зробити попередню підготовку відходів, відокремивши предмети, здатні при розплавлюванні залити отвору колосникових ґрат і тим самим зменшити подачу повітря, наприклад, предмети з алюмінієвих сплавів або скла (температура плавлення яких, відповідно близько 700°C и 1100°C). Процес підсушування відходів і, отже, їхнє наступне спалювання значне поліпшуються, якщо в топленні є пристрою для перемішування відходів. Як правило, топлення попередньо розігрівають до температури не менш 500°C, після чого проводиться її заповнення твердими відходами. Спалювання відходів здійснюється за принципом пиролізу. При температурі близько 300°C, з органічних речовин починається випар газоподібних фракцій, тобто відбувається так звана суха перегонка твердих відходів. Гази піднімаються у верхню частину топлення або в суміжну камеру згоряння, і там, за допомогою допоміжного факела, вони повністю згорають.

Рідкі відходи подають в інсинератори в розпиленому виді через спеціальні шламові форсунки. Підготовка рідких відходів до спалювання полягає в готуванні суміші, попередньо підігрітої до 60-80°C, що містить не менш 50 % палива. З метою забезпечення повного згоряння відходів, рекомендується підтримувати кількість надлишку повітря на 50 % перевищуюче теоретично необхідне.

Для кожного судового інсинератора потрібно Свідчення ІМО про типові схвалення. Для одержання такого Свідчення інсинератор повинен бути спроектова-

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 136
	Взам. ів. №					
	Ив. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.04.ПЗ	

ний і виготовлений відповідно до схваленого ІМО Стандартом. Кожна модель повинна пройти встановлену перевірку роботи для типового схвалення на заводі або на схваленому іспитовому підприємстві під відповідальністю Адміністрації.

Необхідні стандарти викиду, що підлягають перевірці випробуванням для типового схвалення:

Висока температура в самій камері/зоні згоряння є абсолютною вимогою з метою забезпечення повного й бездимного спалювання, включаючи спалювання пластмаси й інших синтетичних матеріалів при відомості до мінімуму летучих органічних сполук, діоксина й інших викидів.

Інсинератор ASWI-402A (Данія), рис.5.1, складається з камери 3 для спалювання твердих відходів і камери 1 для спалювання шламу. Камери розділені керамічною теплопровідною стінкою 2, що вирівнює робочі температури в діапазоні від 800°C до 960°C.

Повітродувка 6 подає повітря в зазор між подвійними стінками корпусу, забезпечуючи його охолодження. Повітря також подається у вторинну камеру згоряння, де відбувається дожигання газів, і в ежектор 7, що створює розрідження в камерах згоряння. До складу інсинератора входять також: система подачі дизельного палива 8, повітродувка 9, що забезпечує розпилювання палива, і система спалювання шламу. У цю систему входять шламовий танк 16, насос-дробарка 15, призначений для дроблення камбузних і інших великих включень і перемішування з основним обсягом нафтового шламу. Циркуляційний насос 14 підготовленої до спалювання, забезпечує подачу суміші, через самоочисний фільтр 13 і далі до дозувального насоса 12 у змішувач 11 обсягом 20 л. У змішувачі відбувається перемішування шламу з додатковим паливом, якщо зміст води в шламі більш 60 % і процес горіння погіршується. Потім шлам через спеціальну форсунку 10 надходить на спалювання.

Граничної є температура 1050°C, при досягненні якої пекти автоматично перемикається в режим охолодження. Процес згоряння починається з того, що запальна форсунка підпалює шламову, після чого відключається. Далі підйом температури відбувається за рахунок згоряння шламу. Після досягнення 800°C настає режим згоряння твердих відходів, що завантажуються через шлюзову камеру 5 на ґрати 4.

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Підпис і дата				
	Взам. инв. №					Инов. № дубл.				
	Підпис і дата					Підпис і дата				
	Инов. № подл.					Инов. № дубл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.04.ПЗ					Арк.
										137

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



4.3. Заходи по запобіганню забруднення морського середовища при експлуатації СЕУ

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

Для запобігання забруднення морського середовища нафтопродуктами судно обладнане:

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 два борти, фланці яких відповідають Правилу 11 Додатка 4 Міжнародні Конвенції.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.04.ПЗ	Арк.
						139

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

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.

Достоїнства 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.

Висновки

За завданням кафедри «Турбін» розроблений проект суднової ПГУ з теплоутилізаційним контуром.

У дипломному проекті виконані термо– і газодинамічні розрахунки, що включають вибір і обґрунтування основних параметрів ПГУ: максимальної температури циклу, оптимального ступеня підвищення тиску повітря в компресорному блоці.

В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при оптимально-му ступені підвищення тиску отримані наступні результати:

- ефективний ККД ПГТА $\eta_e = 45,49 \%$;
- питома потужність $N_{e\text{ уд}} = 393,97 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$;
- питома витрата палива $g_T = 0,1582 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год.})$;
- загальна ступінь підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\kappa\Gamma} = 16$.

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 $\pi_{\kappa 1} = 4,195$; компресор високого тиску — десятиступінчастий, осьовий, ступінь підвищення тиску повітря $\pi_{\kappa 2} = 3,814$.

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 ТНТ, диска ТНТ і розрахунок номінальної довговічності опорного підшипника ТКНТ. Проведено розрахунок закручення робочої і соплової лопатки ТНТ.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Компресор низького тиску — двохступінчастий, осевий, ступінь підвищення тиску $\pi_{к1} = 4,195$; компресор високого тиску — десятиступінчастий, осевий, ступінь підвищення тиску $\pi_{к2} = 3,814$. 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 ТНТ, диска ТНТ і розрахунок номінальної довговічності опорного підшипника ТКНТ. Проведено розрахунок закручення робочої і соплової лопатки ТНТ.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.6231м.02.В.ПЗ					Арк.
					141

Проведено аналіз умов праці персоналу в машинному відділенні.

Список використаних джерел

1. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проєктування суднових газотурбінних агрегатів : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Седько М. П. Основи проєктування компресорів суднових ГТД : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2008. 292 с.
3. Романовський Г. Ф., Сербін С. І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2000. 259 с.
4. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 1 : Агрегати виробництва України та Росії : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2005. 344 с.
5. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 2 : Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2008. 420 с.

[illegible]