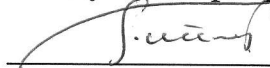


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



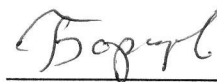
" 11 " 11 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження параметрів газотурбінної установки з утилізацією
тепла та ежекційним перерозширенням газу*

Виконав:

студент групи 6231м

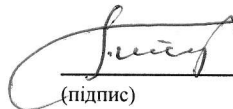


(підпис)

Борщов О.М.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Патлайчук В.М.

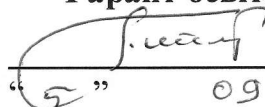
Миколаїв – 2022 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми


" 5 " 09 2022 р.

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

Студенту _____ Борщову О.М. _____

1. Тема роботи:

"Дослідження параметрів газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу"

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Патлайчук В.М. _____

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.11.2022 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

4.1. Розробка конструкції та вибір параметрів ГТУ з утилізацією тепла випускних газів

4.1.1. Інформаційний пошук

4.1.2. Розробка теплової схеми ГТУ з утилізацією тепла

4.1.3. Оптимізація параметрів ГТУ з утилізацією тепла

4.1.4. Детальний тепловий розрахунок ГТУ на режимі повної потужності

4.1.5. Габаритний розрахунок ГТД та його компонування

4.2. Конструктивні розрахунки газотурбінної установки з утилізацією тепла

4.2.1. Проектувальні розрахунки турбінної частини

4.2.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску

4.2.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність

4.2.4. Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами

4.3. Розробка конструкції та дослідження параметрів ГТУ з утилізацією та ежекційним перерозширенням газу

4.3.1. Будова ежекційних пристроїв

4.3.2. Методика теплового розрахунку ГТУ з утилізацією та перерозширенням газу в турбіні

4.3.3. Результати розрахунку ГТУ

4.3.4. Аналіз одержаних результатів

4.4. Розробка заходів з охорони праці

4.5. Розробка заходів з охорони навколишнього середовища

5. Консультанти розділів роботи

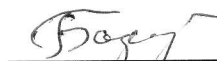
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	Примітка
1	Методика теплового розрахунку ГТА з утилізацією тепла	10.08.2022	
2	Оптимізація параметрів ГТА з утилізацією тепла	24.08.2022	
3	Детальний тепловий розрахунок ГТУ на режимі повної потужності	1.09.2022	
4	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	8.09.2022	
5	Будова ежекційних пристроїв (інформаційний пошук)	22.09.2022	
6	Методика теплового розрахунку ГТА із перерозширенням газу в турбіні	12.10.2022	
7	Результати розрахунку ГТА, аналіз одержаних результатів	19.10.2022	
8	Заходи з охорони праці	26.10.2022	
9	Заходи з охорони навколишнього середовища	3.11.2022	
10	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.11.2022	

Студент


(підпис)

Борщов О.М.

Керівник роботи


(підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження параметрів газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу в турбіні. Послідовно освітлені наступні питання: розробка конструкції та вибір параметрів базової газотурбінної установки з утилізацією тепла випускних газів; конструктивні розрахунки базової газотурбінної установки з утилізацією тепла; розробка конструкції газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу; розробка методики теплового розрахунку газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу; розрахунок параметрів досліджуваної газотурбінної установки при різних значеннях глибини перерозширення та коефіцієнту ежекції; аналіз одержаних результатів; розробка заходів з охорони праці у машинному залі електростанції; розробка заходів з охорони навколишнього середовища при експлуатації газотурбінної установки.

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

ABSTRACT

The work has investigated the parameters of a gas turbine plant with heat recovery and ejection overexpansion of gas in the turbine. The following issues have been consistently addressed: design development and selection of parameters of a basic gas turbine plant with exhaust heat recovery; structural calculations of a basic gas turbine plant with heat recovery; design development of a gas turbine plant with heat recovery and ejection overexpansion of gas; development of a method for thermal calculation of a gas turbine plant with heat recovery and ejection overexpansion of gas; calculation of the parameters of the studied gas turbine plant at different values of the depth of overexpansion and the ejection coefficient; analysis of the results obtained; development of occupational safety measures in the power plant engine room; development of environmental protection measures during the operation of the gas turbine plant.

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Розробка конструкції та вибір параметрів базової газотурбінної установки з утилізацією тепла випускних газів	8
1.1. Інформаційний пошук	9
1.2. Розробка теплової схеми ГТУ з утилізацією тепла	21
1.3. Оптимізація параметрів ГТУ з утилізацією тепла.	24
1.4. Детальний тепловий розрахунок ГТУ на режимі повної потужності	29
1.5. Габаритний розрахунок ГТД та його компоновання	47
2. Конструктивні розрахунки базової газотурбінної установки з утилізацією тепла	58
2.1. Проектувальні розрахунки турбінної частини газотурбінного двигуна	59
2.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску	69
2.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	71
2.4. Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами	79
3. Розробка конструкції та дослідження параметрів ГТУ з утилізацією та ежекційним перерозширенням газу	86
3.1. Будова ежекційних пристроїв	87
3.2. Методика теплового розрахунку ГТУ з утилізацією та перерозширенням газу в турбіні	100
3.3. Результати розрахунку ГТУ	120
3.4. Аналіз одержаних результатів	122
4. Охорона праці	129

4.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції	131
4.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі електростанції	135
4.3. Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів	138
5. Охорона навколишнього середовища	142
5.1. Аналіз шкідливої дії випускних газів ГТА на навколишнє середовище	143
5.2. Методи зменшення викидів шкідливих компонентів відпрацьованих газів	147
5.3. Заходи із забезпечення охорони навколишнього середовища на електростанції	152
Висновки	154
Список використаних джерел	157

ВСТУП

Актуальність теми. Газотурбінні установки знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням в авіації та промисловості їх все частіше встановлюють на електростанціях для покриття пікових та напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. З цієї причини розробка та удосконалення енергетичних газотурбінних установок становлять в цей час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є дослідження параметрів газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу в турбіні.

Відповідно до поставленої мети **були вирішені такі завдання:**

- розробка конструкції та вибір параметрів базової газотурбінної установки з утилізацією тепла випускних газів;
- конструктивні розрахунки базової газотурбінної установки з утилізацією тепла;
- розробка конструкції газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу;
- розробка методики теплового розрахунку ГТУ з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу;
- розрахунок параметрів досліджуваної ГТУ при різних значеннях глибини перерозширення та коефіцієнту ежекції;
- аналіз одержаних результатів;
- розробка заходів з охорони праці у машинному залі електростанції;
- розробка заходів з охорони навколишнього середовища при експлуатації ГТУ.

Об'єктом дослідження є газотурбінна установка з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу та її окремих елементів.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності газотурбінної установки та її окремих частин.

Результати дослідження знайшли відображення в публікації:

1. Патлайчук В.М., Пустовойченко А.Є., Борщов О.М. Методика теплового розрахунку газотурбінного агрегату з ежекційним перерозширенням газу в турбіні // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали X Міжн. наук.-техн. конф. – Миколаїв: НУК, 2021. – С. 55-58.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

INTRODUCTION

Actuality of theme. Gas turbine plants are increasingly used in the energy industry. Along with their use in aviation and industry, they are increasingly installed in power plants to cover peak and semi-peak loads, or used as backup engines. For this reason, the development and improvement of energy gas turbine power plants are of significant scientific and practical interest at this time.

The purpose of the work is to study the parameters of a gas turbine power plant with heat utilization and ejection over-expansion of gas in the turbine.

In accordance with the purpose, the following **tasks were solved**:

- development of the design and selection of parameters of the basic gas turbine plant with exhaust gas heat utilization;
- structural calculations of the basic gas turbine plant with heat utilization;
- development of a gas turbine plant design with heat utilization and gas ejection over-expansion;
- development of the method of heat calculation of gas turbines with heat utilization and gas ejection over-expansion;
- calculation of the parameters of the investigated gas turbine plant at different values of the over-expansion depth and the ejection coefficient;
- analysis of the obtained results;
- development of labor protection measures in the engine room of the power plant;
- development of measures for environmental protection during the operation of the gas turbine plant.

The object of the study is a gas turbine plant with heat utilization and gas ejection over-expansion.

The subject of the study is the technical and design parameters of a gas turbine plant with heat utilization and gas ejection over-expansion and its individual elements.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

The research method is design development, mathematical modeling and determination of the efficiency of the gas turbine plant and its individual parts.

The results of the research were reflected in the publication:

1. Патлайчук В.М., Пустовойченко А.Є., Борщов О.М. Методика теплового розрахунку газотурбінного агрегату з ежекційним перерозширенням газу в турбіні. *Суднова енергетика: стан та проблеми*. Матеріали X Міжн. наук.-техн. конф. Миколаїв: НУК, 2021. С. 55-58.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка конструкції та вибір параметрів базової ГТУ з утилізацією тепла	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Борщов О.М.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 1

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИБІР ПАРАМЕТРІВ БАЗОВОЇ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ З УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛА

1.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Енергетика є провідною областю в створенні і зміцненні матеріально-технічної бази всієї економіки. Досягнення енергетики виявляються у всіх сферах діяльності суспільства. На сучасному етапі життя суспільства величезне значення має безперебійне постачання промисловості паливом, економія енергії, збереження енергоресурсів. Перевага електричної енергії перед іншими видами в простоті та економності її передачі на великі відстані, легкій подільності між споживачами різної потужності, у високому рівні гігієнічних умов праці.

Прагнення поєднувати достоїнства установок різних типів з'явилося однією з головних причин створення комбінованих енергетичних установок. Це дозволяє істотно понизити повну масу енергетичної установки, поєднувати високу економічність установки на режимах повного і часткового навантажень, а також значно поліпшити інші показники роботи двигуна.

Незаперечні переваги ГТУ в енергетиці доведені в працях численних вітчизняних і зарубіжних авторів і відображені в усіх документах перспективного енергопланування і енергозбереження. ГТУ стали основою енергетики у всьому розвиненому світі. Світовий випуск (у перекладі на сумарну електричну потужність) енергетичних ГТУ знаходиться на рівні 30-35 млн. кВт в рік. Енергетичні ГТУ активно розвиваються і впроваджуються зараз в Японії, Англії, Німеччині, Італії, США і інших країнах.

Газотурбінні двигуни та створені на їх основі когенераційні та парогазові установки на сьогоднішній день є одним з найбільш перспективних напрямів створення високоефективних, високоманеврових і екологічно чистих установок

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

для енергетики, які необхідні для погашення добових та сезонних навантажень енергосистеми.

У ролі базового газотурбінного двигуна при проектуванні обираємо конструкцію двигуна UGT 25000, який серійно виготовляється підприємством ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект».

Газотурбінний двигун UGT 25000 (рис.1.2.1) є першим двигуном 4-го покоління ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" і найбільш потужним та економічним із уніфікованого ряду газотурбінних двигунів UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000, призначених для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

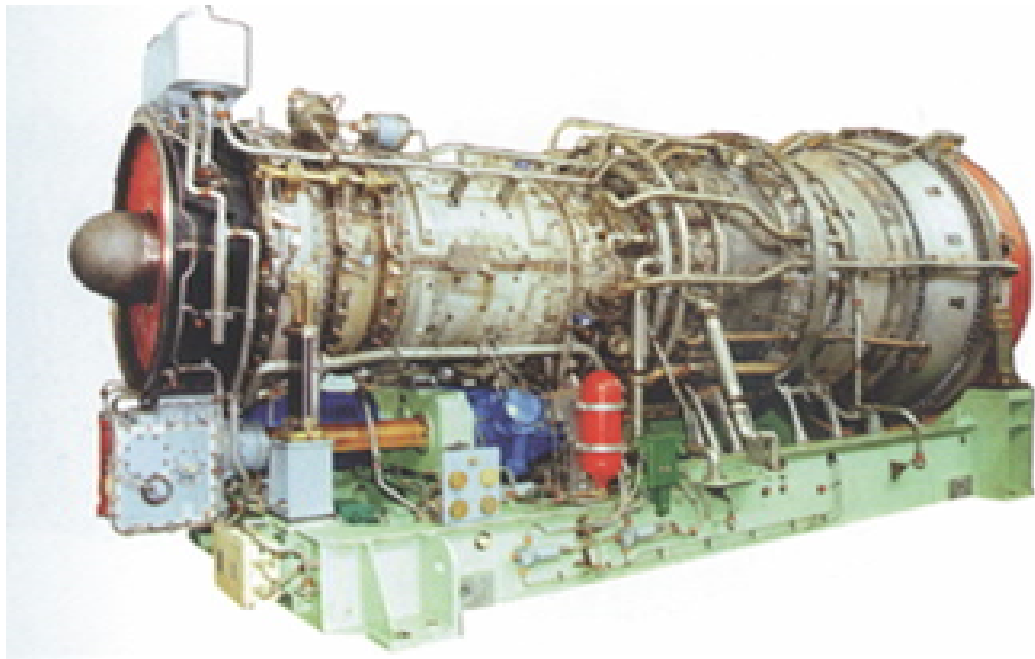


Рис.1.2.1 Двигун UGT 25000

У конструкції UGT 25000 збережена традиційна схема – модульний двигун простого циклу з двокаскадним газогенератором і вільною силовою турбіною.

Основні переваги двигуна:

- високий ККД простого циклу;
- можливість роботи на рідкому і газоподібному паливі;
- змінювана частота обертання силової турбіни;
- високий ККД при часткових навантаженнях;

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

- швидкий запуск і навантаження;
- компактна модульна конструкція;
- можливість роботи в будь-яких кліматичних умовах;
- простота обслуговування в експлуатації.

UGT 25000 пристосований для роботи в установках з утилізацією тепла газів, а також для спільної роботи з дизелями, газовими і паровими турбінами.

Малі габарити і маса полегшують транспортування і монтаж двигуна на місці.

UGT 25000 оснащений засобами діагностичного контролю для раннього попередження відмовлень і несправностей. За допомогою бороскопів можна ретельно обстежувати стан проточної частини двигуна без розбирання.

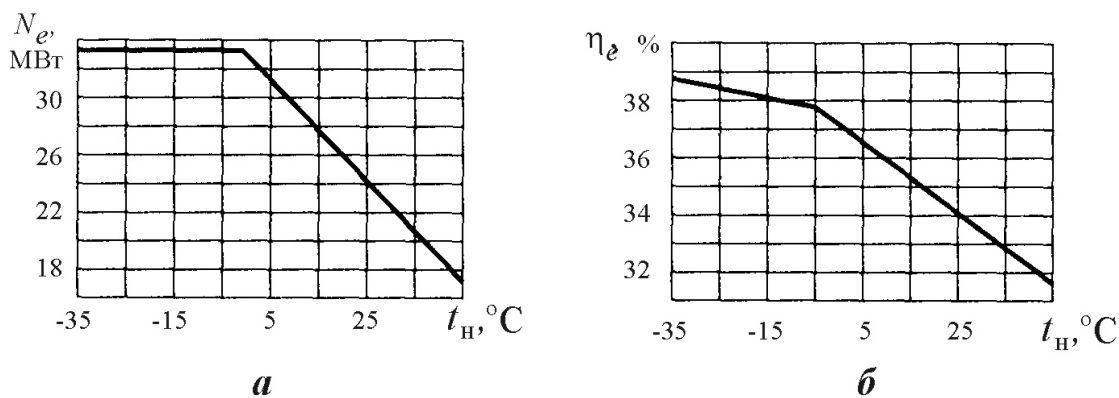


Рис.1.2.2. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

Модульна конструкція забезпечує заміну вузлів в умовах експлуатації. Можлива заміна начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресорів низького тиску, силової турбіни. Для зручності обслуговування основні і допоміжні агрегати встановлені в доступних місцях.

При проектуванні UGT 25000 максимально враховувався досвід розробки й експлуатації газотурбінних двигунів третього покоління, застосовуваних на флоті з 1972 р. Це компактні двигуни, що відрізняються високою економічністю, маневреністю, великим ресурсом, надійною роботою в морській і запиленій

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

атмосфері. Експлуатація двигунів третього покоління на флоті до моменту створення UGT25000 перевищила 200 тис. год.

Серійний випуск двигуна ведеться з 1995 р.

Основні технічні характеристики UGT 25000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2.1, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.2.

Таблиця 1.2.1. Основні технічні характеристики UGT 25000

Параметр	Модифікації двигуна		
	ДГ80	ДН80	ДА80
Потужність, МВт	27,5	26,5	28,7
ККД, %	36	36	37
Витрата повітря, кг/с	87	86	93
Міра підвищення тиску	21,8	21,8	23,6
Початкова температура газу, К	1518	1518	1548
Температура газу за ГТД, К	758	748	773
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/3600	3700/4670	3270
Довжина x ширина x висота, м	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7
Маса, т	16	16	16
Ресурс до капітального ремонту, год	25000	25000	20000
Призначений ресурс, год	100000	100000	60000

Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис. 1.3) входять два осьових компресори низького 2 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома турбінами, відповідно, низького 6 і високого 5 тисків, трубчасто-кільцева протиточна камера згоряння 4 із віяловим розташуванням жарових труб, силова турбіна 7. Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом. Приведення начіпних агрегатів, а також приведення стартерів для запуску ГТД здійснюється за

Подпись и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подпись и дата	Инв. № подл.	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

допомогою коробок приводів, кінематично пов'язаних із ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

Компресор низького тиску (рис. 1.4) – осьовий, дев'ятиступінчастий, складається із вхідного пристрою 1, переднього корпуса 2, корпуса поворотних апаратів 8, корпуса КНТ 12, ротора КНТ 10.

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення повітря в компресор і складається із зовнішнього і внутрішнього обтічників. Кільцевий канал між обтічниками є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус 2 призначений для розміщення поворотного вхідного напрямного апарата 5, передньої опори 4, привода 3.

Корпус поворотних апаратів 8 призначений для встановлення механізмів повороту напрямних апаратів нульового 7 і першого 9 ступенів. Корпус КНТ 12 виконаний у вигляді порожнього циліндра із фланцями вертикального і горизонтального рознімання. На зовнішній поверхні корпуса розташовані два повітрозбірники (на верхній і нижній половинах).

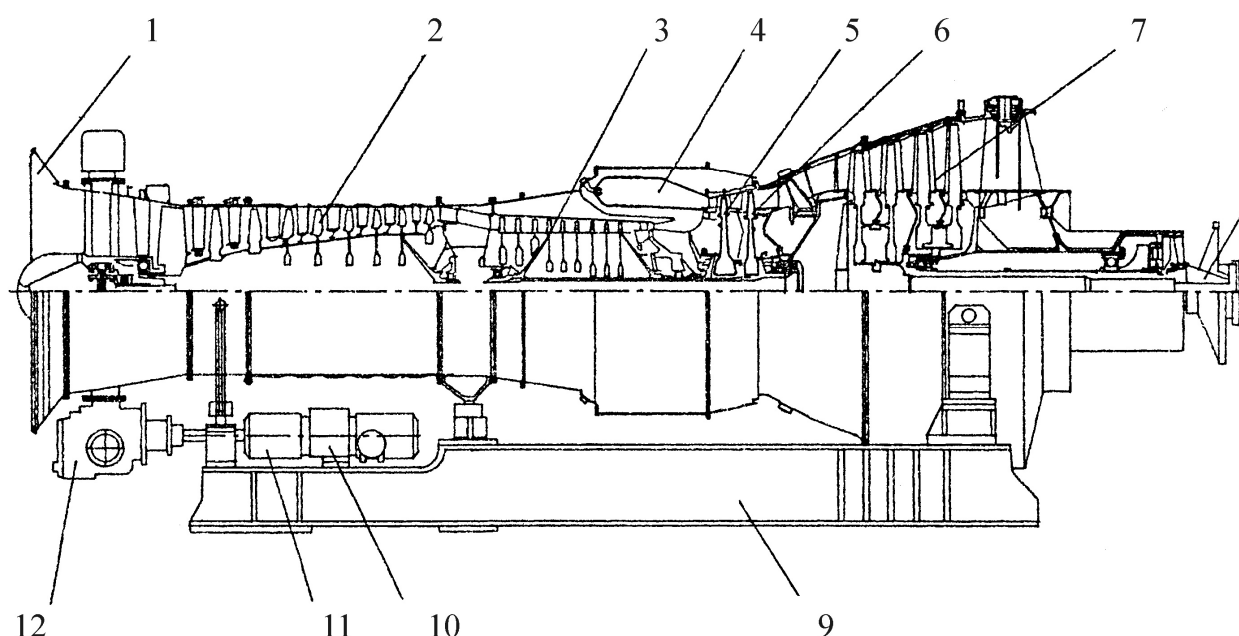


Рис. 1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

1 – вхідний пристрій; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіна низького тиску; 7 – силова турбіна; 8 – пружна муфта; 9 – рама; 10 – виносна коробка приводів; 11 – електростартер; 12 – нижня коробка приводів

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

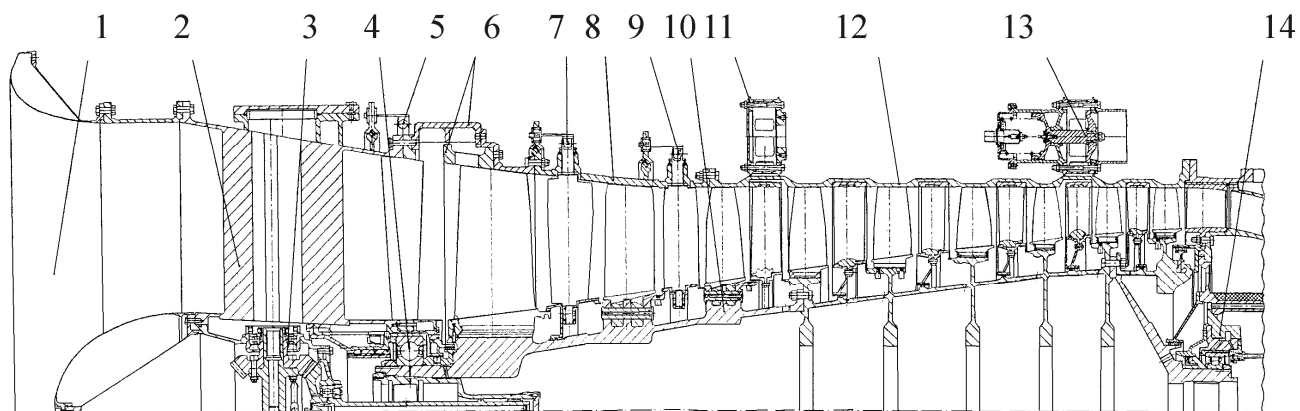


Рис. 1.4. Компресор низького тиску:

1 – вхідний пристрій; 2 – передній корпус; 3 – привод; 4 – передня опора; 5 – вхідний напрямний апарат; 6 – антизривний пристрій; 7 – напрямний апарат нульового ступеня; 8 – корпус поворотних апаратів; 9 – напрямний апарат першого ступеня; 10 – ротор КНТ; 11 – відбір повітря на охолодження турбіни; 12 – корпус КНТ; 13 – клапан перепуску; 14 – задня опора КНТ

Через повітрязбірник 11 відбирається повітря з другого ступеня компресора на охолодження зовнішніх корпусів силової турбіни. У циліндричних проточках корпуса КНТ встановлюються напрямні апарати.

Ротор КНТ 10 складається з цапфи-диска нульового-другого ступенів, дисків, робочих лопаток, задньої цапфи. Ротор встановлений на двох гнучких опорах: передній 4 і задній, розташований в перехіднику. Гнучкі опори виконані з масляними демпферами, що зменшують динамічні навантаження на підшипники і рівень корпусної вібрації.

Для забезпечення тривалої роботи в заданому діапазоні режимів і при запуску компресор низького тиску має три поворотні напрямні апарати: вхідний 5, нульового ступеня 7 і першого ступеня 9, лопатки яких синхронно повертаються спільним механізмом залежно від статичного тиску повітря в проточній частині на виході з КВТ. З метою збільшення запасів стійкості КНТ на малих режимах у нульовому ступені застосований антизривний пристрій 6, для цієї ж мети за шостим ступенем встановлені два клапани 13 випуску повітря з проточної частини в атмосферу. Застосування цих пристроїв забезпечує необхідний запас стійкості

Ивв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ивв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

турбокомпресора низького тиску.

Привод 3 призначений для передачі крутного моменту від електростартерів до ротора КНТ при запуску і для приводу всіх начіпних механізмів під час роботи двигуна.

Компресор високого тиску (рис. 1.5) – дев'яноступінчастий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, силового корпусу 3, заднього корпусу 5, ротора турбокомпресора 6.

Перехідник 1 призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску і розміщення напрямного апарата на виході з КНТ, задньої опори КНТ, передньої опори турбокомпресора високого тиску, вхідного напрямного апарата.

Корпус КВТ 2 являє собою обичайку, що має горизонтальне рознімання і служить для установки напрямних апаратів КВТ. До середнього фланця корпусу кріпиться силовий корпус 3, до заднього – задній корпус 5. На виході з корпусу компресора встановлений випрямний апарат 4, призначений для часткового зниження швидкості потоку повітря і забезпечення його осевого виходу в дифузор.

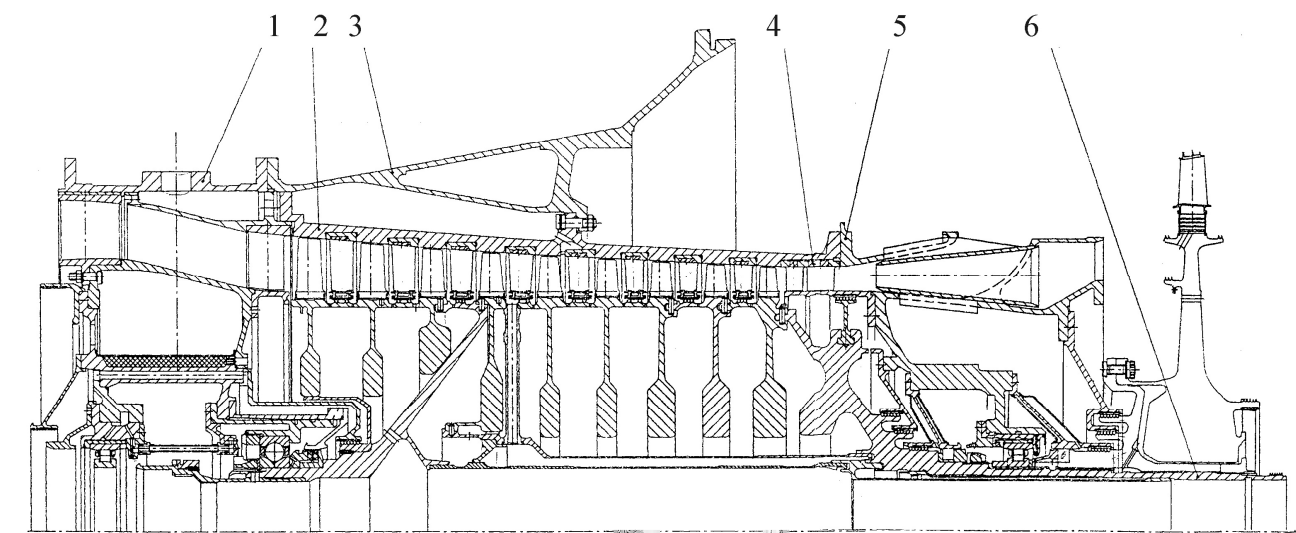


Рис. 1.5. Компресор високого тиску:

1 – перехідник; 2 – корпус КВТ; 3 – силовий корпус; 4 – випрямний апарат на виході з КВТ; 5 – задній корпус; 6 – ротор турбокомпресора високого тиску

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

Силовий корпус 3 призначений для посилення конструкції в самому гарячому місці двигуна, а також використовується для кріплення на ньому комунікацій заднього корпусу.

Задній корпус 5 являє собою кільцевий дифузор, у якому відбувається зниження швидкості повітря і підвищення тиску перед входом до камери згоряння. У ньому розміщується задня опора турбокомпресора високого тиску, а також здійснюється відбір повітря на охолодження лопаток соплового апарату ТВТ.

У задньому корпусі за дев'ятим ступенем ротора розташована задня розвантажувальна порожнина КВТ, яка поєднана з порожниною перед диском турбіни високого тиску. Постановкою лабіринтових кришок різного діаметра досягається певна величина осьового зусилля на кульковий підшипник передньої опори КВТ.

Ротор 6 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Ротор КВТ – дисково-барабанний, складається із дисків, робочих лопаток, передньої цапфи, задньої цапфи. До ротора КВТ консольно прикріплений диск турбіни високого тиску. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове сполучення.

У компресорах на границях масляних і повітряних порожнин у районах опор встановлені радіально-торцеві контактні ущільнення, які дозволяють зменшити безповоротні втрати масла, що іде у проточну частину, і знизити температуру масла в районах опор за рахунок зменшення прориву гарячого повітря в масляну порожнину.

Камера згоряння¹ (рис. 1.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між зовнішнім і внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

¹ Розглядається конструкція двигуна, що працює на рідкому паливі.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

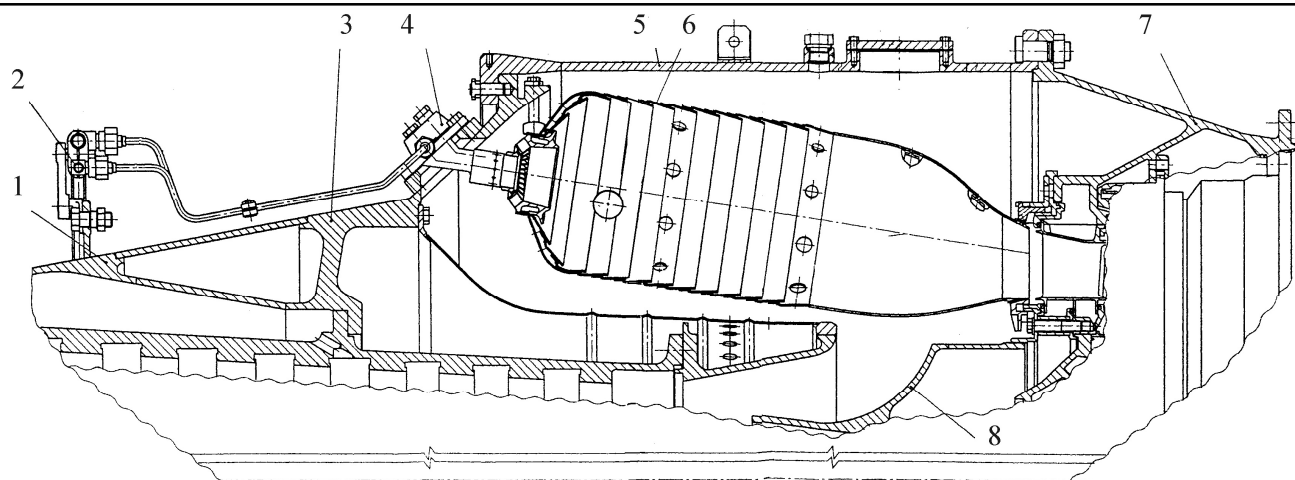


Рис. 1.6. Камера згоряння:

1 – підвіска; 2 – паливні колектори; 3 – корпус КВТ; 4 – форсунка; 5 – кожух камери згоряння; 6 – жарова труба; 7 – силовий корпус; 8 – дифузор

Внутрішній кожух камери згоряння виконує роль екрана і формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку. Складається з тонкостінної оболонки і двох фланців. Переднім фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, а заднім – спирається на зовнішню стінку корпусу заднього. На оболонці виконані кишені для проходу труб комунікацій задньої опори, розташованої під камерою згоряння.

Запалення палива в камері згоряння при запуску здійснюється двома запалювачами. Кожен запалювач забезпечує запалення паливоповітряної суміші в двох жарових трубах. Перекидання полум'я від однієї жарової труби до іншої здійснюється через полум'яперекидні патрубки жарових труб.

Подача і розпил палива здійснюються шістнадцятьма двосопловими двоканалними відцентровими форсунками 4. Застосування таких форсунок забезпечує якісний розпил палива у всьому діапазоні режимів роботи ГТД. Перший канал забезпечує запуск двигуна і роботу його на холостому ході. Інші режими роботи двигуна забезпечуються спільною роботою обох каналів.

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно входить у проточки соплового апарата ТВТ. У головній частині втулкою завихровича вона спирається на ковпачок форсунки і двома фіксаторами кріпиться до козирка корпусу КВТ. Така схема кріплення жарових труб забезпечує незмінне

Инов. № подл.	Подпись и дата	Инов. № дубл.	Подпись и дата
Взам. инв. №			

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

взаємоположення торця ковпачка форсунки і торця завихровича жарової труби. Температурне подовження жарової труби компенсується телескопічним сполученням жарових труб і корпуса соплового апарата ТВТ.

Турбіна високого тиску (рис. 1.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат турбіни складається із силового корпуса 1, соплових лопаток, напрямного апарата.

Лопатки соплового апарата – охолоджувані. Охолодження вхідної крайки соплових лопаток плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної крайки використовує вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводиться знизу. Напрямний апарат підводить охолодне повітря до робочих лопаток турбіни.

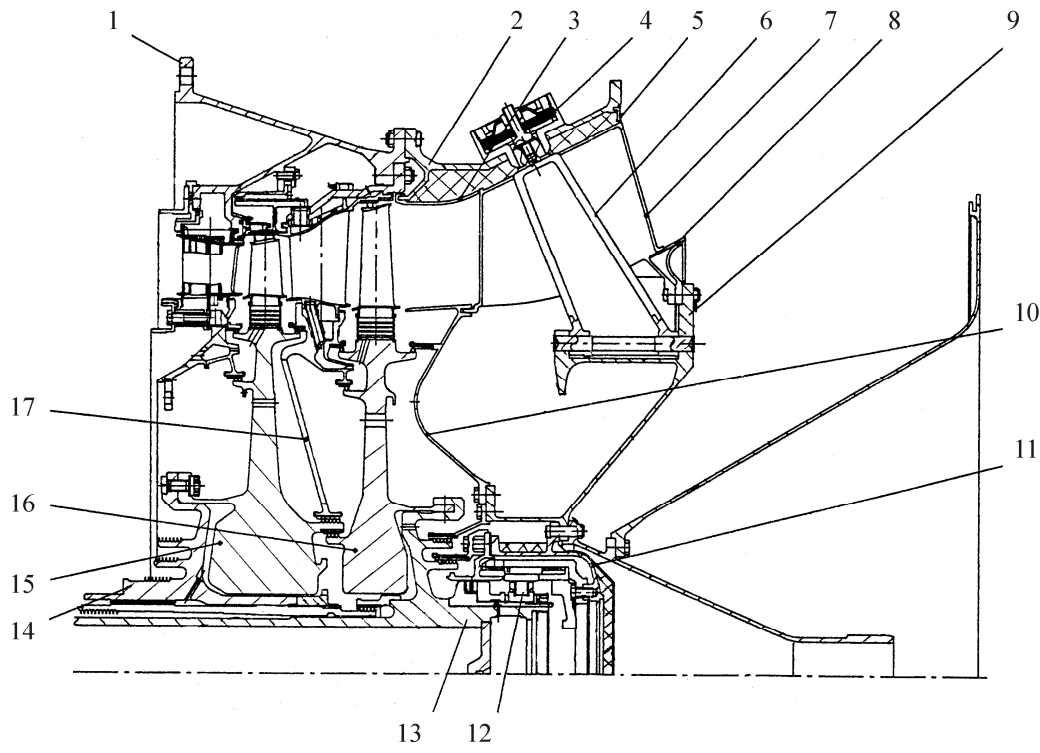


Рис. 1.7. Турбіни високого і низького тисків:

- 1 – силовий корпус; 2 – корпус опорного вінця ТНТ; 3, 5 – зовнішній кожух; 4 – компенсатор;
- 6 – стійка; 7 – обтічник; 8 – внутрішній кожух; 9 – корпус опори; 10 – передня стінка; 11 – корпус підшипника; 12 – роликовий підшипник; 13 – вал ТНТ; 14 – цапфа ТВТ; 15 – диск ТВТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

Ротор ТВТ складається з диска 15, поєднаного болтами із цапфою 14. Цапфа з диском 15 встановлюється на цапфу компресора високого тиску і затягується

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

Рис. 1.7. Турбіни високого і низького тисків:

1 – силовий корпус; 2 – корпус опорного вінця ТНТ; 3, 5 – зовнішній кожух; 4 – компенсатор; 6 – стійка; 7 – обтічник; 8 – внутрішній кожух; 9 – корпус опори; 10 – передня стінка; 11 – корпус підшипника; 12 – роликовий підшипник; 13 – вал ТНТ; 14 – цапфа ТВТ; 15 – диск ТВТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

Ротор ТВТ складається з диска 15, поєднаного болтами із цапфою 14. Цапфа з диском 15 встановлюється на цапфу компресора високого тиску і затягується

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

гайкою. У пазах диска встановлені робочі лопатки турбіни.

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата, ротора ТНТ і опорного вінця. Сопловий апарат турбіни складається з корпусу соплового апарата, блоків лопаток, діафрагми 17.

Блоки лопаток – охолоджувані, консольні, зібрані по три лопатки в одному блоці. Система охолодження профільної частини блоків лопаток формується вихровою матрицею. Охолодне повітря до блоків лопаток підводиться через п'ятий ступінь КВТ зверху. Частина охолодного повітря проходить через лопатки і надходить у напрямний апарат для підведення до робочих лопаток турбіни.

Ротор ТНТ складається з диска 16, вала 13, робочих лопаток. Вал з диском поєднані штифтами. У пазах диска встановлені робочі лопатки.

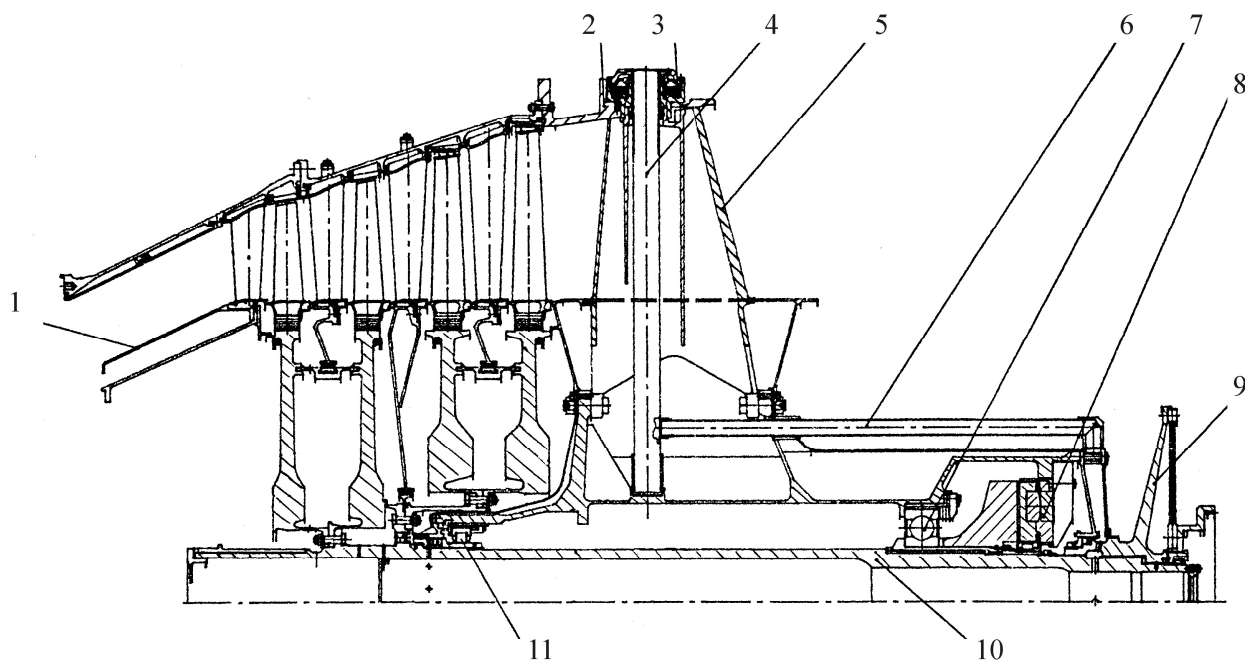


Рис. 1.8. Силова турбіна:

1 – внутрішній кожух; 2 – корпус опорного вінця; 3 – компенсатор; 4, 6 – труба підведення повітря; 5 – стійка-обтічник; 7 – кульковий підшипник; 8 – упорний підшипник ковзання; 9 – пружна муфта; 10 – вал; 11 – роликовий підшипник

Опорний вінець призначений для розміщення задньої опори ротора й утворює проточну частину між ТНТ і силовою турбіною. Він складається з корпусу 2 і дев'яти обтічників 7. Через шість з дев'яти обтічників проходять силові стійки 6, пов'язані з корпусом за допомогою компенсаторів 4 теплових розширень, через три

Ив. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подпись и дата	
Ив. № подл.	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

інших обтічники проходять: труба підведення повітря, труба підведення масла і труба зливу масла.

Силова турбіна (рис. 1.8) – осьова, чотирьохступінчаста, складається із соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

Ротор турбіни – консольного типу, складається з вала 10, до якого кріпляться попарно диски 1-4-го ступенів. У ялинкові пази, виконані на ободах дисків, вставлені робочі лопатки. Консольність силовой турбіни поліпшує модульність конструкції двигуна, оскільки дозволяє в експлуатації при необхідності змінювати тільки газогенератор, не демонтуючи силову турбіну.

Опорами ротора служать роликовий підшипник 11, кульковий підшипник 7 і упорний підшипник ковзання 8. На кінці ротора розташована пружна муфта 9, призначена для передачі крутного моменту від вала силовой турбіни до споживача, а також для компенсації зламів і неспіввісності² валів.

Опорний вінець турбіни складається з корпуса 2, компенсатора 3, дев'яти стійок-обтічників 5, внутрішнього кожуха і корпуса підшипників, у якому розташовані опори ротора.

Напрямок обертання силовой турбіни – лівий або правий.

Високу готовність до дії двигуна забезпечують:

- циркуляційна система змащення з начіпним і електроприводним маслоагрегатами;
- паливна система з черпаковим паливним насосом;
- прилади контролю й автоматичного захисту;
- електричний (~380 В, 3 х 70 кВт) або пневматичний стартер для розкручування контуру низького тиску.

² Поєднувальна дискова муфта допускає перекіс валів до 0,5⁰ і осьовий зсув до 5 мм.

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГТУ З УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛА

Парогазовими називаються такі енергетичні установки, в яких теплота газів газотурбінної установки (ГТУ), що йдуть, прямо або побічно використовується для вироблення електроенергії в паросиловій установці. У найпростішій схемі газів, що йдуть, ГТУ надходять у котел-утилізатор, де за рахунок тепло йдучих газів, що мають значний тепловий потенціал, генерується пара високих параметрів, що направляється в парову турбіну

Котел-утилізатор – теплообмінник горизонтального або вертикального типу, являє собою шахту прямокутного перерізу, в якій розміщені поверхні нагрівання, що складаються з ореброваних труб, всередину яких подається робоче тіло паротурбінної установки (вода або пара). У найпростішому випадку поверхні нагрівання котла-утилізатора складаються з трьох елементів: економайзера, випарника і пароперегрівача.

Вище розглянуто ПГУ найпростішого і найпоширенішого типу - утилізаційного. Утилізаційні ПГУ підрозділяють на одноконтурна, двоконтурна та триконтурна.

Утилізаційні ПГУ. У цих установках тепло газів, які йдуть від ГТУ, утилізується в котлах-утилізаторах з отриманням пари високих параметрів, що використовується в паротурбінному циклі. Головними перевагами утилізаційних ПГУ в порівнянні з ПТУ є висока економічність (найближчими роками їх ККД перевищить 60%), істотно менші капіталовкладення, менша потреба в охолоджувальній воді, малі. Як показано вище, утилізаційні ПГУ вимагають високоекономічних високотемпературних газових турбін з високою температурою газів, що йдуть, для генерування пари високих параметрів для паротурбінної установки (ПТУ). Сучасні ГТУ, що відповідають цим вимогам, поки що можуть працювати або на природному газі, або на легких сортах рідкого палива.

Подпись и дата		Инв. № дубл.		Взам. инв. №		Подпись и дата		Инв. № подл.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ				Лист

Розглянемо найпростішу одноконтурну схему котла-утилізатора (рис. 1.2), що представляє собою теплообмінник протиточного типу, в якому за рахунок тепла газів ГТУ відбувається нагрівання живильної води, її випаровування і перегрів отриманої пари до розрахункових параметрів.

До кожного з елементів КУ можна записати рівняння теплового балансу. Для спільних поверхонь пароперегрівача та (випарника) воно матиме такий вигляд:

$$G_{\Gamma} (I_d - I_{\text{ЭК}}) = G_{\Pi} (h_0 - h_{\text{ЭК}}), \quad (1.1)$$

де h_0 - початкова ентальпія пара, $I_{\text{ЭК}}, h_{\text{ЭК}}$ - ентальпія газів та води в пінч-точці.

Ентальпія

$$I_{\text{ЭК}} = C_{\text{pГ}} (t_s + \delta t_{\text{ЭК}}),$$

де $C_{\text{pГ}}$ - теплоємність газів, що йдуть ГТУ при постійному тиску і даній температурі, t_s - температура насиченої пари при вибраному тиску p_0 ; G_{Π} - витрата пари; I_d - ентальпія газів на вході до КУ. Так як $h_{\text{ЭК}} = h'(p_0)$, де h' - ентальпія води у стані насичення при тиску p_0 , то масова витрата пари, що генерується

$$G_{\Pi} = G_{\Gamma} (I_d - I_{\text{ЭК}}) / (h_0 - h_{\text{ЭК}}), \quad (1.2)$$

Рівняння теплового балансу для економайзера

$$G_{\Gamma} (I_{\text{ЭК}} - I_{\text{УХ}}) = G_{\Pi} (h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}}), \quad (1.3)$$

де $I_{\text{УХ}}$ - ентальпія газів., $h_{\text{ПВ}}$ - ентальпія живильної води на вході до КУ.

З (1.3) визначається температура газів, що йдуть $\Theta_{\text{УХ}}$:

$$\Theta_{\text{УХ}} = \Theta_{\text{ЭК}} - G_{\Pi} (h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}}) / (c_{\text{pГ}} G_{\Gamma}). \quad (1.4)$$

Отримані дані дозволяють визначити ККД КУ (коефіцієнт утилізації):

$$\eta_{\text{КУ}} = (I_d - I_{\text{УХ}}) / (I_d - I_a), \quad (1.5)$$

де I_a - ентальпія газів при температурі навколишнього середовища Θ_a . Якщо прийняти, що ізобаричні теплоємності газів на вході в КУ і виході з нього приблизно рівні, можна скористатися наступною формулою:

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

$$\eta_{KY} = (\Theta_d - \Theta_{yx}) / (\Theta_d - \Theta_a), \quad (1.6)$$

В результаті розрахунку необхідно побудувати діаграму $t -$ (див. рис. 1.3), де $\bar{Q}$ - тепло, що передається газами робочому тілу ПТУ по ходу їх руху в КУ:

$$\bar{Q}_{исп} = Q_{исп} / Q_{KY}; \quad \bar{Q}_{ипп} = Q_{ипп} / Q_{KY}; \quad \bar{Q}_{ЭК} = Q_{ЭК} / Q_{KY};$$

$$Q_{KY} = Q_{ипп} + Q_{исп} + Q_{ЭК},$$

а $Q_{ипп}, Q_{исп}, Q_{ЭК}$ - абсолютні значення теплоти, віддані газами ГТУ.

Теплова схема парогазової установки із теплоутилізуючим контуром одного тиску представлена на рис. 1.3.

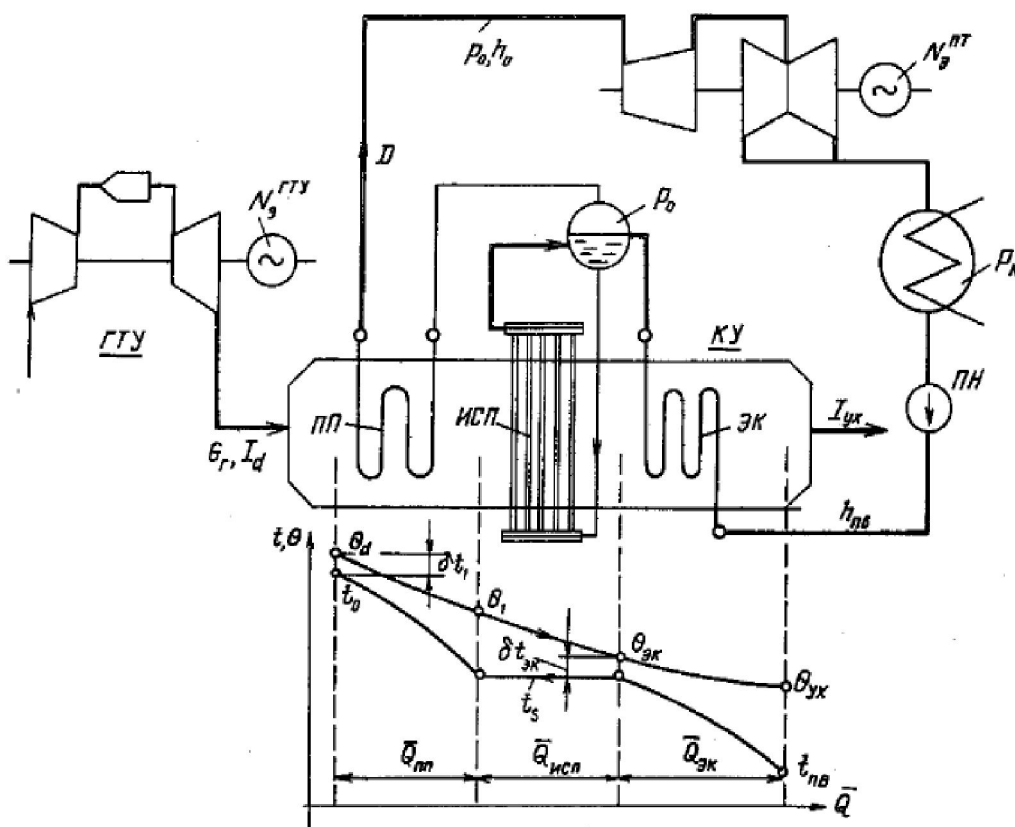


Рис. 1.3. Принципова схема газотурбінної установки з утилізаційним контуром одного тиску

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

1.3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ГТУ З УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛА

Підвищення термодинамічної ефективності суднових і енергетичних ГТА, що дозволяє знизити витрату палива і підвищити їхню конкурентоспроможність, може здійснюватися наступними шляхами: підвищенням параметрів термодинамічного циклу, зниженням рівня необоротних втрат у термодинамічних процесах, ускладненням теплової схеми. З цією метою може здійснюватися як карнотизація циклу Брайтона, так і його виконання в комбінації з утилізаційним пароводяним циклом Ренкіна.

Оптимізація газотурбінного циклу передбачає відшукування такого сполучення його термодинамічних параметрів, що дозволяє одержати найкращий варіант ГТА відносно взятого критерія ефективності. Найчастіше як критерій ефективності при дослідженні циклів ГТА використовують їхній ефективний ККД

$$\eta_e = \frac{q_{кор}}{q_{кз}} \cdot \eta_m, \quad (1.1)$$

де $q_{кор}$ - корисна енергія, отримана в циклі; $q_{кз}$ - повні енерговитрати в КЗ; η_m - коефіцієнт, що враховує механічні втрати і витрати енергії на власні потреби ГТА.

У загальному випадку залежність η_e від заданих початкових умов і контрольованих параметрів, значення яких слід визначити в процесі оптимізації, може бути записана у вигляді

$$\eta_e = F(x_1, x_2, \dots, x_n; \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m), \quad (1.2)$$

де $x_1, x_2, \dots, x_n$ - контрольовані параметри; $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ - фіксовані (початкові) параметри. Функціональну залежність (2) можна розглядати як спрощену схему математичної моделі, що використовується при оптимізації. Таким чином, здійснивши оптимізацію параметрів газотурбінного циклу, необхідно одержати числові значення контрольованих параметрів, які забезпечують максимум ефективного ККД ГТУ.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	де $q_{кор}$- корисна енергія, отримана в циклі; $q_{кз}$- повні енерговитрати в КЗ; η_m- коефіцієнт, що враховує механічні втрати і витрати енергії на власні потреби ГТА. У загальному випадку залежність η_e від заданих початкових умов і контрольованих параметрів, значення яких слід визначити в процесі оптимізації, може бути записана у вигляді $\eta_e = F(x_1, x_2, \dots, x_n; \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m), \tag{1.2}$ де $x_1, x_2, \dots, x_n$ - контрольовані параметри; $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$- фіксовані (початкові) параметри. Функціональну залежність (2) можна розглядати як спрощену схему математичної моделі, що використовується при оптимізації. Таким чином, здійснивши оптимізацію параметрів газотурбінного циклу, необхідно одержати числові значення контрольованих параметрів, які забезпечують максимум ефективного ККД ГТУ.	
					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Метод, використовуваний у задачі оптимізації газотурбінного циклу, залежить від числа оптимізовуваних (контрольованих) параметрів, а також зручності ухвалення остаточного рішення при виборі проектних параметрів ГТД за результатами оптимізації. Так, для моєї схеми, оптимізовуваним є тільки один параметр π_{KE} - загальний ступінь підвищення тиску в циклі, який найбільш раціонально знаходити методом сканування, що передбачає послідовне перебирання (із заданим кроком і порядком) параметрів в області пошуку. Побудувавши графік залежності $\eta_e = f(\pi_{KE})$, можна знайти оптимальне значення цього параметра π_{Konm} що відповідає максимальному значенню функції - $\eta_{e,max}$. Зазначимо, що проектне значення цього параметра звичайно беруть менше π_{Konm} з огляду на пологий характер функції (2) поблизу максимуму.

З використанням прикладного програмного забезпечення з бібліотеки навчальних програм кафедри «Турбін» здійснюємо оптимізаційне параметричне дослідження заданого об'єкта: термодинамічного циклу контактного ГТА, одноступінчатої чи багатоступінчастої газової турбіни, процесів горіння в КС ГТД і т.д. Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC.

Значення вихідних параметрів приведені в таблиці 2.2.1.

Таблиця 1.3.1. Значення вихідних параметрів для оптимізації параметрів циклу

T_3, K	T_n, K	T_o, K	g_e	η_{ak}	η_{at}	η_{m_t}	η_{kc}
1500	288	1123	0.0220	0.900	0.900	0.9900	0.9900

Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 8 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних

D:\STUDENT\GRUP5\isgta1cc.dat

і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми

D:\STUDENT\SPARTA\gta1cc.exe

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

За результатами розрахунку ,що знаходяться у файлі

D:\STUDENT\GRUP5\rzgtalcc.dat

будуємо графік - залежність ефективного ККД циклу ГТА з ТУК, а також ККД ГТУ простого циклу, та питомої потужності від ступеня підвищення тиску в циклі.

Оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску в циклі, з урахуванням можливості експлуатації ГТД з ТУК, а також без нього $\pi_{Konm}=21$.

Результати розрахунку:

- η_e (UTE) – ефективний КПД циклу ГТА;
- $N_{y\partial}$ (HU) – питома потужність у циклі ГТАкг/(кВт с),
- t_2 (T2) – температура повітря перед КЗ, К;
- t_4 (T4) – температура газу за турбіною, К;
- n_{ox} (NOX) – число охолоджуваних вінців турбіни;
- g_{ox} (GOX) – відносна витрата охолоджуваного повітря;
- α_o (ALO) – коефіцієнт надлишку повітря,

приведені в таблиці 1.3.2 в покроковій залежності від π_{Σ} (QK) – загального ступеня підвищення тиску в циклі.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА ГТА1СС
 РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
 ЦИКЛА ГТУ С ТУК
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ
 student gr.6231m Borschov O.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	3
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1500.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1123.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	34.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	0.9600
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.7500
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.49749	566.2	0.000	0.000	590.8	1021.9	0.356	4.4	0.0821	2.33
11.0	0.50008	559.2	0.000	0.000	607.9	1000.9	0.341	4.4	0.0840	2.37
12.0	0.50228	552.2	0.000	0.000	623.9	981.9	0.327	4.4	0.0860	2.40
13.0	0.50411	545.2	0.000	0.000	638.8	964.7	0.316	4.4	0.0879	2.44
14.0	0.50563	538.3	0.000	0.000	653.0	949.1	0.305	4.4	0.0899	2.47
15.0	0.50688	531.4	0.000	0.000	666.3	934.6	0.296	4.4	0.0918	2.50
16.0	0.50787	524.6	0.000	0.000	679.1	921.3	0.288	4.4	0.0938	2.53
17.0	0.50865	517.9	0.000	0.000	691.2	908.9	0.280	4.4	0.0958	2.56
18.0	0.50922	511.2	0.000	0.000	702.8	897.3	0.273	4.4	0.0978	2.60
19.0	0.50961	504.5	0.000	0.000	713.9	886.5	0.267	4.4	0.0998	2.63
20.0	0.50983	498.0	0.000	0.000	724.6	876.3	0.262	4.4	0.1019	2.66
21.0	0.50989	491.4	0.000	0.000	734.8	866.7	0.257	4.4	0.1040	2.68
22.0	0.50981	485.0	0.000	0.000	744.7	857.6	0.252	4.4	0.1061	2.71
23.0	0.50958	478.6	0.000	0.000	754.3	849.0	0.248	4.4	0.1083	2.74
24.0	0.50922	472.2	0.000	0.000	763.5	840.8	0.244	4.4	0.1104	2.77
25.0	0.50873	465.9	0.000	0.000	772.5	833.0	0.240	4.4	0.1126	2.80
26.0	0.50812	459.6	0.000	0.000	781.2	825.6	0.237	4.4	0.1149	2.83
27.0	0.50740	453.3	0.000	0.000	789.6	818.5	0.233	4.4	0.1172	2.85
28.0	0.50655	447.1	0.000	0.000	797.8	811.7	0.231	4.4	0.1195	2.88
29.0	0.50560	440.9	0.000	0.000	805.7	805.2	0.228	4.4	0.1219	2.91
30.0	0.50453	434.8	0.000	0.000	813.5	798.9	0.226	4.4	0.1243	2.94
31.0	0.50335	428.6	0.000	0.000	821.0	792.9	0.223	4.4	0.1267	2.96
32.0	0.50206	422.5	0.000	0.000	828.4	787.1	0.221	4.4	0.1292	2.99
33.0	0.50067	416.4	0.000	0.000	835.6	781.5	0.219	4.4	0.1318	3.01
34.0	0.49916	410.4	0.000	0.000	842.6	776.1	0.218	4.4	0.1344	3.04

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

Аналіз вибору π_k

В результаті оптимізаційного розрахунку схеми циклу ГТА з ТУК було отримано таблицю даних, за допомогою якої було побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$, які зображені на рис. 1.3.2. Маємо максимальне значення коефіцієнта корисної дії при $\pi_k = 21$, $\eta_{e \text{ max}} = 50,98\%$, при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 491,4 \text{ кВт/(кг/с)}$. Але із конструктивних поглядів було обрано розрахункове значення величини загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_k = 19,0$ для якої $\eta_e = 50,96\%$, а $N_{\text{пит}} = 504,5 \text{ кВт/кг}\cdot\text{с}$. При меншому значенні π_k дає можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

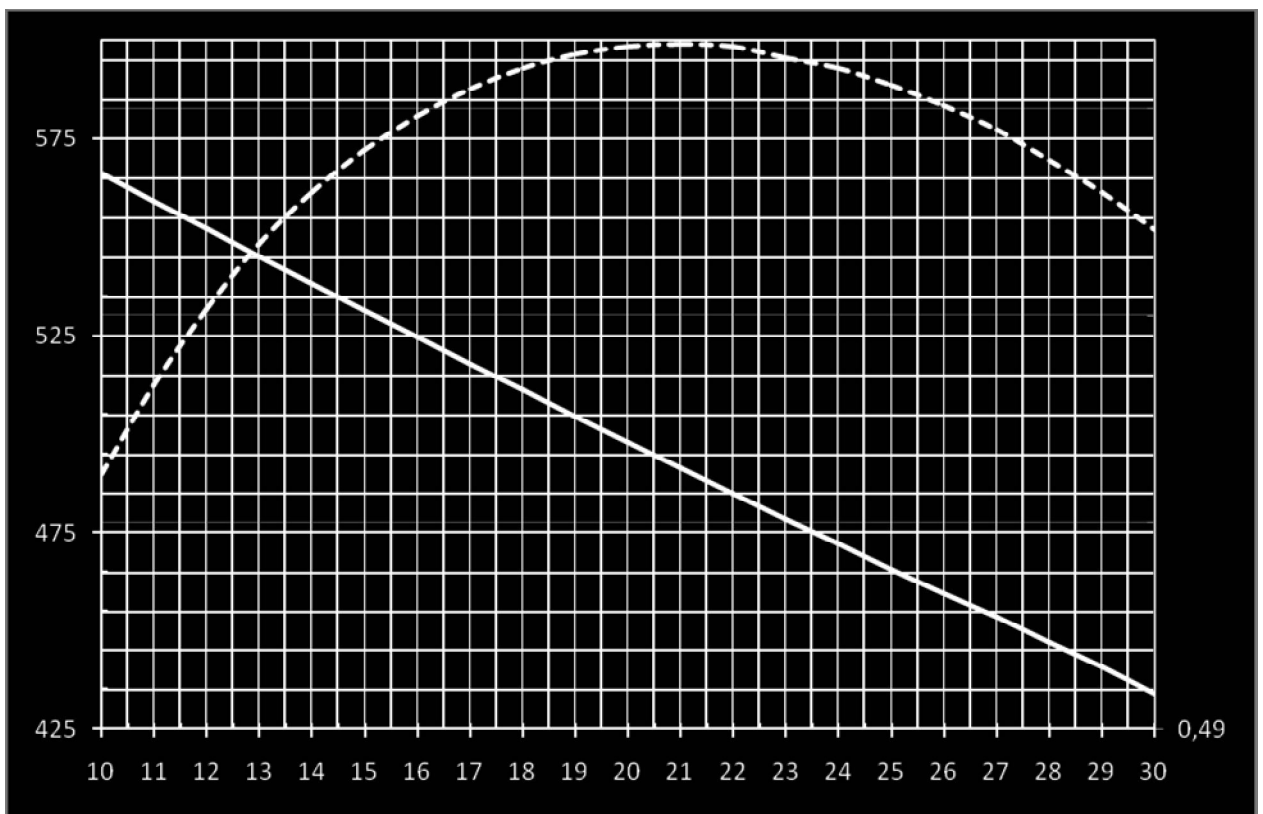


Рис. 1.3.2. Залежність питомої потужності циклу ГТА і ефективного ККД циклу ГТА від міри підвищення тиску в циклі

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

1.4. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГТУ НА РЕЖИМІ ПОВНОЇ ПОТУЖНОСТІ

Детальний тепловий розрахунок ГТУ на режимі повної потужності виконується з метою визначення параметрів повітря, газу по тракту ГТД, їх масових витрат, параметрів і витрат пари і води в теплоутилізуючому контурі. Уточнюється економічність газотурбінного агрегату, оцінюються витрати енергії на власні потреби. Початковими даними для детального теплового розрахунку є проектні параметри термодинамічного циклу ГТА, одержані в результаті його оптимізації. Заздалегідь необхідно вибрати варіант кінематичної схеми ГТД, який характеризується: числом турбін і компресорів, місцем розміщення силової турбіни по тракту розширення, а також способом її завантаження (блоковане або вільне).

Структурна схема проєктуємої газотурбінної установки наведена на рис.1.4.1.

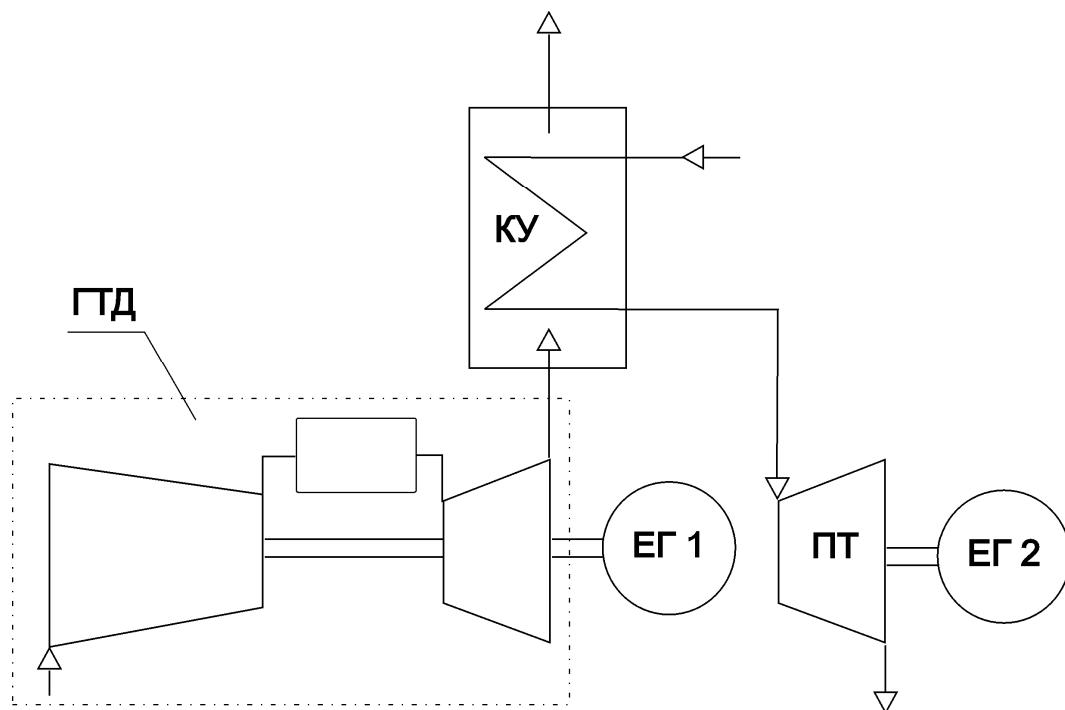


Рис.1.4.1. Структурна схема проєктуємої газотурбінної установки:

ГТД – газотурбінний двигун; КУ – котел-утилізатор; ЕГ 1 та ЕГ 2 – електрогенератори; ПТ – парова турбіна

Підпись и дата	Ив. № дубл.	Взам. инв. №	Подпись и дата	Ив. № подл.	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

1.4.1. Розрахунок газотурбінного агрегата

Методика теплового розрахунку проєктуємого газотурбінного агрегата простого термодинамічного цикла складена відповідно до матеріалів роботи:

Романовський, Г. Ф. Теоретичні основи проєктування суднових газотурбінних агрегатів: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващилєнко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

Результати розрахунку наведені в табл.1.4.1.

Таблиця 1.4.1

Результати теплового розрахунку проєктуємої ГТУ

Параметр	Спосіб визначення	Значення
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Задається	19
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається	1500
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Задається	288
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Задається	0,101
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [11]	1123
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [11]	0,90
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається [11]	0,99
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається [11]	0,98
9. КВПТ у перехіднику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається [11]	0,995
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається [11]	0,95
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається [11]	0,995
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається [11]	0,995
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається [11]	0,98
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається [11]	0,88
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається [11]	0,89

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	27. Адиабатичний ККД КНТ $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{k_{п1}} - 1}{k_{п1} - 1}$ $\pi_{к1}^{k_{п1} \eta_{ак}} - 1$	0,878	
					28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{k_{п1}} - 1)}{\eta_{к1}}$	172,0	
					29. Температура повітря за КНТ $T_{2.1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	460,0	
					30.Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} * \eta_{к1}}{2}$	374,0	
					31.Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,011	
					32.Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,396	
					33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{30В} \cdot v_{ВХ}$	0,099	
					ДП.142.6231м.01.ПЗ			Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Параметр	Спосіб визначення	Значення
16. Внутрішній ККД ТГ η_{T3}	Приймається [11]	0,91
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [11]	0,995
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{к2}$	Приймається [11]	0,995
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [11]	0,022
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідникової літератури	50032
22.Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідникової літератури	17,18
23. Потужність ГТА на клеммах генератора N_e , кВт	Задається	25000
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{к2}$	Приймається [11]	4,359
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{к1}$	$\pi_{к\Sigma} / \pi_{к2}$	4,419
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{pп1}}{c_{pп1} - R_{п}}$	1,396
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{к1}$	$\frac{\frac{k_{п1}-1}{\pi_{к1}^{k_{п1}}} - 1}{\frac{k_{п1}-1}{\pi_{к1}^{k_{п1}\eta_{ак}}} - 1}$	0,878
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{\eta_{к1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	172,0
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	460,0
30.Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{3ов} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	374,0
31.Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{pп1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,011
32.Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{pп1}}{c_{pп1} - R_{п}}$	1,396
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{3ов} \cdot v_{вх}$	0,099

Инв. № подл.	Подпись и дата	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Параметр	Спосіб визначення	Значення
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,437
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{рп1}}{c_{рп1} - R_{п}}$	1,371
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}$	0,879
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	253,2
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	713,3
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	586,6
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{рп2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,058
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{рп2}}{c_{рп2} - R_{п}}$	1,372
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot v_{к}$	0,435
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	1,871
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{р\gamma_{\alpha=1}} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(t_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,235
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{рп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(t_{сер.к3})$	1,119
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{рп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(t_{сер.к3}^{вх})$	1,040

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

Инв. № подл.	Подпись и дата	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Параметр	Спосіб визначення	Значення
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$	$\frac{c_{pm}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{pm}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p \cdot \eta_{\text{кз}} - \left[c_{pa}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pm}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0200
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$	2,908
48.Тиск на виході з КЗ P_2 , МПа	$P_2 \cdot v_{\text{кз}}$	1,778
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$	Приймається [11]	2
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T_3 - T_{\text{д}} > 100$	1,3
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T	Приймається 1,05...1,10	1,05
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t1}	Приймається	0,90
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_{\text{д}})}{(T_{\text{д}} - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,0408
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3.2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{\text{к2}}}{2}$	1386,0
55.Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ(з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{\text{ох2}}$	Приймається [11]	2
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T'_{3.2} - T_{\text{д}} > 100$	1,3
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T	Приймається 1,05...1,10	1,05
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [11]	0,98
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох2}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{\text{ох2}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T'_{3.2} - T_{\text{д}})}{(T_{\text{д}} - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T'_{3.2}}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,0304

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

Параметр	Спосіб визначення	Значення
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{к3}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,924
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{к3}}{\alpha_{к2}}$	0,947
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{к3} + g_{ox1} + 0,006$	0,983
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,013
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,013
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сер.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91\Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1370,5
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ $c_{pг1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1}, \alpha)$	1,255
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{г1}$	$\frac{c_{pс1}}{c_{pс1} - R_{г}}$	1,298
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pп2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pг1} \cdot \eta_{м1}}$	0,895
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	226,5
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4.1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1273,5
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pс} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*, \alpha)$	1,239
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*)$	1,180
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{к2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{к2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{т1}) + \frac{c_{pp} \Big ^{T_{4.1}^*} g_{ox1}}{c_{pг} \Big ^{T_{4.1}^*} (\alpha_{к2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	1248,8
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}} \right)^{\frac{k_{с1}}{k_{с1} - 1}}$	2,272
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{к3}$	1,778

Инв. № подл.	Подпись и дата	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Параметр	Спосіб визначення	Значення
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{\tau 1}}$	0,782
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1248,8
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{\text{сер.т2}}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{\text{к1}}}{2 \cdot \eta_{\text{м2}}}$	1161,8
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{\text{пр2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.т2}}, \alpha)$	1,219
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{\text{п2}}$	$\frac{c_{\text{пр2}}}{c_{\text{пр2}} - R_{\text{Г}}}$	1,309
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{\text{пр1}}}{c_{\text{пр2}} \cdot \eta_{\text{м2}} \cdot \beta_{\text{т2}}}$	0,848
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{\text{т2}}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{\text{к1}}$	145,8
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4.2}^?$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{\text{т2}}$	1102,9
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{\text{р2}} \Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*, \alpha)$	1,208
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{рп}} \Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$	1,154
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_{\text{т2}}}{(\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ох2}})} (T_{3.2} - \Delta T_{\text{т2}}) + \frac{c_{\text{рп}} \Big ^{T_{4.2}^*} g_{\text{ох2}}}{c_{\text{р}} \Big ^{T_{4.2}^*} (\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ох2}})} \cdot T_{\text{ох}}$	1090,3
87. Міра розширення газу в ТНТ $\pi_{\text{т2}}$	$\left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{\text{т2}}}{T_{3.2} \cdot \eta_{\text{т2}} - \Delta T_{\text{т2}}} \right)^{\frac{k_{\text{т2}}}{k_{\text{т2}} - 1}}$	1,814
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} \cdot v_{\tau 1}$	0,782
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{\text{т2}}}$	0,431
90. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{\text{т2}}$	0,429
91. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	1090,3

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

Инв. № подл.	Подпись и дата	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Взам. инв. №			
Подпись и дата			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис
Дата			

Параметр	Спосіб визначення	Значення
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{\text{зов}}}{V_{\text{ГВ}}}$	0,103
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{\text{ТЗ}}$	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	4,164
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{\text{сер.ТЗ}}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{\text{к1}} + \Delta T_{\text{к2}}}{4}$	983,9
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{\text{ргЗ}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.ТЗ}}, \alpha)$	1,184
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{\text{ГЗ}}$	$\frac{c_{\text{ргЗ}}}{c_{\text{ргЗ}} - R_{\text{Г}}}$	1,321
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{\text{ТЗ}}$, К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{ТЗ}}^{\frac{k_{\text{ГЗ}}-1}{k_{\text{ГЗ}}}}} \right) \cdot \eta_{\text{ТЗ}}$	290,9
98. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{\text{ТЗ}}$	799,4
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{\text{сер.ТЗ}}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{\text{ТЗ}}}{2 \cdot \eta_{\text{ТЗ}}}$	930,4
100. ККД електрогенератора ГТД $\eta_{\text{Г}}$	Вибирається з довідникової літератури	0,981
101. Питома потужність ГТД $N_{\text{питГТД}}$, кВт/(кг/с)	$c_{\text{ргЗ}} \cdot \Delta T_{\text{ТЗ}} \cdot \beta_{\text{ТЗ}} \cdot v_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{пі}} \eta_{\text{Г}}$	333,9
102. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{\text{к1пн}}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{\text{питГТД}}}$	74,9
103. Витрата повітря через КНТ $G_{\text{к1}}$, кг/с	$G_{\text{к1пн}} \cdot v_{\text{вх}}$	73,4
104. Витрата повітря через КВТ $G_{\text{к2}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{к2}}$	73,0
105. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{\text{пкз}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{кз}}$	67,8

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

Розрахунок котла-утилізатора для генерування пари одного тиску

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1. Витрата газів через котел-утилізатор G_r , кг/с	З розрахунку ГТА	74,4
2. Температура газів за ГТД Θ_d , °C	З розрахунку ГТА	526 (799 K)
3. Мінімальний температурний напор на вході в котел-утилізатор δt_1 , °C	Приймаємо 40...50	40
4. Температура генеруємої пари t_0 , °C	$\Theta_d - \delta t_1$	486
5. Тиск генеруємої пари p_0 , МПа	Приймаємо 3...5	3,0
6. Ентальпія генеруємої пари h_0 , кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	3425
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °C	Приймаємо 55...65	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{п.в}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{п.в})$	254
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °C	Приймаємо 8...15	10
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s , °C	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	234
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	1008
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1 , кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	2804
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{эк}$, °C	$t_s + \delta t_{эк}$	244
14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{рг} \left \begin{smallmatrix} \Theta_{эк} \\ \Theta_d \end{smallmatrix} \right.$, кДж/(кг·K)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta_{эк}) + 273\alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з	1,108

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

Найменування параметра					Спосіб визначення		Чисельне значення	
					розрахунку ГТД)			
15. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с					$\frac{G_{\text{г}} c_{\text{рг}} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{эк}})}{h_0 - h_{\text{эк}}}$		9,62	
16. Температура газів за пароперегрівом Θ'_1 , °C					Приймаємо з наступним уточненням		455	
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{\text{рг}} \Big _{\Theta_d}^{\Theta'_1}$, кДж/(кг·K)					За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta'_1)+273\alpha)$		1,134	
18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1 , °C					$\Theta_d - \frac{G_{\text{п}} (h_0 - h_1)}{G_{\text{г}} c_{\text{рг}} \Big _{\Theta_d}^{\Theta'_1}}$		455	
19. Перевірка умови					$ \Theta_1 - \Theta'_1 \leq 5.$ При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_1 в п.16		0,2	
20. Температура газів за котлом-утилізатором Θ'_{yx} , °C					Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_s		152	
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{\text{рг}} \Big _{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{yx}}}$, кДж/(кг·K)					За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_{\text{эк}} + \Theta'_{\text{yx}})+273\alpha)$		1,057	
22. Температура газів за котлом-утилізатором Θ_{yx} , °C					$\Theta_{\text{эк}} - \frac{G_{\text{п}} (h_{\text{эк}} - h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}} c_{\text{рг}} \Big _{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{yx}}}}$		152	
23. Перевірка умови					$ \Theta_{\text{yx}} - \Theta'_{\text{yx}} \leq 5.$ При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_{yx} в п.20		0,1	
</								

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta_{yx})+273\alpha)$	1,096
25. Температура навколишнього середовища Θ_n , °С	З розрахунку ГТА	15
26. Середня теплоємність газів $c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_n}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta_n)+273\alpha)$	1,078
27. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\frac{c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}} (\Theta_d - \Theta_{yx})}{c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_n} (\Theta_d - \Theta_n)}$	0,745
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}$, кВт	$G_r c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}} (\Theta_d - \Theta_{yx})$	29840
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{пп}$, кВт	$G_r c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta'_1} (\Theta_d - \Theta_1)$	5778
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\overline{Q}_{пп}$	$Q_{пп} / Q_{ку}$	0,194
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт	$G_r c_{pg} \Big _{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{yx}} (\Theta_{эк} - \Theta_{yx})$	7865
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{эк}$	$Q_{эк} / Q_{ку}$	0,264
33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{исп}$, кВт	$Q_{ку} - Q_{пп} - Q_{эк}$	16196
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{исп}$	$Q_{исп} / Q_{ку}$	0,543

**Середні масові ізобарні теплоємності продуктів згоряння природного газу (метану),
кДж/(кг·К)**

T, К	Коефіцієнт надлишку повітря α				
	1	2	3	4	5
300	1,101	1,063	1,045	1,036	1,030
400	1,139	1,078	1,057	1,047	1,040
500	1,167	1,100	1,077	1,066	1,059
600	1,198	1,126	1,102	1,089	1,082
700	1,230	1,155	1,129	1,115	1,107
800	1,262	1,183	1,155	1,142	1,133
900	1,294	1,210	1,181	1,166	1,157
1000	1,324	1,235	1,204	1,189	1,179
1100	1,351	1,258	1,225	1,209	1,199
1200	1,376	1,278	1,244	1,227	1,217
1300	1,398	1,296	1,261	1,243	1,233
1400	1,418	1,315	1,280	1,262	1,251
1500	1,436	1,336	1,301	1,284	1,273
1600	1,452	1,353	1,318	1,301	1,291
1700	1,466	1,369	1,336	1,319	1,309
1800	1,479	1,385	1,353	1,336	1,326

1.4.3. Наближений розрахунок парової турбіни

Розрахунок внутрішнього відносного ККД парової турбіни проводиться по наближених формулах в два етапи. Спочатку визначимо ККД частини високого тиску (до змішання з потоком пари з контуру низького тиску котла-утилізатора) $\eta_{0i}^{в.д.}$, а також параметри пари в камері змішання і розрахуємо внутрішній відносний ККД $\eta_{0i}^{н.д.}$ частини низького тиску (від камери змішування до конденсатора). Розрахунок параметрів парової турбіни наведений в табл. 1.4.3.

Таблиця 1.4.3

Розрахунок параметрів парової турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1. Масова витрата генеруємої пари G_n , кг/с	Див. п. 15 табл. 3.1	9,62
2. Температура генеруємої пари t_0 , °C	Див. п. 4 табл. 3.1	486

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

Найменування параметра						Спосіб визначення		Чисельне значення	
3. Тиск генеруємої пари p_0 , МПа						Див. п. 5 табл. 3.1		3,0	
4. Ентальпія генеруємої пари h_0 , кДж/кг						Див. п. 6 табл. 3.1		3425	
5. Питомий об'єм генеруємої пари v_0 , м ³ /кг						За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$		0,1139	
6. Ентропія генеруємої пари s_0 , кДж/(кг·К)						За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$		7,193	
7. Тиск пари між 1-ю і 2-ю частинами турбіни $p_0^{н.д}$, МПа						Приймаємо рівним $0,1 p_0$		0,3	
8. Ентальпія пари в кінці ізоеентропійної течії в 1-й частині турбіни $h_{1t}^{в.д}$, кДж/кг						За таблицями води і водяної пари, як $f(s_0, p_0^{н.д})$		2811	
9. Ізоентропійний теплоперепад в 1-й частині турбіни $\Delta H_0^{в.д}$, кДж/кг						$h_0 - h_{1t}^{в.д}$		614	
10. Відносний внутрішній ККД 1-ї частини турбіни $\eta_{0i}'^{в.д}$						Приймаємо з наступним уточненням		0,845	
11. Внутрішній теплоперепад в 1-й частині турбіни $\Delta H_i^{в.д}$, кДж/кг						$\Delta H_0^{в.д} \cdot \eta_{0i}'^{в.д}$		519	
12. Ентальпія пари в кінці дійсної течії в 1-й частині турбіни $h_z^{в.д}$, кДж/кг						$h_0 - \Delta H_i^{в.д}$		2906	
13. Питомий об'єм пари в кінці дійсної течії в 1-й частині турбіни $v_z^{в.д}$, м ³ /кг						За таблицями води і водяної пари, як $f(h_z^{в.д}, p_0^{н.д})$		0,748	
14. Коефіцієнт урахування вологості пари $k_{вл}$						Вважаємо, що 1-а частина турбіни працює на перегрітій парі, тому $k_{вл} = 1,0$		1,0	
15. Середнє значення питомого об'єму пари $v_{ср}$, м ³ /кг						$\sqrt{v_0 v_z^{в.д}}$		0,292	

Лист _____

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
16. Відносний внутрішній ККД 1-ї частини турбіни $\eta_{0i}^{в.д}$					$\left(0,92 - \frac{0,2}{G_{п} v_{ср}}\right) \cdot \left[1 + \frac{\Delta H_0^{в.д} - 700}{20000}\right] k_{вл}$	0,845
17. Перевірка умови					$ \eta_{0i}^{в.д} - \eta_{0i}'^{в.д} \leq 0,005.$ При невиконанні умови уточнюється значення $\eta_{0i}'^{в.д}$ в п. 10	0,00
18. Ентальпія пари на вході у 2-у частину турбіни $h_0^{н.д}$, кДж/кг					Дорівнює $h_z^{в.д}$	2906
19. Температура пари на вході у 2-у частину турбіни $t_0^{н.д}$, °С					За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0^{н.д}, h_0^{н.д})$	220
20. Ентропія пари на вході у 2-у частину турбіни $s_0^{н.д}$, кДж/(кг·К)					За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0^{н.д}, h_0^{н.д})$	7,395
21. Тиск в конденсаторі p_k , кПа					Приймаємо 3,5...5,0	5,0
22. Ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в 2-й частині турбіни $h_{2t}^{н.д}$, кДж/кг					За таблицями води і водяної пари, як $f(s_0^{н.д}, p_k)$	2255
23. Ізоентропійний теплоперепад у 2-й частині турбіни $\Delta H_0^{н.д}$, кДж/кг					$h_0^{н.д} - h_{2t}^{н.д}$	651
24. Відносний внутрішній ККД 2-ї частини турбіни $\eta_{0i}'^{н.д}$					Приймаємо з наступним уточненням	0,848
25. Внутрішній теплоперепад у 2-й частині турбіни $\Delta H_i^{н.д}$, кДж/кг					$\Delta H_0^{н.д} \cdot \eta_{0i}'^{н.д}$	552
26. Ентальпія пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни h_k , кДж/кг					$h_0^{н.д} - \Delta H_i^{н.д}$	2354
27. Питомий об'єм пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни v_k , м³/кг					За таблицями води і водяної пари, як $f(h_k, p_k)$	25,78
28. Міра сухості пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни x_k					За таблицями води і водяної пари, як $f(h_k, p_k)$	0,914
Зм. Лист № докум. Підпис Дата ДП.142.6231м.01.ПЗ Лист						

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

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

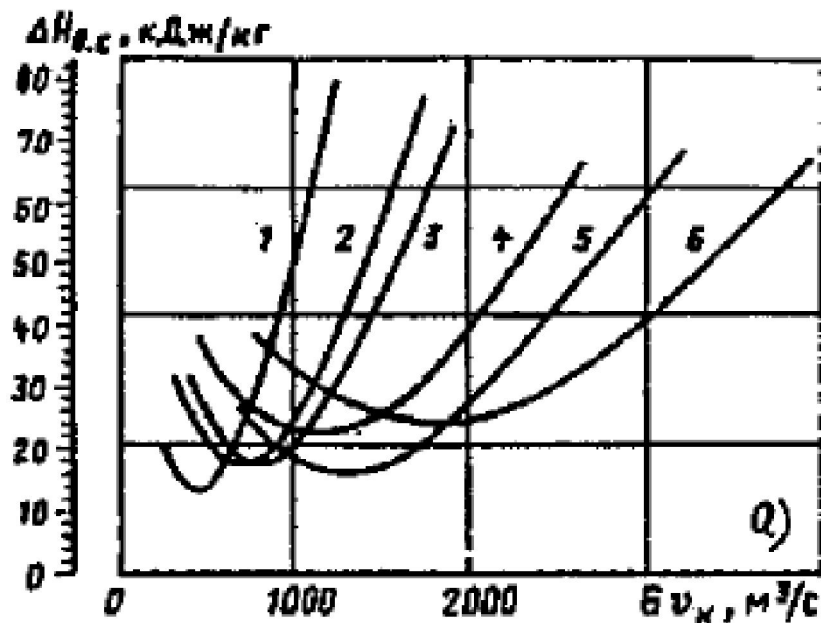


Рис. 2.15.

Выходные характеристики ЦНД со стандартными лопатками ЛМЗ: а- потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ в зависимости от $G_{вс}$, б- КПД последней ступени: 1- $l_z=550$ мм, $d_k=1350$ мм, 2- $l_z=755$ мм, $d_k=1350$ мм, 3- $l_z=755$ мм, $d_k=1520$ мм, 4- $l_z=960$ мм, $d_k=1520$ мм, 5- $l_z=1000$ мм, $d_k=1800$ мм, 6- $l_z=1200$ мм, $d_k=1800$ мм (все на 50 с^{-1})

1.4.4. Визначення економічних показників газотурбінної установки

Розрахунок економічних показників газотурбінної установки наведений в табл. 1.4.4.

Таблица 1.4.4

Розрахунок показників газотурбінної установки

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1. Механічний ККД паротурбогенератора η_m	Приймаємо рівним 0,99	0,99
2. ККД електрогенераторів $\eta_{\text{ег}}$	З розрахунку ГТА	0,985
3. Внутрішня потужність парової турбіни N_i , кВт	Див. п. 36 табл. 2.2	10291
4. Тепло, віддане газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{газ}}$, кВт	Див. п. 28 табл. 2.1	30502

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

1.5. ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

1.5.1. Визначення габаритів осьових компресорів

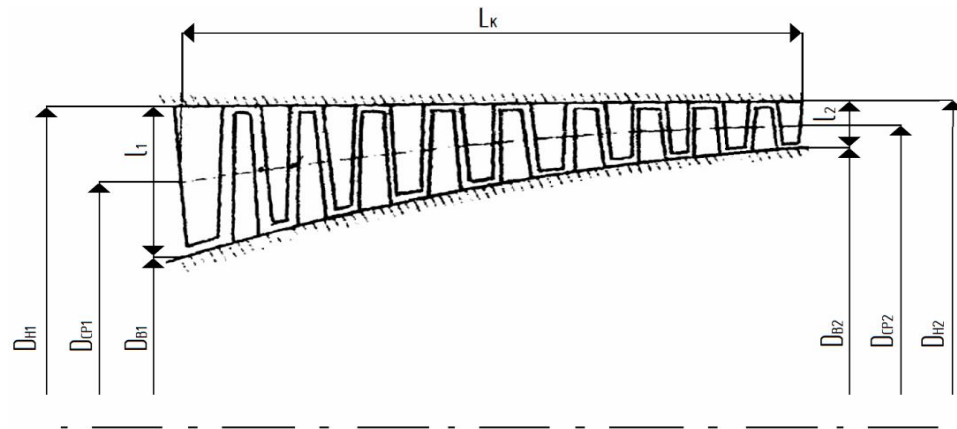


Рис. 1.5.1 Схема поздовжнього перерізу осевого компресора

Таблиця 1.5.1

Величина	Спосіб визначення	Числові значення	
		КНТ	КВТ
1. Повний тиск повітря на вході в компресор P_1 , Па	З розрахунку схеми ГТД	0,0993	0,4327
2. Повний тиск повітря на виході з компресора P_2 , Па	З розрахунку схеми ГТД	0,4327	1,8862
3. Повна температура повітря на вході в компресор T_1 , К	З розрахунку схеми ГТД	288	456,29
4. Повна температура повітря на виході з компресора T_2 , К	З розрахунку схеми ГТД	456,29	709,51
5. Витрата повітря на вході у компресор G_K , кг/с	З розрахунку схеми ГТД	78,938	78,938
6. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора k_{n1}	де $R_n=0,2869$ кДж/(кг·К)	1,3985	1,3906
7. Показник адіабати повітря у вихідному перетині компресора k_{n2}	де $R_n=0,2869$ кДж/(кг·К)	1,3906	1,363

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

8. Матеріал лопаток	[1]	BT3-1	X17H2
9. Границя міцності матеріалу лопаток σ_k , Па	[1]	$965 \cdot 10^6$	$940 \cdot 10^6$
10. Щільність матеріалу лопаток ρ_{mk} , кг/м ³	[1]	4540	7850
11. Форма проточної частини	[1]	$D_3 = \text{const}$	$D_6 = \text{const}$ t
12. Втулкеві відношення на воді в компресор $\bar{d}$	[1]	0,45	0,76
13. Відносна швидкість на вході $\bar{c}_{a1}$	[1]	-	-
14. Осьова швидкість на вході C_{a1} , м/с	[1]	132	122
15. Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі на вході U_{31} , м/с	[1]	330	330
16. Осьова швидкість на вході C_{a1} , м/с		132	122
17. Коефіцієнт швидкості для вхідного перетину λ_{Ca1}	$\lambda_{Ca1} = \frac{C_{a1}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{п1}}{k_{п1} + 1} \cdot R_{п1} \cdot T_1}}$	0,4252	0,3126
18. Газодинамічна функція $q(\lambda_{Ca1})$	$\lambda_{Ca1} \cdot \left[\frac{k_{п1} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{п1} - 1}{k_{п1} + 1} \cdot \lambda_{Ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{п1} - 1}}$	0,6214	0,4736
19. Кільцева площа вхідного перетину компресора F_1 , м ²	$\frac{G_k \cdot \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_{п1}}{R_{п1}} \cdot \left(\frac{2}{k_{п1} + 1} \right)^{\frac{k_{п1} + 1}{k_{п1} - 1}} \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{Ca1})}}$	0,5371	0,2041
20. Зовнішній діаметр вхідного перетину компресора D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot (1 - \bar{d}^2)}}, \text{ де: } \pi = 3,1416$	0,926	0,7843
21. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{61} , м	$D_{31} \cdot \bar{d}$	0,4167	0,5961
22. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{D_{31} + D_{61}}{2}$	0,6713	0,6902
23. Висота робочої лопатки першої ступені $l_{к1}$, м	$\frac{D_{31} - D_{61}}{2}$	0,2546	0,0941

Инов. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подпись и дата	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

24. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot U_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$, де: $\pi = 3,1416$	6806,3	8036,1
25. Напруження розтягу в кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня σ_{k1} , Па	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{mk}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F$	$141 \cdot 10^6$	$129 \cdot 10^6$
26. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц1}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k1}}$	6,8	7,3
27. Осьова швидкість на виході C_{a2} , м/с	$(0,9 \dots 1,0) \cdot C_{a1}$	122,1	112,85
28. Коефіцієнт швидкості для вихідного перетину λ_{Ca2}	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{п2}}{k_{п2} + 1} \cdot R_{п2} \cdot T_2}}$	0,3128	0,2328
29. Газодинамічна функція $q(\lambda_{Ca2})$	$\lambda_{Ca2} \left[\frac{k_{п2} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{п2} - 1}{k_{п2} + 1} \lambda_{Ca2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{п2} - 1}}$	0,4739	0,3602
30. Кільцева площа вихідного перетину компресора F_2 , м ²	$\frac{G_k \cdot \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{п2}}{R_{п2}} \cdot \left(\frac{2}{k_{п2} + 1} \right)^{\frac{k_{п2} + 1}{k_{п2} - 1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{Ca2})}}$	0,2034	0,0773
31. Середній діаметр на виході з компресора D_{c2} , м	$D_{c2} = D_{c1}$, для $D_c = const$; $\frac{D_{32} + D_{e2}}{2}$, для $D_3 = const$ та $D_B = const$	0,8498	0,6348
32. Зовнішній діаметр вихідного перетину компресора D_{32} , м	$D_{c2} + \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$, для $D_c = const$; $D_{32} = D_{31}$, для $D_3 = const$; $\sqrt{D_{e2}^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$, для $D_B = const$	0,9259	0,5961
33. Внутрішній діаметр на виході з компресора D_{e2} , м	$D_{c2} - \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$, для $D_c = const$; $\sqrt{D_{32}^2 - \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$, для $D_3 = const$; $D_{e2} = D_{e1}$, для $D_B = const$	0,7736	0,6735
34. Висота робочої лопатки останньої ступені l_{k2} , м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0762	0,0387
35. Число ступенів компресора Z_k	ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{стк}}$, де: КНТ - $\pi_{стк} = (1,22 \dots 1,24)$; КВТ - $\pi_{стк} = (1,15 \dots 1,17)$.	8	9

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

36. Кільцева площа середньої розрахункової ступені F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,37003	0,1407
37. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{c.c}$, м	$D_{c_c} = D_{c_1}$, для $D_C = const$; $\frac{D_{3_c} + D_{\theta_c}}{2}$, для $D_3 = const$ та $D_B = const$	0,8748	0,6635
38. Зовнішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{3.c}$, м	$D_{c_c} + F_{ck} / (\pi \cdot D_{c_c})$, для $D_C = const$; $D_{3_c} = D_{3_1}$, для $D_3 = const$; $\sqrt{D_{\theta_c}^2 + 4 \cdot F_{ck} / \pi}$, для $D_B = const$	0,9259	0,731
39. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{\theta.c}$, м	$D_{c_c} - F_{ck} / (\pi \cdot D_{c_c})$, для $D_C = const$; $\sqrt{D_{\theta_c}^2 - 4 \cdot F_{ck} / \pi}$, для $D_3 = const$; $D_{\theta_c} = D_{\theta_1}$, для $D_B = const$	0,8236	0,5961
40. Висота робочої лопатки середньої розрахункової ступені $l_{к.с}$, м	$\frac{D_{3_c} - D_{B_c}}{2}$	0,0512	0,0675
41. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $\vartheta_{л.с}$	D_{c_c} / l_{pc}	17,09	9,83
42. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\bar{l}_{стк}$	$0,87353 + 0,02604 \cdot \vartheta_{л.с} + 0,00092 \cdot \vartheta_{л.с}^2 +$ $+ 0,00004 \cdot \vartheta_{л.с}^3$	1,7871	1,2566
43. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{стк}$, м	$l_{к.с} \cdot \bar{l}_{стк}$	0,0915	0,0848
44. Осьовий габарит проточної частини компресора $L_{к.с}$, м	$L_{стк} \cdot Z_{к.с}$	0,7317	0,8479

Ив. № подл.	Подпись и дата	Ив. № дубл.	Взам. инв. №	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

1.5.2. Визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння

Для визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння використовуємо методичні вказівки [1], а також вихідні данні детального теплового розрахунку схеми ГТА та габаритно-компонувального розрахунку компресора. За допомогою двигуна – прототипу обираємо протитоківу трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

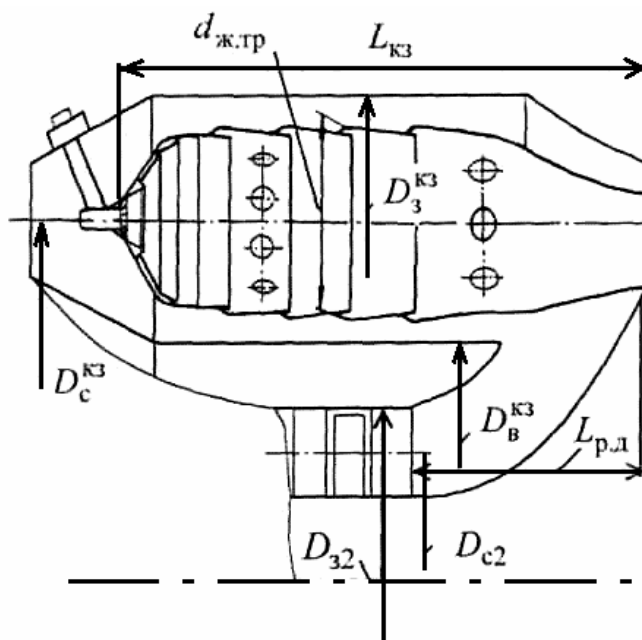


Рис.1.5.2 Схема протитоківу камери згоряння

Таблиця 1.5.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Повний тиск повітря на вході в КЗ $P_{1кз}$, Па	З розрахунку схеми ГТД	18862
2. Повна температура повітря на вході в КЗ $T_{1кз}$, К	З розрахунку схеми ГТД	709,5
3. Годинна витрата палива на КЗ $G_{пал.год}$, кг/год	З розрахунку схеми ГТД	5281,7
4. Витрата повітря через КЗ $G_{п.кз}$, кг/год	З розрахунку схеми ГТД	6,812
5. Витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф}$, кг/с	З розрахунку схеми ГТД	54,90
6. Коефіцієнт повноти згоряння $\eta_{кз}$	З розрахунку схеми ГТД	0,99
7. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	З розрахунку схеми ГТД	50032
8. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	З розрахунку схеми ГТД	17,18
9. Об'ємна теплонапруженість для жарових труб Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	[1]	700

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

10. Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ $V_{жст}$, м ³	$H_{ж} \cdot G_{пал.год} \cdot \eta_{КЗ}$	0,1642
11. Кількість жарових труб $n_{жст}$	[1]	18
12. Об'єм жарової труби $v_{жст}$, м ³		0,00912
13. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	[1]	3,5
14. Діаметр жарової труби $d_{жст}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{жст}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$, де: $a = 0,7; \pi = 3,1416$	0,16797
15. Довжина жарової труби $l_{жст}$, м	$d_{жст} \cdot \bar{l}$	0,58791
16. Зазор між сусідніми жаровими трубами e , м	$(0,07...0,25) \cdot d_{жст}$	0,0252
17. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_{с.КЗ}$, м	$(d_{жст} + e) / \sin(180^\circ / n_{жст})$	1,11242
18. Витрата первинного повітря $G_{п1}$, кг/с	$\frac{\alpha_1 \cdot G_{пал.год} \cdot L_0}{3600}$, де: $\alpha_1 = 1,10...1,25$	29,235
19. Витрата повітря поза жаровими трубами $G_{пдиф}$, кг/с	$G_{пдиф} - G_{п1}$	25,665
20. Площа перерізу, що займають жарові труби $F_{КЗ.жст}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{жст}^2}{4} \cdot n_{жст}$	0,399
21. Сумарна площа кільцевого каналу КЗ $F_{КЗ\Sigma}$, м ²	$(2,2...2,5) \cdot F_{КЗ.жст}$	0,93738
22. Діаметр зовнішнього кожуха КЗ $D_{з.КЗ}$, м	$D_{с.КЗ} + F_{КЗ} / (\pi \cdot D_{с.КЗ})$	1,38064
23. Діаметр внутрішнього кожуха КЗ $D_{в.КЗ}$, м	$D_{с.КЗ} - F_{КЗ} / (\pi \cdot D_{с.КЗ})$	0,8442
24. Довжина осьорадіального дифузора КЗ $L_{ор.д}$, м	$(0,28...0,56) \cdot D_{с2квт}$	0,2222
25. Осьових габарит КЗ $L_{КЗ\Sigma}$, м	$(1,10...1,16) \cdot L_{жст}$	0,6761

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

1.5.3. Визначення габаритів осьової турбіни

Для визначення габаритів турбін використовуємо методичні вказівки [1], а також вихідні данні детального теплового розрахунку схеми ГТА та габаритного розрахунку протитокової трубчасто-кільцевої камери згоряння.

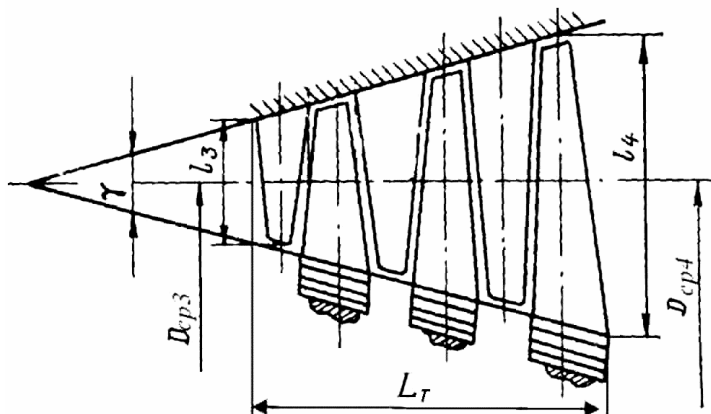


Рис. 1.5.3 Схема ступенів турбіни

Таблиця 1.5.3

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВД	ТНТ	ТГ
1. Повний тиск газу на вході в турбіну P_3 , МПа	З розрахунку схеми ГТД	1,7919	0,7563	0,4227
2. Повний тиск газу на виході з турбіни P_4 , Па	З розрахунку схеми ГТД	0,7602	0,4248	0,1077
3. Повна температура газу на вході в турбіну T_3 , К	З розрахунку схеми ГТД	1600	1224,0	1075,2
4. Повна температура газу на виході з турбіни T_4 , К	З розрахунку схеми ГТД	1228,2	1075,2	786,7
5. Витрата газу на вході в турбіну G_m , кг/с	З розрахунку схеми ГТД	65,28	77,61	78,54
6. Відносна витрата охолодного повітря на турбіну $g_{ox,j}$	З розрахунку схеми ГТД	0,1474	0,0118	0
7. Витрата охолодного повітря на турбіну G_{ox} , кг/с	$g_{ox,j} \cdot G_{kl}$	11,63	0,9314	0
8. Температурний перепад на турбіну ΔT_m , град	З розрахунку схеми ГТД	259,52	143,24	288,46
9. Внутрішній ККД турбіни η_m	З розрахунку схеми ГТД	0,89	0,9	0,92
10. Теплоємність газу для процесу турбіни $c_{p,g}$, Дж/(кг·К)	З розрахунку схеми ГТД	1,2851	1,2265	1,2005

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

11. Показник адіабати газу у вхідному перетині турбіни k_{c3}	$\frac{c_{p\Gamma} ^{T_3}}{c_{p\Gamma} ^{T_3} - R_\Gamma}$, де: $R_\Gamma = 288 \text{ Дж/(кг·К)}$; $c_{p\Gamma} ^{T_3} = f(T_3; \alpha) - (c_p - T)$	1,2888	1,3069	1,3156
12. Показник адіабати газу у вихідному перетині турбіни k_{c4}	$\frac{c_{p\Gamma} ^{T_4}}{c_{p\Gamma} ^{T_4} - R_\Gamma}$, де: $R_\Gamma = 288 \text{ Дж/(кг·К)}$; $c_{p\Gamma} ^{T_4} = f(T_4; \alpha) - (c_p - T)$	1,3069	1,3156	1,3443
13. Частота обертання ротора турбіни n_m , об/хв	3 габаритного розрахунку компресорів та [1]	8036,1	6806,3	3000
14. Матеріал робочих лопаток турбіни	[1]	ЭП539	ЭП539	ЭП539
15. Щільність матеріалу лопаток ρ_m , кг/м ³	[1]	8300	8300	8300
16. Форма проточної частини турбіни	[1]	D _c =const	D _c =const	D _b =const
17. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3} , м	3 компоновочного ескізу ГТД	1,0569	1,0569	1,3806
19. Число ступенів турбіни Z_m	3 розрахунку схеми ГТД, чи: ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]}$, де $\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} =$	1	1	4
20. Ізоентропійний наявний тепло перепад на турбіну H_{ad}^* , Дж/(кг·К)	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot c_{p\Gamma} \cdot \frac{\Delta T_\Gamma}{\eta_\Gamma}$, де: $\xi_{\text{вих}} = 0,03 \dots 0,05$.	389,72	203,01	391,47
21. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня турбіни g_{m1}	$\frac{D_{c3}}{l_{p\Gamma}}$	21,7	9,6	11,1
22. Міра реактивності першого ступеня турбіни ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot g_{T1} - 1}{g_{T1}^2}$, де: $\rho_K = 0,0 \dots 0,15$	0,2799	0,247	0,172
23. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня C_1 , м/с	$\varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{ad}^*}{Z_\Gamma} \cdot (1 - \rho_1)}$; де: $\varphi_{c1} = 0,97 \dots 0,98$	726,71	536,35	390,31
24. Газодинамічна функція λ_{C1}	$\frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{\Gamma 3}}{k_{\Gamma 3} + 1} \cdot R_\Gamma \cdot T_3}}$	0,9768	0,8486	0,658
25. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{k_{\Gamma 3} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{\Gamma 3} - 1}{k_{\Gamma 3} + 1} \lambda_{C1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\Gamma 3} - 1}}$	0,99991	0,9732 4	0,86329
26. Кут виходу газу з сопел першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	[1]	16	17	23
27. Кільцева площа на виході із соплового апарата першого ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_\Gamma \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_{\Gamma 3}}{R_\Gamma} \left(\frac{2}{k_{\Gamma 3} + 1} \right)^{\frac{k_{\Gamma 3} + 1}{k_{\Gamma 3} - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{C1}) \cdot \sin \alpha_{1.1}}}$	0,1349	0,3203	0,4881

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

28. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,04062	0,07481	0,11253
29. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	$(1,0...1,05) \cdot l_{c1}$	0,04164	0,08960	0,12425
30. Оптимальна величина характеристики U/C_1 для першого ступеня турбіни v_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,6674	0,635	0,556
31. Окружна швидкість на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T}{60}$	444,74	376,67	216,87
32. Дійсне значення характеристики U/C_1 першого ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,612	0,7023	0,5556
33. Перевірка виконання умови	$0,90 \leq \frac{v_{опт}}{v_d} \leq 1,10$	1,09	0,9	1,0
34. Зовнішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{33} , м	$D_{c3} + l_{c1}$	1,0976	1,1534	1,4932
35. Внутрішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{63} , м	$D_{c3} - l_{c1}$	1,0163	0,9605	1,2681
36. Температура робочих лопаток першого ступеня турбіни T_{M3} , К	$T_{M3} - T_d$	1123	1123	961,8
37. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток першого ступеня турбіни $\sigma_{a1}^{T_{M3}}$, Па	[1]	$272 \cdot 10^6$	$272 \cdot 10^6$	$570 \cdot 10^6$
38. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3т}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,09	1,82	12,54
39. Осьова швидкість на виході з турбіни C_{a4} , м/с	$(1,1...1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1,1}$	240,37	181,9	167,76
40. Газодинамічна функція λ_{Ca4}	$C_{a4} / \sqrt{2 \cdot \frac{k_{r4}}{k_{r4} + 1} \cdot R_r \cdot T_4}$	0,3797	0,3067	0,3291
41. Газодинамічна функція $q(\lambda_{Ca4})$	$\lambda_{Ca4} \left[\frac{k_{r4} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{r4} - 1}{k_{r4} + 1} \lambda_{Ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{r4} - 1}}$	0,5676	0,4683	0,4983
42. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_r + G_{по}) \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{r4}}{R_r} \left(\frac{2}{k_{r4} + 1} \right)^{\frac{k_{r4} + 1}{k_{r4} - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{Ca4})}}$	0,1586	0,3279	1,0319
43. Температура робочих лопаток останнього ступеня турбіни T_{M4} , К	$T_{M4} - T_d$	1123	1123	841,8

Ив. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подпись и дата	
Ив. № подл.	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

44. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток першого ступеня турбіни $\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}$, Па	[1]	$272 \cdot 10^6$	$272 \cdot 10^6$	$136 \cdot 10^6$
45. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{mц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	1,82665	1,182	$\frac{1,0871}{9}$
46. Середній діаметр на виході з турбіни D_{c4} , м	$D_{c4} = D_{c3}$, для $D_C = const$;	1,057	1,057	1,4887
47. Зовнішній діаметр на виході з турбіни D_{34} , м	$D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$, для $D_C = const$;	1,1047	1,1557	1,7094
48. Внутрішній діаметр на виході з турбіни D_{64} , м	$D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$, для $D_C = const$;	1,0092	0,9582	1,2681
49. Висота робочої лопатки останнього ступеня l_{m4} , м	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$	0,0478	0,0897	0,2206
50. Відносна висота лопатки останнього ступеня ϑ_{m4}	$\frac{D_{c4}}{l_{T4}}$	22,13	10,7	6,75
51. Кільцева площа «середнього ступеня» турбіни $F_{c.m}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,147	0,324	0,76
52. Середній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{c.c}$, м	$D_{c.c} = D_{c3}$, для $D_C = const$;	1,057	1,057	1,2681
53. Зовнішній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{3.c}$, м	$D_{c.c} + \frac{F_{cT}}{\pi \cdot D_{c.c}}$, для $D_C = const$;	1,1011	1,1546	1,6049
54. Внутрішній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{6.c}$, м	$D_{c.c} - \frac{F_{cT}}{\pi \cdot D_{c.c}}$, для $D_C = const$;	0,0128	0,9594	1,4365
55. Висота робочої лопатки «середнього ступеня» $l_{m.c}$, м	$\frac{D_{3.c} - D_{B.c}}{2}$	0,0442	0,0976	0,1684
56. Відносна висота лопатки «середнього ступеня» $\vartheta_{m.c}$	$\frac{D_{c.c}}{l_{T.c}}$	23,92	10,83	8,53
57. Відносна ширина ступеня турбіни $\bar{L}_{cm.m}$	$0,23065 + 0,05899 \cdot \vartheta_{T.c} + 0,00331 \cdot \vartheta_{T.c}^2 - 0,00003 \cdot \vartheta_{T.c}^3$	3,1247	1,2195	0,9561
58. Ширина ступеня турбіни $L_{cm.m}$, м	$l_{T.c} \cdot \bar{L}_{cm.m}$	0,13808	0,11903	0,161
59. Осьовий габарит проточної частини турбіни L_m , м	$L_{cm.m} \cdot Z_T$	0,1381	0,119	0,644

За результатами цього габаритного розрахунку виконуємо компоновку ГТД з кресленням ескіза його поздовжнього перерізу, представленого на рис. 2.4.3.1.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

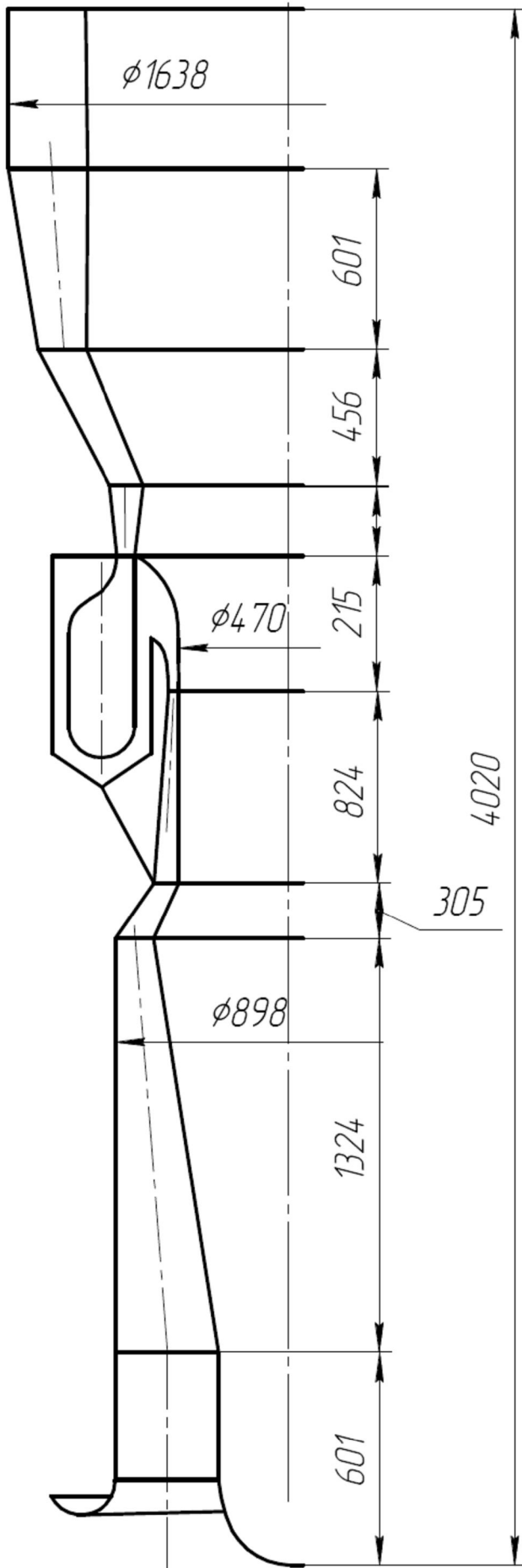


Рис.2.4.3.1. Ескіз поздовжнього перерізу ГТД

M 1:15

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

					ДП.142.6231м.01.ПЗ											
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата												
Студент	Борщов О.М.				Конструктивні розрахунки базової ГТУ з утилізацією тепла					Літ.		Арк.	Аркушів			
Керівник	Патлайчук В.М.															
										НУК						
Зав.каф.	Патлайчук В.М.															

РОЗДІЛ 2

2.1. ПРОЕКТУВАЛЬНІ РОЗРАХУНКИ ТУРБІННОЇ ЧАСТИНИ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбін газотурбінного агрегату проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі розрахунку дипломного проекту у ролі вихідних використовуються дані, отримані протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТА на номінальному режимі (витрата робочого тіла, тиск, температура та ін.), та параметри, що були визначені у третьому розділі при габаритно-компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

Розрахунок турбіни полягає у послідовному дослідженні процесів у сопловому апараті і в робочій решітці. В результаті цих розрахунків визначаються: для соплового апарата – абсолютна швидкість виходу c_1 і втрати енергії q_c ; для робочої решітки – відносні швидкості входу w_1 і виходу w_2 , абсолютна швидкість виходу із ступеня c_2 та втрати енергії q_p . Водночас визначаються кути входу та виходу потоку із решіток, необхідні для побудови трикутників швидкостей. В кінці розрахунку мають бути визначені камерні втрати, колова та внутрішня роботи ступеня, коловий та внутрішній ККД, а також довжина та кількість соплових і робочих лопаток та потужність ступеня.

Термогазодинамічний розрахунок турбіни будемо проводити за допомогою програми **"GTA50T"**.

Програма **"GTA50T"** призначена для виконання термогазодинамічного розрахунку проточної частини осьової газової турбіни суднового або енергетично-

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Розрахунок турбіни полягає у послідовному дослідженні процесів у сопловому апараті і в робочій решітці. В результаті цих розрахунків визначаються: для соплового апарата – абсолютна швидкість виходу c_1 і втрати енергії q_c; для робочої решітки – відносні швидкості входу w_1 і виходу w_2, абсолютна швидкість виходу із ступеня c_2 та втрати енергії q_p. Водночас визначаються кути входу та виходу потоку із решіток, необхідні для побудови трикутників швидкостей. В кінці розрахунку мають бути визначені камерні втрати, колова та внутрішня роботи ступеня, коловий та внутрішній ККД, а також довжина та кількість соплових і робочих лопаток та потужність ступеня. Термогазодинамічний розрахунок турбіни будемо проводити за допомогою програми "GTA50T". Програма "GTA50T" призначена для виконання термогазодинамічного розрахунку проточної частини осьової газової турбіни суднового або енергетично-
Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

го ГТД. Математична модель і алгоритм програми розроблені з використанням методи розрахунку осьовий газової турбіни, викладеної в посібнику [4].

Запуск програми здійснюється файлом **gta5ot.exe**. Вихідні дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файлу **isgta5ot.dat**.

Вихідні дані для розрахунку представлені в таблиці 2.1.1.

Таблица 2.1.1

Термодинамический расчет осевой газовой турбины						
студент: гр.6231м Борщов О.М.						
Расчет: ТВД ГТД Ne=26166 кВт						
.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11	
			кг/с	об/мин	м	
1	1	1	65.280	8036.1	1.0560	
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	TBB.....	UM	
МПа	К	МПа	К	К		
1.7919	1500.0	0.7602	1228.2	709.5	0.995	
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	GAK.....	GAR	
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град	
1.2851	0.286	90.00	17.00	5.00	5.00	
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ						
.....1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст	
A(Z)	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00
PFI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000	0.000
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000	0.000
TC(Z)	0.750	0.750	0.750	0.750	0.000	0.000
ROK(Z)	0.100	0.090	0.080	0.070	0.000	0.000
DR(Z)	0.005	0.005	0.005	0.005	0.000	0.000
TDC(Z)	1100.0	1100.0	1100.0	1100.0	0.0	0.0
TDP(Z)	1100.0	1100.0	1100.0	1100.0	0.0	0.0
GEC(Z)	0.022	0.022	0.022	0.022	0.000	0.000
GEP(Z)	0.020	0.020	0.020	0.020	0.000	0.000

Термодинамический расчет осевой газовой турбины						
студент: гр.6231м Борщов О.М.						
Расчет: ТНД ГТД Ne=26166 кВт						
.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11	
			кг/с	об/мин	м	
1	1	1	77.610	6806.3	1.0560	
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	TBB.....	UM	
МПа	К	МПа	К	К		
0.7563	1224.0	0.4248	1075.2	709.5	0.995	
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	GAK.....	GAR	
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град	
1.2118	0.287	90.00	17.00	3.00	3.00	
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ						
.....1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.	
A(Z)	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00
FI(Z)	0.970	0.980	0.980	0.980	0.000	0.000
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000	0.000
TC(Z)	0.750	0.750	0.750	0.750	0.000	0.000
ROK(Z)	0.100	0.080	0.070	0.070	0.000	0.000
DR(Z)	0.005	0.005	0.005	0.005	0.000	0.000
TDC(Z)	1100.0	1100.0	1100.0	1100.0	0.0	0.0
TDP(Z)	1100.0	1100.0	1100.0	1100.0	0.0	0.0
GEC(Z)	0.022	0.020	0.020	0.020	0.000	0.000
GEP(Z)	0.022	0.020	0.020	0.020	0.000	0.000

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

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр.6231м Борщов О.М.

Расчет: ТГ ГТД Ne=26166 кВт

.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11
4	0	0	кг/с	об/мин	м
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	TBV.....	UM
МПа	К	МПа	К	К	
0.4227	1075.2	0.1077	786.7	709.5	0.995
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	GAK.....	GAP
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град
1.2005	0.286	90.00	25.00	0.00	20.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст
A(Z)	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00
PFI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000	0.000
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000	0.000
TC(Z)	0.750	0.750	0.750	0.750	0.000	0.000
ROK(Z)	0.100	0.090	0.080	0.070	0.000	0.000
DR(Z)	0.005	0.005	0.005	0.005	0.000	0.000
TDC(Z)	1100.0	1100.0	1100.0	1100.0	0.0	0.0
TDP(Z)	1100.0	1100.0	1100.0	1100.0	0.0	0.0
GEC(Z)	0.022	0.022	0.022	0.022	0.000	0.000
GER(Z)	0.020	0.020	0.020	0.020	0.000	0.000

Вихідні дані формуються з урахуванням рекомендацій курсу лекцій, а також посібника [4]. Розшифровка ідентифікаторів вихідних даних наведена в таблиці 2.1.2.

Таблица 2.1.2

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
1	2	3
	Цілі параметри	
XC	Кількість охолоджуваних соплових вінців	
XR	Кількість охолоджуваних робочих вінців	
Z	Кількість ступенів турбіни	
	Речові числа	
A0I	Кут входу потоку на соплові лопатки 1-й ст.	град.
A1I	Кут виходу потоку з сопел 1-го ступеня	град.
CP	Середня питома теплоємність газу в турбіні	КДж/кг/К
D11	Середній діаметр на виході з соплового апарату 1-го ступеня	м
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини біля кореня лопаток	град.
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини біля кореня лопаток	град.
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

Продовження таблиці 2.1.2

1	2	3
NT	Потрібне значення частоти обертання валу	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 патока на виході	К
TBB	Температура охолоджуючого повітря на вході в охолоджувані лопатки	К
UM	Механічний ККД турбіни	
	Масиви змінних	
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступеням	
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	град.
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження робочих лопаток	
PCI(Z)	Швидкісний коефіцієнт соплової решітки	
PFI(Z)	Швидкісний коефіцієнт робочої решітки	
ROK(Z)	Степень реактивності ступеня біля кореня	
TC(Z)	Відносний крок лопаток в соплової решітці	
TDC(Z)	Допустима температура металу соплових лопаток	К
TDP(Z)	Допустима температура металу робочих лопаток	К

Результати розрахунку варіанту турбіни по ступеням наведена в таблиці 2.1.3.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

Таблица 2.1.3

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ ТВД

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КТ	357.43
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КТ	383.54
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	21761.96
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8735
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	8077.9

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

	1ст.	2ст.	3ст.	4ст.	5ст.	6ст.
T0, К	1600.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	1.7919	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	1316.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.8443	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1283.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.7091	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1303.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.7605	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, КДЖ/КТ	383.54	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	1.0764	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.5780	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.5780	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXS, КГ/С	4.68	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, КГ/С	4.07	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.1728	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	17.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	747.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	39.19	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	345.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	446.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	27.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	494.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	91.88	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	227.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	446.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	1.0560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	1.0560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0283	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0404	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0121	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	38.88	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI, М	0.0339	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0228	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0461	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	1.0560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0097	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	69.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0175	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	98	0	0	0	0	0
ZP	190	0	0	0	0	0

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ						
EU	0.7781	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.7702	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, кВт	21761.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Инв. № подл.	Подпись и дата		Взам. инв. №		Инв. № дубл.		Подпись и дата		
					ДП.142.6231м.01.ПЗ				Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ ТНД

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ	189.40
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ	203.36
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	13502.57
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8598
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	6189.3

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

	1ст.	2ст.	3ст.	4ст.	5ст.	6ст.
T0, К	1224.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	0.7563	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	1098.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.4792	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1066.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.4058	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1078.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.4248	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	203.36	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.8470	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.6400	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.6400	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXS, кг/с	1.33	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.32	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2529	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	17.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	530.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	43.19	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	226.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	342.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	26.13	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	381.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	89.85	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	168.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	342.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	1.0560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	1.0560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0541	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0991	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0240	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	38.88	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI, М	0.0650	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0455	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.1059	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	1.0560	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0192	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	65.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0377	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	51	0	0	0	0	0
ZP	88	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8513	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8419	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	13502.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Подпись и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подпись и дата	Инв. № подл.	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ ТГ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КТ	359.06
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КТ	364.35
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	24551.72
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8623
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	3000.6

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

	1ст.	2ст.	3ст.	4ст.	5ст.	6ст.
T0, К	1075.2	1012.5	949.0	884.2	0.0	0.0
P0, МПа	0.4227	0.3192	0.2287	0.1589	0.0000	0.0000
T1, К	1021.5	960.8	900.2	841.9	0.0	0.0
P1, МПа	0.3363	0.2525	0.1806	0.1277	0.0000	0.0000
T2, К	1006.3	943.6	880.1	808.9	0.0	0.0
P2, МПа	0.3110	0.2233	0.1558	0.1052	0.0000	0.0000
T23, К	1012.5	949.0	884.2	813.5	0.0	0.0
P23, МПа	0.3192	0.2287	0.1589	0.1077	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, КДЖ/КТ	91.09	91.09	91.09	99.56	0.00	0.00
LAMC1	0.6073	0.6144	0.6164	0.5948	0.0000	0.0000
HVD	0.6029	0.6332	0.6858	0.7770	0.0000	0.0000
HVOP	0.6029	0.6421	0.6956	0.8785	0.0000	0.0000
GOXC, КГ/С	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, КГ/С	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2484	0.2756	0.3166	0.4574	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	25.00	21.51	18.06	17.57	0.00	0.00
C1, М/С	358.9	352.4	342.3	318.8	0.0	0.0
B1, ГРАД	54.32	50.97	49.48	59.71	0.00	0.00
W1, М/С	186.7	166.3	139.6	111.5	0.0	0.0
U1, М/С	216.4	223.1	234.7	247.7	0.0	0.0
B2, ГРАД	25.88	24.47	21.63	17.95	0.00	0.00
W2, М/С	274.6	270.7	269.4	312.1	0.0	0.0
A2, ГРАД	77.93	81.05	84.46	66.06	0.00	0.00
C2, М/С	122.5	113.5	99.8	105.3	0.0	0.0
U2, М/С	221.4	228.7	240.8	254.2	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	1.3806	1.3806	1.3806	1.3806	0.0000	0.0000
DC1, М	1.3806	1.4235	1.4975	1.5806	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0726	0.0764	0.0923	0.1066	0.0000	0.0000
LCI, М	0.1038	0.1480	0.2244	0.3101	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0311	0.0328	0.0330	0.0305	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	43.99	46.76	43.96	41.26	0.00	0.00
TCI, М	0.0789	0.0785	0.1001	0.1211	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0655	0.0745	0.0837	0.0917	0.0000	0.0000
LPI, М	0.1367	0.1847	0.2645	0.3524	0.0000	0.0000
DC2, М	1.4125	1.4590	1.5363	1.6215	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0249	0.0262	0.0264	0.0244	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	58.87	59.95	59.20	51.94	0.00	0.00
TRI, М	0.0535	0.0611	0.0710	0.0910	0.0000	0.0000
ZC	55	57	47	41	0	0
ZP	83	75	68	56	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8351	0.8474	0.8640	0.8654	0.0000	0.0000
EI	0.8261	0.8377	0.8533	0.8527	0.0000	0.0000
NI, КВТ	5879.5	5963.0	6073.5	6633.7	0.0	0.0

Розшифровка ідентифікаторів друкуємих параметрів наведена в таблиці 2.1.4.

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

Таблиця 2.1.4

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
A1	Кут виходу потоку з соплової решітки	град.
A2	Кут виходу потоку з ступеня у відносному русі	град.
AUI	Кут установки соплових лопаток в решітці	град.
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі	град.
B2	Кут виходу потоку газу з робочої решітки	град.
BC1	Осьова ширина соплової решітки	м
BPI	Осьова ширина робочої решітки	м
BUI	Кут установки робочих лопаток в решітці	град.
C1	Дійсна швидкість виходу потоку з сопел	м/с
C2	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки	м/с
DCO	Середній діаметр на вході в ступінь	м
DC1	Середній діаметр на виході з сопел	м
DC2	Середній діаметр на виході з робочої решітки	м
EI	Внутрішній ККД ступеня	
EU	Окружний ККД ступеня	
GOXC	Витрата повітря на охолодження соплової решітки	кг/с
GOXP	Витрата повітря на охолодження робочої решітки	кг/с
HAD	Наявний теплоперепад спрацьовуваний в ступені	КДж/кг
HVD	Дійсна характеристика U1/C1 ступеня	
HVOP	Оптимальне значення характеристики U1/C1 для ступеня	
LAMC1	Газодинамічна функція	
LCI	Висота соплової решітки	м
LPI	Висота робочої решітки	м
NI	Внутрішня потужність ступеня	кВт
P0	Тиск загальмованого потоку перед ступенем	МПа
P1	Статичний тиск в потоці на виході з сопел	МПа
P2	Статичний тиск в потоці за ступенем	МПа
P23	Тиск загальмованого потоку за ступенем	МПа
SCI	Осьовий зазор за сопловою решіткою	м
SPI	Осьовий зазор за робочою решіткою	м
T0	Температура гальмування потоку перед ступенем	К
T1	Статична температура потоку на виході з сопел	К
T2	Статична температура потоку за ступенем	К
T23	Температура гальмування потоку за ступенем	К
TCI	Крок соплової решітки	м
TPI	Крок робочої решітки	м
U1	Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами	м/с
U2	Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочою решіткою	м/с
W1	Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки	м/с

Ив. № подл.	Подпись и дата	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Взам. инв. №

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
W2	Швидкість потоку на виході з робочої решітки у відносному русі	м/с
ZC	Число лопаток соплової решітки	
ZP	Число лопаток робочої решітки	

За результатами розрахунків будуємо ескізи проточних частин турбін та відповідні їм трикутники швидкостей (рис.2.1.1-2.1.3).

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

ДП.142.6231М.01ПЗ

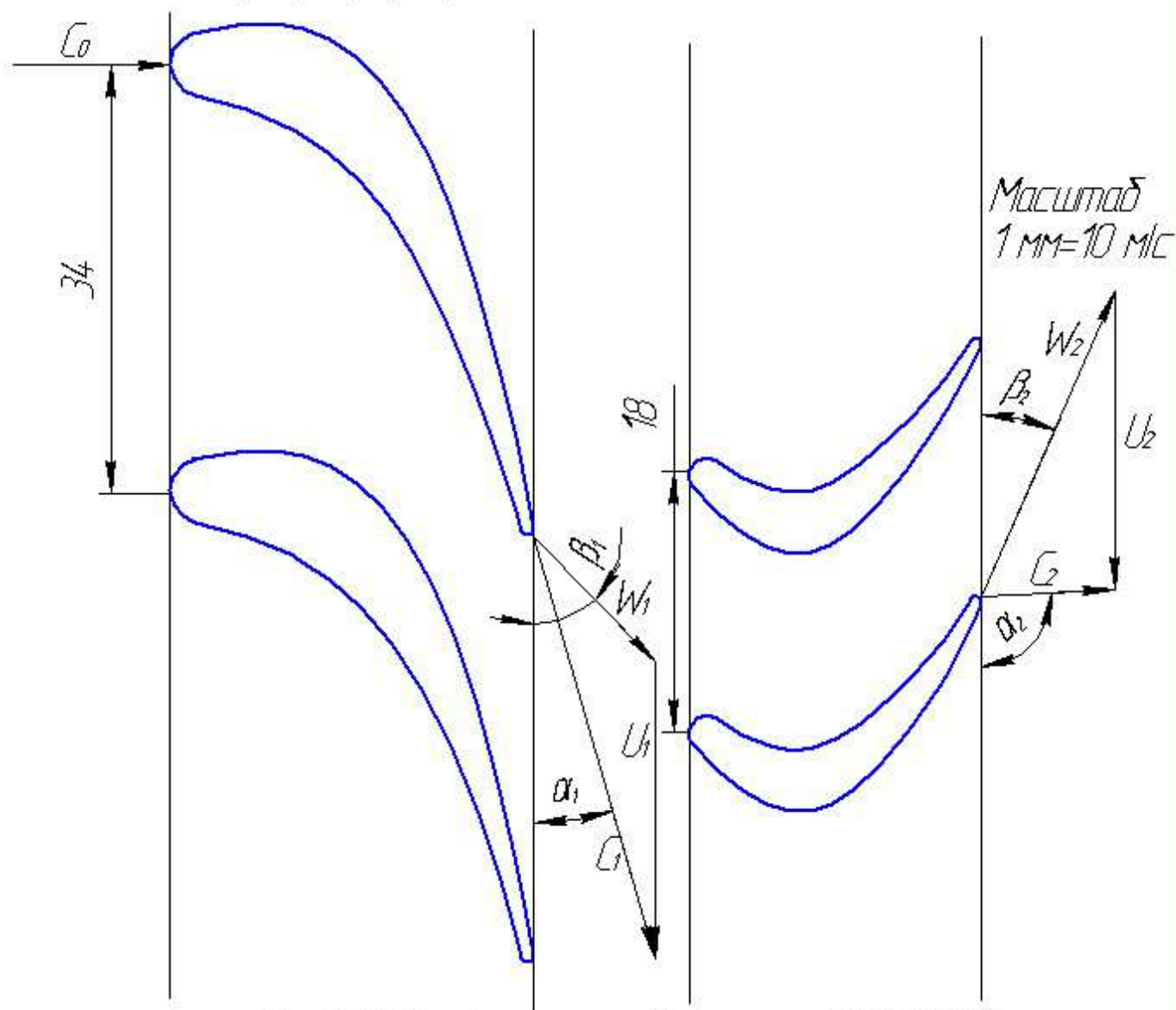
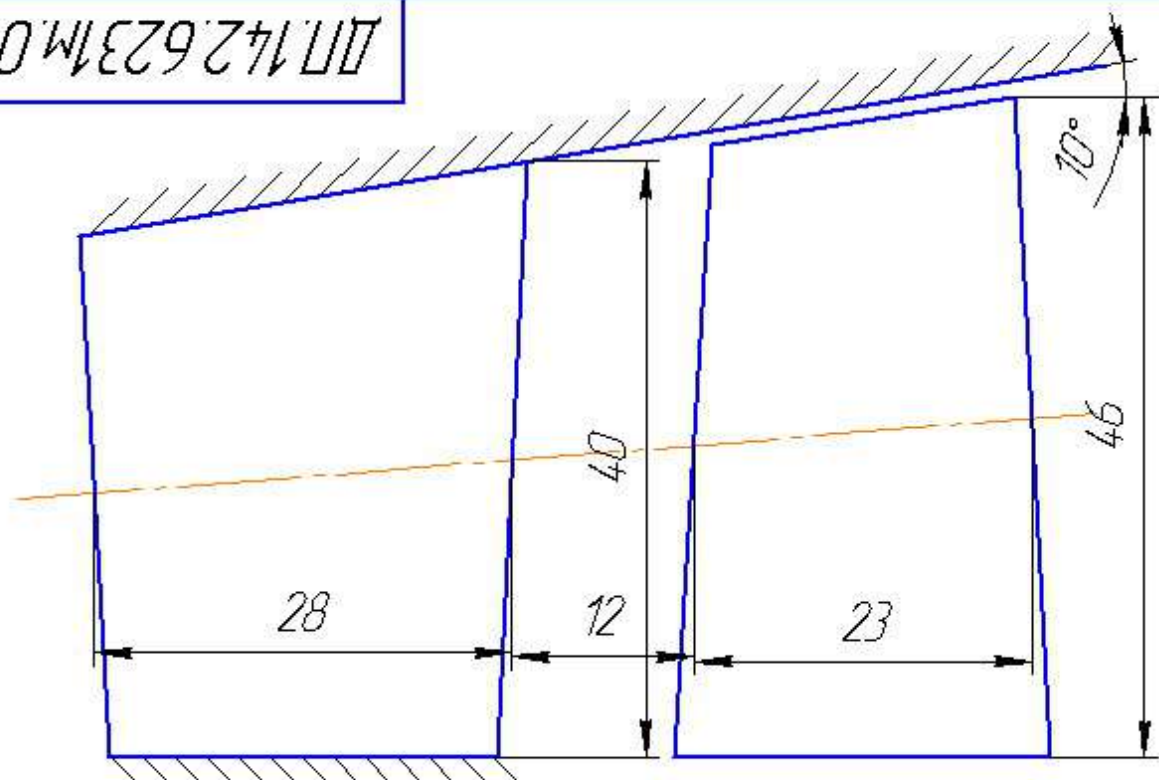


Рис.2.11. Ескіз проточної частини ТВТ (М 2:1)

И.н.б. № подл.	Подп. и дата	Взам. ин.б. №	И.н.б. № дудл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ДП.142.6231М.01ПЗ

Лист

Копировал

Формат А4

*Елементи трикутників швидкостей
та геометричні характеристики решіток*

<i>Назва величини</i>	<i>Значення</i>
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	17,00
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	747,3
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у віднос. русі β_1 , град	39,19
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	345,7
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	446,6
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	91,88
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	227,5
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	27,38
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,034
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	98
11. Шаг робочої решітки t_r , м	0,018
12. Число лопаток робочої решітки Z_r	190
13. Висота соплової лопатки L_c , м	0,040
14. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,012
15. Висота робочої лопатки L_r , м	0,046

Підп. і дата

Взам. инв. №

Підп. і дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

ДП.142.6231М.01.ПЗ

Лист

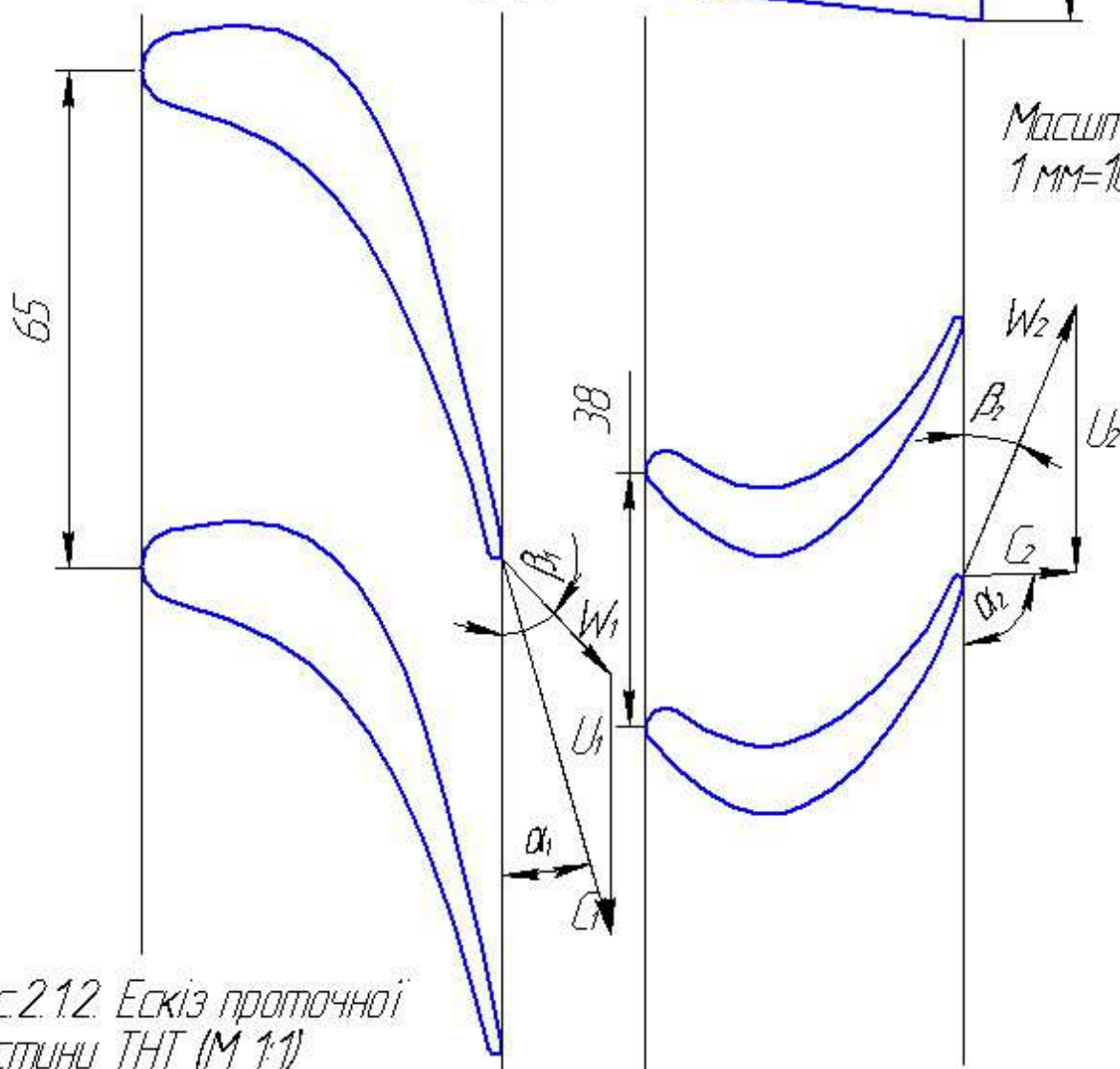
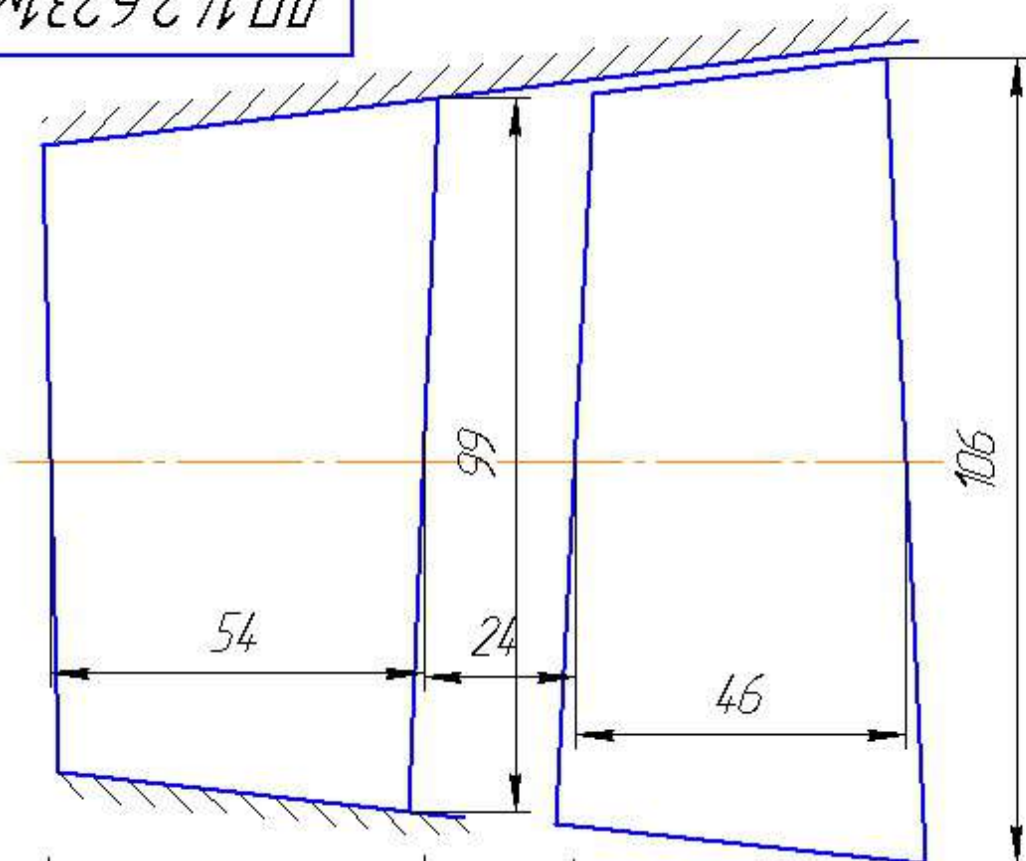


Рис.2.12. Ескіз проточної частини ТНТ (М 1:1)

И.в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	И.в. № дубл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Елементи трикутників швидкостей та геометричні характеристики решіток

Назва величини	Значення
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	17,00
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	530,7
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у віднос. русі β_1 , град	43,19
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	226,7
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	342,2
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	89,85
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	168,1
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	26,13
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,065
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	51
11. Шаг робочої решітки t_r , м	0,038
12. Число лопаток робочої решітки Z_r	88
13. Висота соплової лопатки L_c , м	0,099
14. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,024
15. Висота робочої лопатки L_r , м	0,106

Підп. і дата

Взам. інв. №

Інв. № докл.

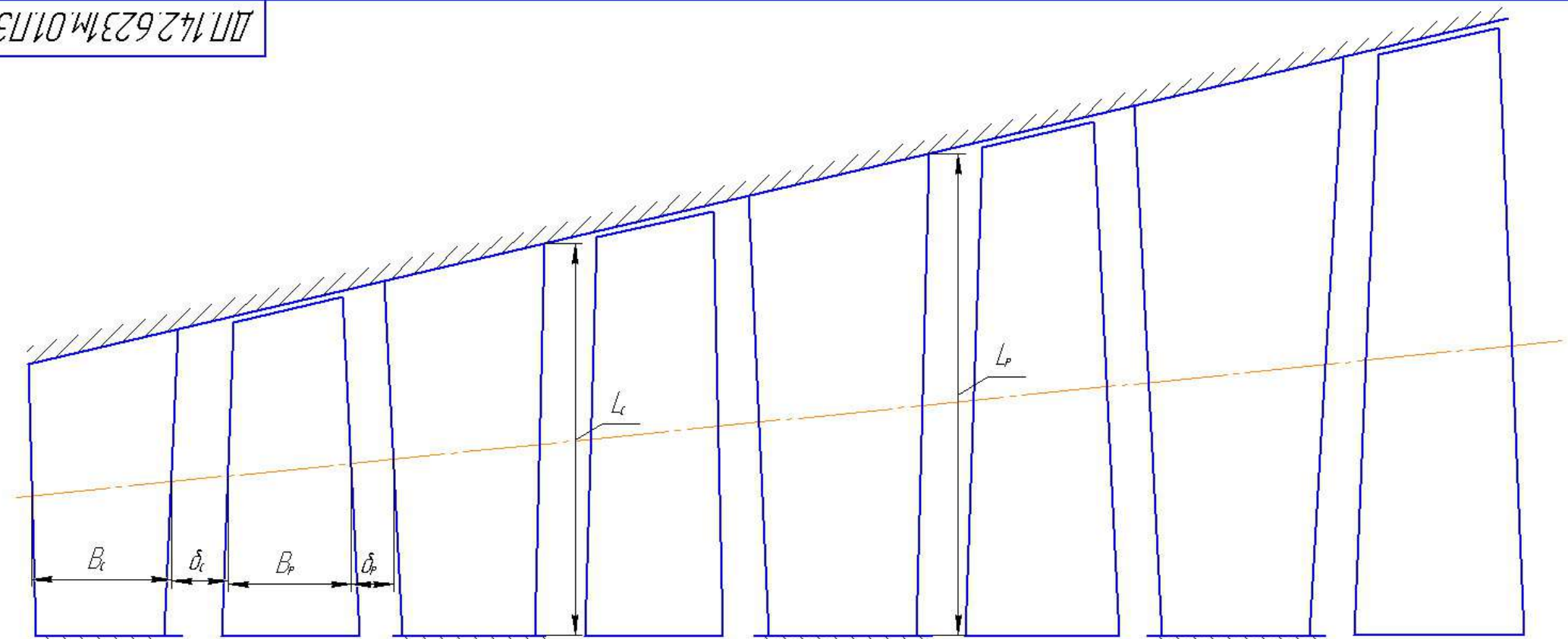
Підп. і дата

Інв. № подл.

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	------	----------	-------	------

ДП.142.6231М.01.ПЗ

Лист



Масштаб 1 мм=10 м/с

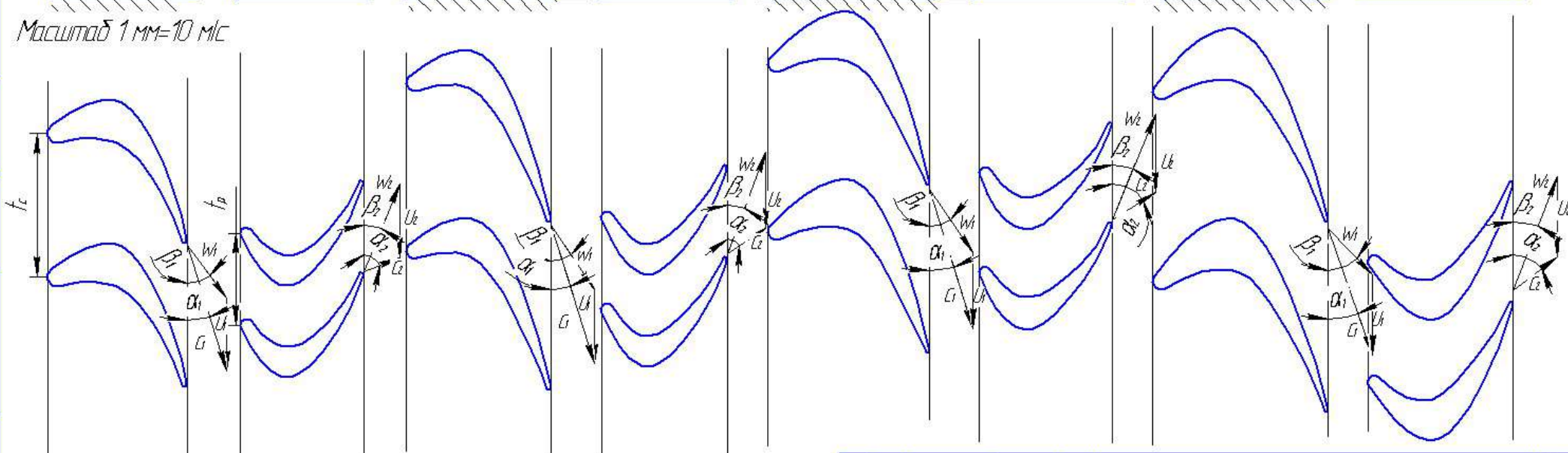


Рис.2.13. Ескіз проточної частини силової турбіни (М 14)

№, № подл.	Подп. і дата	Взам. инв. №	Инд. № д.д.д.	Подп. і дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

2.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУТКИ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Для розрахунку закрутки лопаток використовуємо методичні вказівки [1], а також вихідні данні детального теплового розрахунку схеми ГТА та термогазодинамічного розрахунку ТНТ. Розрахунок закручення лопаток ведеться за законом сталості циркуляції.

Вихідні дані:

$D_{cp2} = 1,056 \text{ м}; l_p = 0,1059 \text{ м}; u_{2cp} = 342,2 \text{ м/с}; \alpha_{1cp} = 25^0; c_{1cp} = 530,7 \text{ м/с}; (u / c_1)_{cp} = 0,645; \alpha_{2cp} = 90^0; c_{2cp} = 168,1 \text{ м/с}; \beta_{2cp} = 26,13^0; w_{2cp} = 381,7 \text{ м/с}; \varphi = 0,96; \psi = 0,95.$

Таблиця 2.2.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p);$ для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2};$ для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,475	0,528	0,581
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,9	1	1,1
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	307,88	342,2	376,51
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	579,73	530,7	491,31

Підпис	Дата
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підпис	Дата
Инв. № подл.	

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня ло- паток	на середньо- му діаметрі	на периферії ступеня
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	22,76	25	27,16
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1+(\bar{r}^2-1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,405	0,492	0,585
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1-\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	36,81	45,56	56,24
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	374,32	314,10	269,75
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	28,63	26,16	24,06
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	350,79	381,26	412,34
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 900$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$; при $\alpha_{2cp} > 900$: $1800 - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	90	90	90
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	168,10	168,10	168,10
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,034	0,147	0,285
ДП.142.6231м.01.ПЗ Лист				

2.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність. У ролі вихідних даних приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через турбіну $G = 77,61$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 6806$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,056$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,1059$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 160$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1224$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 0,7563$ МПа;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 0,4248$ МПа;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1123$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі: швидкості $c_1 = 530,7$ м/с та $c_2 = 168,1$ м/с; кути $\alpha_1 = 25^\circ$ та $\alpha_2 = 90^\circ$;

Геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	36,81	45,56	56,24
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	28,63	26,16	24,06

1) У ролі розрахункової температури металу робочих лопаток беремо значення температури газу перед робочими каналами:

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{\text{розр}} = T_1 = 1123\text{K}$$

Якщо отримане значення є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегату, але в нашому випадку необхідність охолодження робочих лопаток відсутня. Тому надалі як розрахункову слід використовувати допустиму температуру металу лопаток: $T_{\text{розр}} = T_1 = 1123\text{K}$

2) У ролі матеріал для робочих лопаток обираємо сплав на нікелевій основі **ЧС88-ВИ** (ХН57КВІЮТМБЛ), який має у своєму складі такі додаткові хімічні елементи: вуглець – 0,06...0,12 %, хром – 15,0...16,2 %, кобальт – 10,0...11,5 %, молібден – 1,6...2,3 %, вольфрам – 4,7...5,9 %, алюміній – 2,8...3,3 %, гафній – 0,4...0,5 %, титан – 4,2...5,0 %, бор – 0,01%, ніобій – 0,1...0,3 % [3].

Густина матеріалу ρ при температурі 20 °С складає 8100 кг/м³.

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу [5]:

T, K	$\sigma_{100}, \text{МПа}$
1173	310
1196	(255)
1255	(153)
1273	(128)

Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер [8].

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ розрахуємо за формулою

$$P_L = T (\lg \tau + C),$$

де T – температура випробувань, К; τ – час до руйнування, год; C – константа, яка для жароміцних нікелевих сплавів може бути прийнята рівною 20.

Розраховані значення зведемо до табл.2.2.1.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ				

Температура випробувань, К	Час до руйнування, год	Параметр Ларсона-Міллера	Границя тривалої міцності, МПа
1173	100	25806	310
1196	100	26312	255
1255	100	27610	153
1273	100	28006	128

Встановлена за допомогою спеціального програмного забезпечення аналітична залежність між границею тривалої міцності і параметром Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ:

$$\sigma_{\text{дл}} = 885610 - 0,56098 P_{\text{л}} + 8,9016410^{-6} \cdot (P_{\text{л}})^2.$$

Для розрахункової температури металу робочих лопаток та часу роботи $\tau = 30\,000$ годин визначимо параметр Ларсона-Міллера:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розн}} (\lg \tau + C) = 1224 (\lg 30000 + 20) = 29959.$$

За відомим значенням параметра Ларсона-Міллера за допомогою аналітичної формули розраховуємо необхідне значення границі тривалої міцності:

$$\sigma_{\text{дл}} = 247,1 \text{ МПа}.$$

4) Розрахунок робочих лопаток на міцність проводиться після термогазодинамічного розрахунку турбінного ступеня і виконаного профілювання лопаткового апарату, наслідком чого є побудова профілю досліджуваної робочої лопатки в трьох характерних перерізах: кореневому, середньому і периферійному (див. рис.3.2.2.).

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

- його ширину B_p , м;
- кут установки β_y , град;
- хорду b , м;
- найбільшу товщину δ , м;
- найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис.2.2.2.).

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

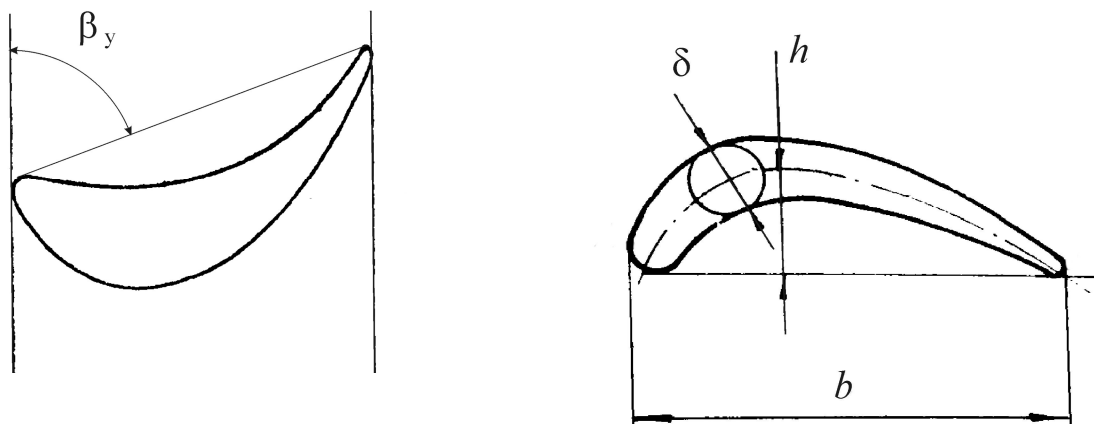


Рис. 23.2.2. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [12, с.236], кут установки профілю

$$\beta_y = 57,84 - 0,392\beta_1 + 0,822\beta_2 = 66,91.$$

Розмір хорди профілю

$$b = \frac{B_p}{\sin \beta_y}.$$

Найбільша товщина профілю δ зменшується по довжині лопатки в напрямку від кореневого перерізу до периферійного. На периферійному перерізі вона не повинна бути менше чотирьох відсотків від величини хорди профілю, тобто для даного перерізу

$$\delta \geq (0,040 \dots 0,045) b.$$

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

$$\delta \leq t_p (1 - \sin \beta_2),$$

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

$$\delta = (0,15 \dots 0,20) b.$$

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

$$h \approx (0,25 \dots 0,40) b.$$

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.2.2.3.

Таблиця 2.2.3.

Переріз	Ширина профілю, м	Кут уста- новки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбіль- ша товщи- на профілю, м	Найбіль- ша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	66,9	0,049	0,012	0,017	0,017	0,000253
Середній	61,4	0,054	0,008	0,019	0,019	0,000182
Периферійний	55,5	0,069	0,007	0,024	0,024	0,000203

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [12, с.236]:

$$F = 0,77 b \delta.$$

6) Знаходимо закон зміни площі поперечного перерізу робочої лопатки за висотою. Найчастіше для цього використовується формула типу

$$F = F_o - ax^m,$$

де $F_o = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.2.2.3.); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_n}{F_o - F_{cp}}}{\lg 2} = 0,491,$$

$$a = \frac{F_o - F_n}{l^m} = 1,69 \cdot 10^{-4},$$

де $F_{cp} = 5,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_n = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.2.2.3.).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_n = \frac{F_n}{F_o} = \frac{4,2 \cdot 10^{-4}}{7,5 \cdot 10^{-4}} = 0,799.$$

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

7) Напруження розтягу у профільній частині робочої лопатки від дії відцентрових сил визначаються за формулою

$$\sigma_p = \frac{C}{F},$$

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2 ; $C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_6$ – відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5500}{30} = 712 \text{ с}^{-1}.$$

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{po} = \frac{m + \mu_n}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] = 139,2 \text{ МПа}.$$

8) На стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірянням лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u-a$ та $\xi-\eta$ (рис.2.2.4.). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни у бік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

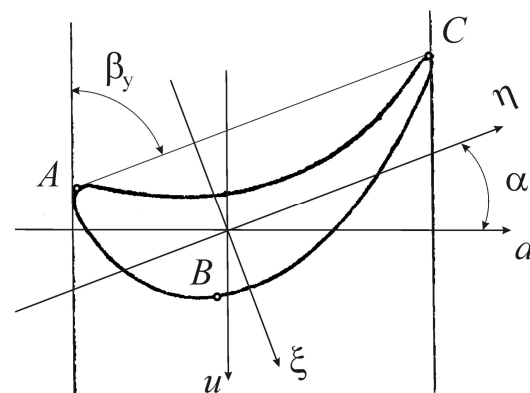


Рис.2.2.4. Розміщення координатних осей

Система координат $\xi-\eta$ формується головними осями інерції профілю лопатки. Вісь η (вісь мінімальної жорсткості) орієнтовно спрямована паралельно хорді профілю; вісь ξ (вісь максимальної жорсткості) перпендикулярна попередній і спрямована від коритця до спинки лопатки.

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,3 = 23,1^\circ,$$

Инов. № дубл.	Подпись и дата
Инов. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Подпись и дата
Инов. № подл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
-----	------	----------	--------	------	--------------------	------

де $\beta_y = 67,3^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.2.2.3.).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.2.2.4.). Для цього використовуємо формули [6, с.12]:

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

$$= -0,053 \frac{0,049 \cdot 0,012^3}{0,017} \left[1 + \left(\frac{0,017}{0,012} \right)^2 \right] = -8,20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\eta B} = 0,084 b \delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} =$$

$$= 0,084 \cdot 0,049 \cdot 0,012^2 \frac{1 + \left(\frac{0,017}{0,012} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,017}{0,012}} = 1,11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,049^2 \cdot 0,012 = -2,58 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066 b^2 \delta = 0,049 \cdot 0,049 \cdot 0,012 = 1,93 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,078$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,019$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,027$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.2.2.3.).

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

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{160}{77} (530,7 \cos 25 + 168,1 \cos 90) = 231,5 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{cp^2}}{z} l (p_1 - p_2) = 754,9 \text{ Н}.$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
ДП.142.6231м.01.ПЗ				Лист

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 509,0 \text{ H},$$

$$P_n = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 603,7 \text{ Н.}$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

$$\sigma_{\text{нoA}}^{\text{r}} = -\frac{P_{\xi}}{W_{\text{нA}}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi\text{A}}} \frac{l}{2} = 20,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :

$$\sigma_{noB}^r = -\frac{P_{\xi}}{W_{nB}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\varepsilon B}} \frac{l}{2} = -24,3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{noC}^r = -\frac{P_{\xi}}{W_{nC}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi C}} \frac{l}{2} = 49,4 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$\left| \sigma_{\text{HO}}^{\Gamma} \right| = 49,4 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{no}^r \right| = 139,2 + 0,2 \cdot 56 = 149.1 \text{ МПа},$$

де 139,2 МПа – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\text{ДЛ}}}{\sigma_{\Sigma}} = 1,66,$$

де $\sigma_{дл}$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

					Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)
					$\left \sigma_{\text{ио}}^{\Gamma} \right = 49,4 \text{ МПа.}$
					12) Сумарні напруження в кореновому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)
					$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{\text{ро}} + 0,2 \left \sigma_{\text{ио}}^{\Gamma} \right = 139,2 + 0,2 \cdot 56 = 149.1 \text{ МПа,}$
					де 139,2 МПа – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки (див. п.7).
					Запас міцності профільної частини робочих лопаток
					$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = 1,66,$
					де $\sigma_{\text{дл}}$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).
Ивн. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	
					ДП.142.6231м.01.ПЗ
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Лист

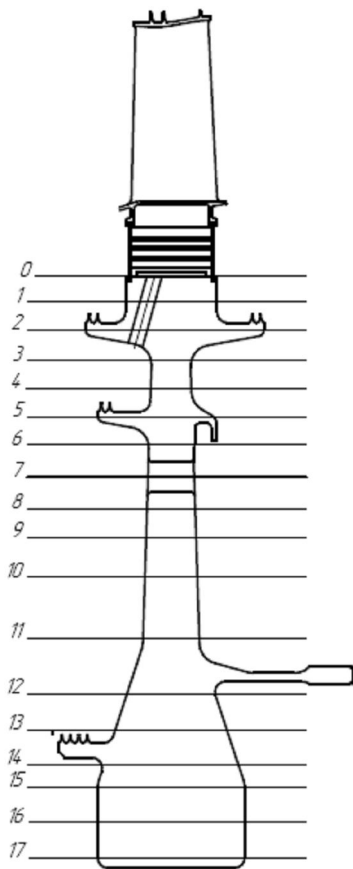
Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [7, с.29], становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист

2.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДИСКА ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ ЗА РУЙНІВНИМИ ОБЕРТАМИ

Розрахунок диска на міцність ведеться відповідно до методики визначення запасу міцності диска по оборотах, що його руйнують. Для нормально працюючих дисків запаси по обертам, що руйнують, складають $k_{\epsilon}^o = \frac{n_{разо}}{n} = 1,4 \dots 1,6$. Оскільки відцентрові сили пропорційні квадрату числа обертів, запас диска по граничному навантаженню дорівнює квадрату запасу по граничних обертах: $k_{\epsilon} = (k_{\epsilon}^o)^2 = 1,4^2 + 1,6^2 = 2 \dots 3$.

1) Виконуємо рисунок диска газової турбіни (рис.2.3.1).



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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

ДП.142.6231м.01.ПЗ

Лист

2) По даному рисунку визначаємо такі розміри, вважаючи, що пояс кріплення має прямокутну форму:

- товщину поясу кріплення $h_{кр} = 0,016$ м;
- радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,273$ м;
- зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,215$ м;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,07$ м.

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска. Перший перетин має індекс "0" ($j = 0$).

Оскільки ці перетини будуть використовуватися для чисельного інтегрування, то чим менше будуть між ними відстані, тим вище буде точність розрахунку.

3) Густина поясу кріплення

$$\rho_{кр} = 0,5 (\rho_l + \rho_d) = 0,5 (8120 + 8320) = 8220 \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_l = 8120 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу лопатки.

4) Осьовий момент інерції поясу кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,273^3 - 0,215^3}{3} \right) \cdot 0,016 = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6189}{30} = 647,7 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 6189$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від поясу кріплення

$$C_{кр} = 2 \pi \rho_{кр} \omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8220 \cdot 647,7^2 \cdot 5,5 \cdot 10^{-5} = 1203032 \text{ Н}.$$

7) Сумарна відцентрова сила, що діє на обід диска від маси робочих лопаток і поясу кріплення

$$C_{\Sigma} = z C_o + C_{кр} = 1669326 \text{ Н},$$

де $z = 88$ – число робочих лопаток на вінці; C_o – відцентрова сила в кореновому перерізі лопаток.

8) Комплекс

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ				Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_\Sigma}{2\pi} = \frac{1669326}{2 \cdot 3,14} = 265681 \text{ Н.}$$

9) Температура диска на його зовнішньому розрахунковому радіусі (при ялинковому кріпленні робочих лопаток)

$$T_a = T_{расч} - (50...100) = 1123 - 100 = 1023 \text{ К,}$$

де $T_{расч} = 1123 \text{ К}$ – розрахункова (з урахуванням охолодження) температура металу лопаток

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

$$T_i = (200..300) + 273 = 200 + 273 = 473 \text{ К.}$$

11) Розрахунок запасу міцності диска за руйнівними обертами проводиться чисельним методом за методикою, яка викладена в роботі [12], за допомогою формули

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

Розрахунок зведений у табл. 3.3.1.

При ступінчастій зміні товщини диска на одному радіусі проставлені два розрахункових перетини. Для кожного з них характерна своя товщина диска. Температура диска на довільному радіусі r може бути визначена по формулі

$$T = T_i + (T_a - T_i) \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2.$$

Для визначення границі міцності матеріалу ЭИ698-ВД залежно від температури T використовуємо формулу:

$$\sigma_\theta = 10726 + 0,3973 \cdot T - 6,128 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \text{ (МПа).}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ					Лист

Таблица 3.3.1

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	1	2	3	4	5	6
1.r, м	0,2158	0,21	0,2036	0,1964	0,1901	0,1834	0,1756
2.h, м	0,021	0,021	0,0411	0,0092	0,0093	0,0268	0,0105
3.t, °C	1029	986	940	891	850	809	765
4.σ _ε ,Па	832	869	905	940	967	993	1018
5.σ _ε h,Па м	17,48	18,24	37,18	8,65	9,00	26,60	10,69
6.2(σ _ε h) _{ср} , Н/м	17,48	35,73	55,43	45,83	17,65	35,60	37,29
7.(Δr/r), м	0	0,0029	0,0032	0,0036	0,0032	0,0033	0,0039
8.(σ _ε h) _{ср} ,Н	0	0,104	0,177	0,165	0,056	0,119	0,145
9.∫ ^{r_a} _r σ _ε h dr , Н	0	0,104	0,281	0,446	0,502	0,621	0,766
10.r ² , м ²	0,0466	0,0441	0,0415	0,0386	0,0361	0,0336	0,0308
11.r ² h, м ³	9,78E-04	9,26E-04	1,70E-03	3,55E-04	3,36E-04	9,01E-04	3,24E-04
12.2(r ² h) _{ср} , м ³	9,78E-04	1,90E-03	2,63E-03	2,06E-03	6,91E-04	1,24E-03	1,23E-03
13.(r ² h) _{ср} Δ r, м ⁴	0	5,52E-06	8,42E-06	7,41E-06	2,18E-06	4,15E-06	4,78E-06
14.∫ r ² h dr ,м ⁴	0	5,52E-06	1,39E-05	2,13E-05	2,35E-05	2,77E-05	3,24E-05
15.ρϖ ² ∫ r ² h dr ,Н	0	0,019	0,049	0,075	0,082	0,097	0,113
16.σ _a h _a r _a ² +ρϖ ² ·∫ r ² h dr ,Н	0,266	0,285	0,314	0,340	0,348	0,362	0,379
17.σ _ε [*] h [*] r [*] , Н	3,773	3,831	7,570	1,699	1,710	4,879	1,877
18.∫ ^{r_ε} _{r[*]} σ _d h dr +σ _ε [*] h [*] r [*] , Н	3,773	3,935	7,851	2,145	2,212	5,500	2,643
19.κ _ε ²	3,77	3,72	5,00	2,51	2,52	3,90	2,64

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

Позначення	Розрахунковий переріз					
	7	8	9	10	11	12
1. r , м	0,1697	0,1624	0,1558	0,1467	0,1326	0,1197
2. h , м	0,0106	0,0111	0,0115	0,012	0,0129	0,0203
3. t , $^{\circ}\text{C}$	733	696	666	627	576	538
4. σ_{θ} , Па	1035	1052	1066	1081	1098	1109
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	10,97	11,68	12,25	12,97	14,17	22,51
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	21,66	22,64	23,93	25,22	27,14	36,68
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0030	0,0037	0,0033	0,0046	0,0071	0,0065
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,064	0,083	0,079	0,115	0,191	0,237
9. $\int_r^{r_{\theta}} \sigma_{\theta} h dr$, Н	0,830	0,913	0,992	1,107	1,298	1,534
10. r^2 , м^2	0,0288	0,0264	0,0243	0,0215	0,0176	0,0143
11. $r^2 h$, м^3	3,05E-04	2,93E-04	2,79E-04	2,58E-04	2,27E-04	2,91E-04
12. $(r^2 h)_{cp}$, м^3	6,29E-04	5,98E-04	5,72E-04	5,37E-04	4,85E-04	5,18E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	1,86E-06	2,18E-06	1,89E-06	2,45E-06	3,42E-06	3,34E-06
14. $\int r^2 h dr$, м^4	3,43E-05	3,65E-05	3,84E-05	4,08E-05	4,42E-05	4,76E-05
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0,120	0,127	0,134	0,143	0,154	0,166
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	0,385	0,393	0,400	0,408	0,420	0,432
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	1,861	1,897	1,909	1,903	1,879	2,695
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	2,691	2,809	2,901	3,009	3,177	4,229
19. κ_{θ}^2	2,64	2,67	2,69	2,72	2,75	3,13

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист

Позначення	Розрахунковий переріз				
	13	14	15	16	17
1. r , м	0,1114	0,1036	0,0983	0,092	0,0824
2. h , м	0,0257	0,0315	0,0338	0,0338	0,0338
3. t , °C	518	503	494	486	477
4. σ_{θ} , Па	1114	1118	1119	1121	1123
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	28,63	35,20	37,83	37,89	37,95
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	51,14	63,83	73,03	75,72	75,84
7. $(\Delta r / r)$, м	0,0042	0,0039	0,0027	0,0032	0,0048
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,212	0,249	0,194	0,239	0,364
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	1,747	1,996	2,189	2,428	2,792
10. r^2 , м ²	0,0124	0,0107	0,0097	0,0085	0,0068
11. $r^2 h$, м ³	3,19E-04	3,38E-04	3,27E-04	2,86E-04	2,29E-04
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	6,10E-04	6,57E-04	6,65E-04	6,13E-04	5,16E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	2,53E-06	2,56E-06	1,76E-06	1,93E-06	2,47E-06
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	5,01E-05	5,27E-05	5,44E-05	5,64E-05	5,88E-05
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	0,175	0,184	0,190	0,197	0,205
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	0,441	0,450	0,456	0,462	0,471
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	3,189	3,647	3,719	3,486	3,127
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	4,936	5,643	5,908	5,914	5,919
19. K_{θ}^2	3,35	3,54	3,60	3,58	3,54

12) З таблиці 3.3.1 видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має перетин диска під № 3:

$$K_{\theta}^{\min} = 2,51.$$

13) Допустиме значення запасу міцності диска, згідно з [12, с.57], становить $[K_{\theta}] = 1,99$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_{\theta} \geq [K_{\theta}]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_{\epsilon}^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_{\epsilon}}{\rho_o}} = \frac{1}{647,7 \cdot 2,51} \sqrt{\frac{1123 \cdot 10^6}{8320}} = 0,226 \text{ м.}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
ДП.142.6231м.01.ПЗ				Лист

					ДП.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка конструкції та вибір параметрів ГТУ з утилізацією та ежекцією	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Борщов О.М.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГТУ З УТИЛІЗАЦІЄЮ ТА ЕЖЕКЦІЙНИМ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ГАЗУ

Одним з можливих напрямків підвищення ефективності і корисної потужності газотурбінних агрегатів є застосування перерозширення газу в турбінній частині цих агрегатів.

Відомо, що потужність турбінної частини прямопропорційна спрацьовуємому в ній теплоперепад, який являє собою різницю ентальпій газу до і після турбінної частини. Ентальпія, як характеристика потенційної енергії, функціонально залежить від тиску і температури. Чим більше тиск і температура, тим більше і ентальпія робочого тіла. Отже, для збільшення спрацьовуємого теплоперепад необхідно прагнути, з одного боку, до збільшення параметрів газу (тиску і температури) перед турбіною, а з іншого – до їх зменшення за турбіною.

Збільшення параметрів газу перед турбіною забезпечується конструктивними частинами ГТА, розташованими раніше. Тиск підвищується в компресорній частині при стисненні повітря; температура підвищується, головним чином, в камері згоряння за рахунок спалювання палива.

Розглянемо, від чого залежать параметри газу на виході з турбіни. В газотурбінних установках відкритого термодинамічного циклу, в яких викид відпрацьованих газів здійснюється в атмосферу, тиск на виході з турбінної частини ГТА встановлюється приблизно рівним атмосферному тиску. Він лише трохи більший цього значення на величину втрат тиску в газовипускному тракті. Газотурбінні агрегати відкритого циклу, в яких тиск на виході з турбіни з метою підвищення спрацьовуємого в ній теплоперепад організовується меншим, ніж атмосферний, отримали назву **агрегатів з перерозширенням газу в турбіні**.

ГТА з перерозширенням газу спрацьовують в турбіні значно більший теплоперепад, проте потребують додаткових конструктивних елементів для

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

викиду відпрацьованого газу в атмосферу, оскільки самостійно, без цих елементів, газ до неї вже вийти не може. Ці додаткові елементи повинні підвищити тиск газу до атмосферного (з урахуванням втрат тиску у випускному тракті).

У якості подібних додаткових дожимних пристроїв можливе використання:

- а) спеціальних компресорів (ексгаустерів);
- б) повітряноструйних ежекторів.

Необхідно сказати, що в обох випадках на функціонування дожимного пристрою буде витрачатися механічна енергія турбінної частини ГТА, що в значній мірі знижує позитивний ефект від перерозширення газу. Оскільки застосування перерозширення таким чином буде впливати на ефективність ГТА неоднозначно (з одного боку збільшувати потужність турбіни за рахунок більшого спрацьовуемого теплоперепаду, а з іншого боку зменшувати її внаслідок відбору потужності на привід дожимного пристрою), то вибір параметрів газотурбінного агрегату такого типу повинен проводитися шляхом серії оптимізаційних розрахунків з урахуванням конкретних особливостей його конструктивного виконання.

У даній роботі досліджується можливість створення газотурбінного агрегату з перерозширенням газу, який використовує в якості дожимного пристрою **повітряноструйний ежектор**. У ролі робочої речовини передбачається використання повітря, яке відбирається з проміжних ступенів компресорної частини самого ГТА. Як уже зазначалося, на функціонування даного пристрою буде витрачатися механічна енергія турбінної частини ГТА, оскільки відбиратися на ежекцію буде повітря, на стискання якого вже була витрачена механічна енергія.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1. БУДОВА ЕЖЕКЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ

Ежекційні пристрої використовуються в різних галузях техніки. Широке застосування (як водоструйні та пароструйні ежектори) вони отримали в паротурбінних установках для видалення повітря, яке проникає в конденсатор крізь нещільності.

Призначення ежекторних пристроїв паротурбінних установок – безперервне видалення повітря з конденсатора для підтримки в ньому розрідження (рис. 3.1).

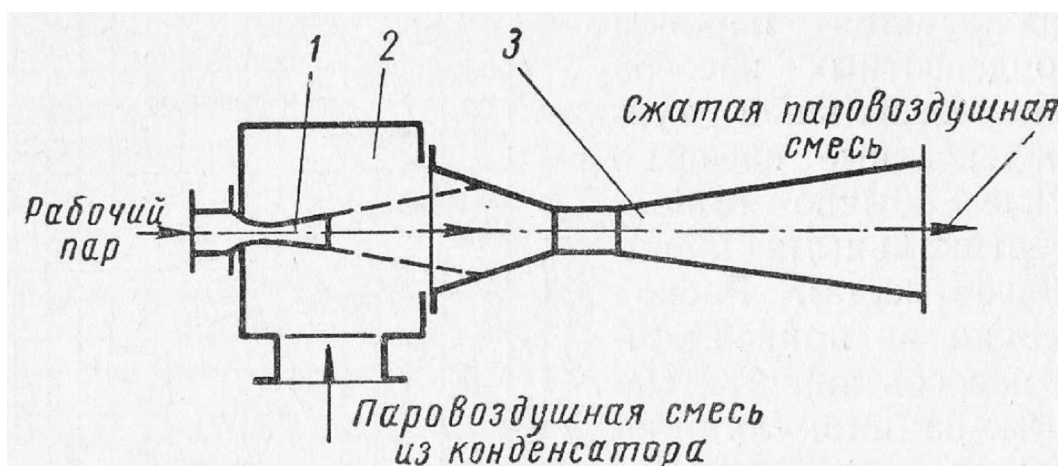


Рис. 3.1. Схема одноступеневого пароструйного ежектора:

1 – сопло; 2 – камера змішання; 3 – дифузор

Ежекторний пристрій, незалежно від конструкції і принципу дії, є компресором, який стискає пароповітряну суміш від тиску в камері всмоктування до тиску випуску, який дещо перевищує атмосферний тиск. Міра стиснення (тобто підвищення тиску) ежекторних пристроїв досить велика і становить зазвичай 15...40. Вихідними даними для вибору і розрахунку ежекторних пристроїв і оцінки їх роботи є витрата повітря, що відсмоктується, тиск відсмоктуваної суміші і її температура.

Водоструйні і пароструйні ежектори відносяться до великої групи "струменевих" приладів. Принцип їх дії один і той же, різниця тільки в робочому тілі. У першому випадку під тиском подається вода, а в другому – «робоча» або

«свіжа» пара. Робоче тіло (пара або вода) подається в сопло, в якому відбувається перетворення потенційної енергії тиску в кінетичну енергію струменя, причому тиск робочого тіла падає до тиску «всмоктування». Виходячи з сопла з великою швидкістю, ежектуючий струмінь робочого тіла захоплює з собою з камери, яка розташована навколо сопла і сполучена з конденсатором, ежектуєму пароповітряну суміш і здійснює її стиснення в дифузорі до атмосферного тиску або трохи вище.

В роботі водоструйного і пароструйного ежекторів є суттєва відмінність. У водоструйному апараті відбувається конденсація частини пари, оскільки температура води зазвичай нижча за температуру відсмоктуваної суміші, причому вміст пари і викидаємої в атмосферу суміші відповідає атмосферному тиску і температурі води на виході з ежектора і вона порівняно невелика. В результаті конденсації пари, охолодження повітря і переходу втрат кінетичної енергії при змішуванні в теплоту відбувається нагрів води. Але як видно і за експериментальними даними і за теоретичними розрахунками, нагрів води в водоструйному ежекторі настільки малий, що ним можна знехтувати. Пояснюється це, зокрема, тим, що вагова витрата води у багато разів більша, ніж кількість пари у відсмоктуваній суміші. Тому стиснення в водоструйному апараті можна вважати ізотермічним. З термодинаміки відомо, що при ізотермічному стисканні витрата енергії мінімальна. У пароструйному же ежекторі стиснення відбувається по адіабаті з підвищенням температури і більшою витратою енергії, ніж при ізотермічному стисканні. Зміст пари в сжимаємій суміші значно зростає за рахунок «робочої» пари. Ефективним методом підвищення економічності пароструйного ежектора є багатоступінчате стиснення з проміжним охолодженням пароповітряної суміші. Такий метод застосовується в компресорах з великою мірою стиснення повітря та інших газів, для зменшення питомого обсягу стискаемого газу. В результаті цього процес стиснення наближається до ізотермічного. При проміжному охолодженні пароповітряної суміші, яке здійснюється в холодильниках багатоступінчастого

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ежектора, виходить значно більший ефект, так як завдяки конденсації значної частини пари зменшується не тільки питомий обсяг, але і значно знижується вага, а отже, і загальний обсяг суміші, яка підлягає подальшому стисненню. При цьому також вдається зберегти конденсат здебільшого пари, а також її тепло. По викладеним міркуванням основні пароструйні ежектори, призначені для постійної роботи, роблять двоступінчастими (рис. 3.2), а для великих установок – тріступінчастими. Для охолодження використовується «основний» конденсат. Холодильники ежектора завжди розташовуються першими по ходу конденсату, де він має найнижшу температуру. Цим досягається збільшення кількості конденсованої в холодильниках пари, краще збереження конденсату і тепла пари і зменшення витрати робочої пари на другу і наступні ступені.

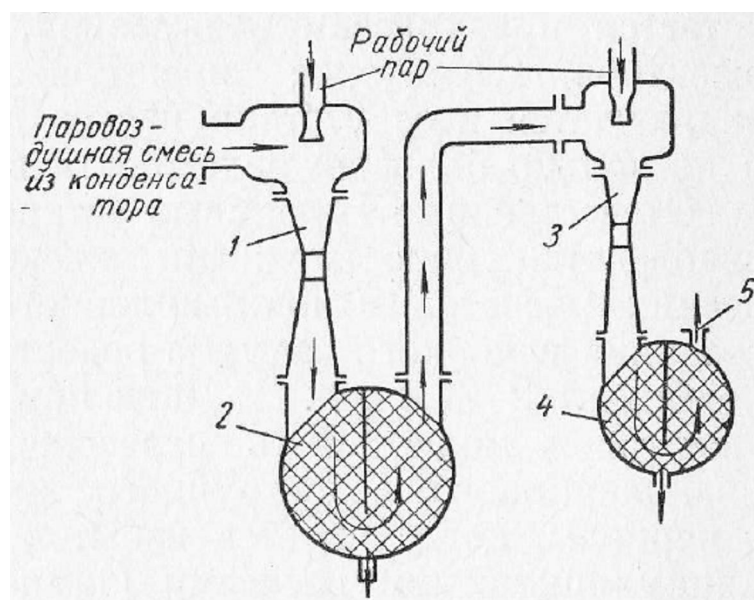


Рис. 3.2. Схема двоступеневого ежектора:

1 – перший ступінь; 2 – проміжний охолоджувач; 3 – другий ступінь; 4 – зовнішній охолоджувач; 5 – випускний патрубок

Холодильники ежектора можуть бути змішувального і поверхневого типів. Перші – простіші і компактніші, але через насичення повітрям конденсату його доводиться скидати назад в конденсатор для дегазації, внаслідок чого втрачається тепло підігріву. Тому у нас і за кордоном застосовуються зазвичай поверхневі холодильники пароструйних ежекторів.

Переваги пароструйних ежекторів полягають в компактності, простоті конструкції і обслуговування, надійності в роботі і можливості створити вакуум в короткий час (5-6 хв). Деяким недоліком є те, що при зменшенні кількості відсмоктуємого повітря подача робочого тіла (пари, води) залишається практично незмінною, через що знижується ККД ежектора. Деяка перевага пароструйних ежекторів полягає у відсутності насоса для подачі води, отже, в дещо більшій надійності в роботі.

Вітчизняні турбінні установки і більшість зарубіжних забезпечуються пароструйними ежекторами. В результаті теоретичних розрахунків і промислового досвіду виявлено можливість створення глибокого вакууму водоструйними ежекторами при напорі води всього 2-3 м вод. ст. Навіть при наявності у конденсатора парових ежекторів може бути доцільною паралельна установка низьконапірного водоструйного ежектора для використання його в періоди, коли є надлишок охолоджуючої води, яка подається циркуляційними насосами (зимовий час, мале навантаження станції). Це може зменшити витрату пари на власні потреби машинного залу, що підтверджується досвідом експлуатації електростанцій.

Конструкції пароструйних ежекторів

У паротурбінних установках, крім основних ежекторів, зазвичай є пусковий ежектор для створення початкового вакууму при підготовці турбіни до пуску, а також допоміжний ежектор для відсмоктування повітря з трубопроводів і насосів циркуляційної системи (при їх заповненні водою), з водяних барабанів конденсаторів, маслоохладителей, повітроохолоджувачів (при їх пуску) і т. п. Пусковий і допоміжний ежектори (рис. 3.3), які призначаються для короткочасної роботи, завжди одноступінчасті і розраховані на створення розрідження до 500-600 мм рт. ст. Ежектори мають простий пристрій (немає холодильників), тому при наявності пари вони завжди готові до роботи. Пуск

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ежекторів здійснюється відкриттям парового вентиля. Різні типи основних багатоступеневих ежекторів відрізняються один від іншого головним чином компонованням їх елементів і конструкцією холодильників. Пароструйні ежектори різних видів показані на рис. 3.4, 3.5 та 3.6.

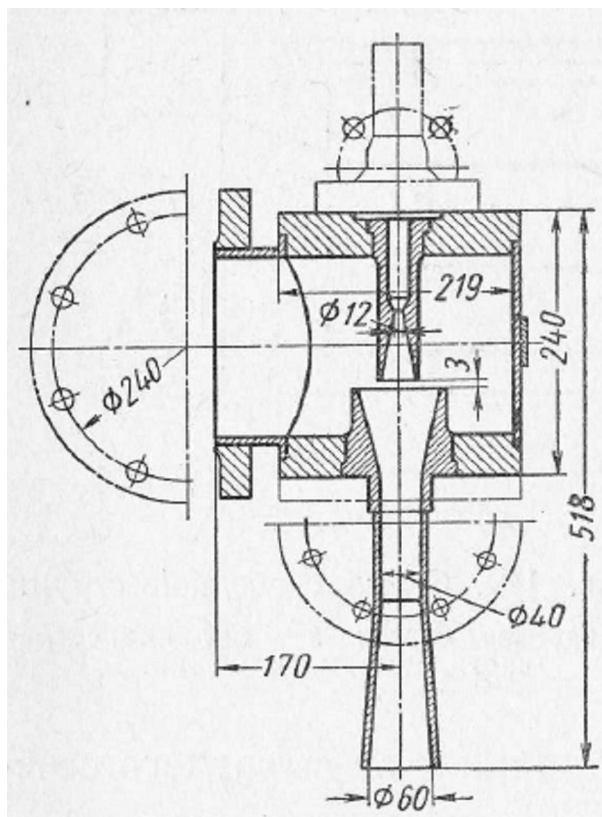


Рис. 3.3. Пусковий ежектор ВАТ "Силові машини" до турбін потужністю 50 та 100 МВт

Проточна частина кожного ступеня ежектора може розташовуватися або зовні відповідного холодильника (рис. 3.5) або ж поміщатися в паровому просторі холодильника (рис. 3.4 та 3.6). Холодильники окремих ступенів мають окремі корпуси (рис. 3.4) або поміщаються в одному загальному корпусі (рис. 3.5 та 3.6) з відповідними перегородками в паровому просторі і в водяних камерах. Існує певна тенденція для забезпечення компактності розміщувати багатоступінчастий ежектор, включаючи і соплову групу, в одному корпусі (рис. 3.6 та 3.7), в якому часто розташований і пусковий ежектор. Завдяки цьому в новітніх ежекторах ВАТ "Силові машини" для турбоустановок в 50 і 100 МВт

вага ежекторів зменшена в 4 рази, а займана ними площа – в 6 разів, у порівнянні з раніше застосовуваними конструкціями.

При конструюванні холодильника ежектора за основу можуть бути прийняті ті ж принципи, що і для регенеративних водо-підігрівачів низького тиску.

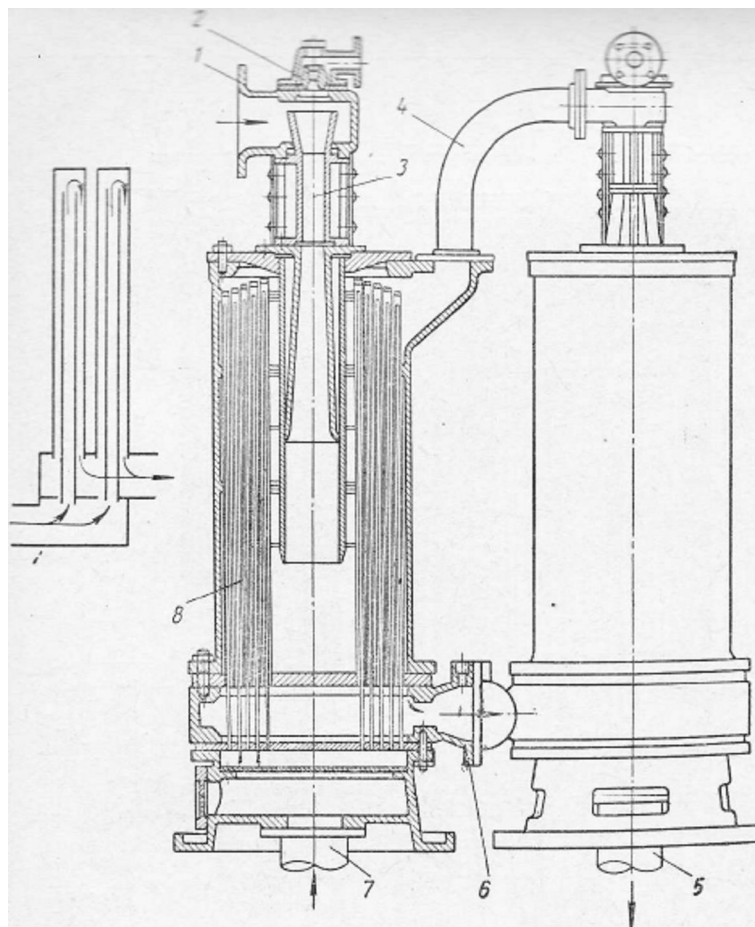


Рис. 3.4. Двоступеневий пароструйний ежектор з подвійними трубками:
1 – патрубок підведення повітря з конденсатора; 2 – парове сопло 1-го ступеня; 3 – дифузор; 4 – труба для перепуску повітря у 2-й ступінь; 5 – труба для випуску конденсату; 6 – патрубок для перепуску конденсату у 2-й ступінь; 7 – труба для підведення конденсату; 8 – подвійні трубки холодильника

Додатково потрібно враховувати наявність в суміші значної кількості повітря, що сильно знижує тепловіддачу з боку пари. Ефективним методом інтенсифікації, підвищення коефіцієнта теплопередачі, а отже, і створення компактних конструкцій є забезпечення високої швидкості суміші. Це викликає збільшення парового опору ежектора, отже, зниження температури суміші і

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температурного напору і роботу ежектора з більшою мірою стиснення, що обумовлює верхню межу швидкості пароповітряної суміші. На рис. 3.4 показаний загальний вид раніше дуже поширеного двоступеневого двухкорпусного ежектора з холодильниками з подвійних трубок. У першому місці охолоджуюча вода піднімається по внутрішніх трубках і йде, опускаючись, по кільцевій щілині між трубками. У другому рівні рух води зворотний. Застосування подвійних трубок в даному випадку недоцільно з тих самих міркувань, що й в «сальниковому» підігрівачі.

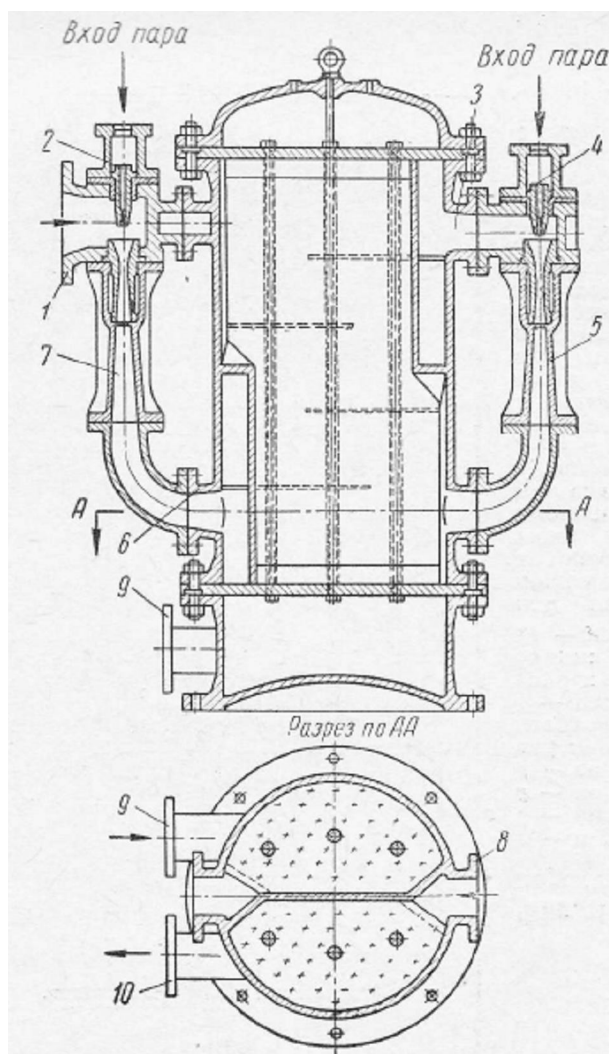


Рис. 3.5. Двоступеневий однокорпусний пароструйний ежектор з прямими трубками:

1 – патрубок підведення повітря з конденсатора; 2 – парове сопло 1-го ступеня; 3 – патрубок для входа повітря у 2-й ступінь; 4 – парове сопло 2-го ступеня; 5 – дифузор 2-го ступеня; 6 – патрубок для впуску суміші в 1-й холодильник; 7 – дифузор 1-го ступеня; 8 – патрубок для впуску суміші у 2-й холодильник; 9 – патрубок для впуску

конденсату; 10 – патрубок для випуску конденсату

У більш пізньої конструкції двоступеневого однокорпусного ежектора ВАТ "Силові машини" (рис. 3.5) трубки прямі, розвальцьовані з одного кінця і з сальниковим ущільненням з іншого. Між трубними дошками є анкерні зв'язки. Наявність сальників не тільки ускладнює конструкцію, але і обумовлює необхідність великого кроку розбивки трубок, через що не можна забезпечити достатньо високих швидкостей пари в міжтрубному просторі, а отже, і високих коефіцієнтів тепловіддачі з боку пари. Більш доцільною є конструкція холодильників з U-подібними трубками. Ці холодильники зараз широко застосовуються для дво- і триступневих ежекторів. Як приклад на рис. 3.6 показаний триступневий ежектор, застосовуваний для потужних турбін високого тиску ВАТ "Силові машини".

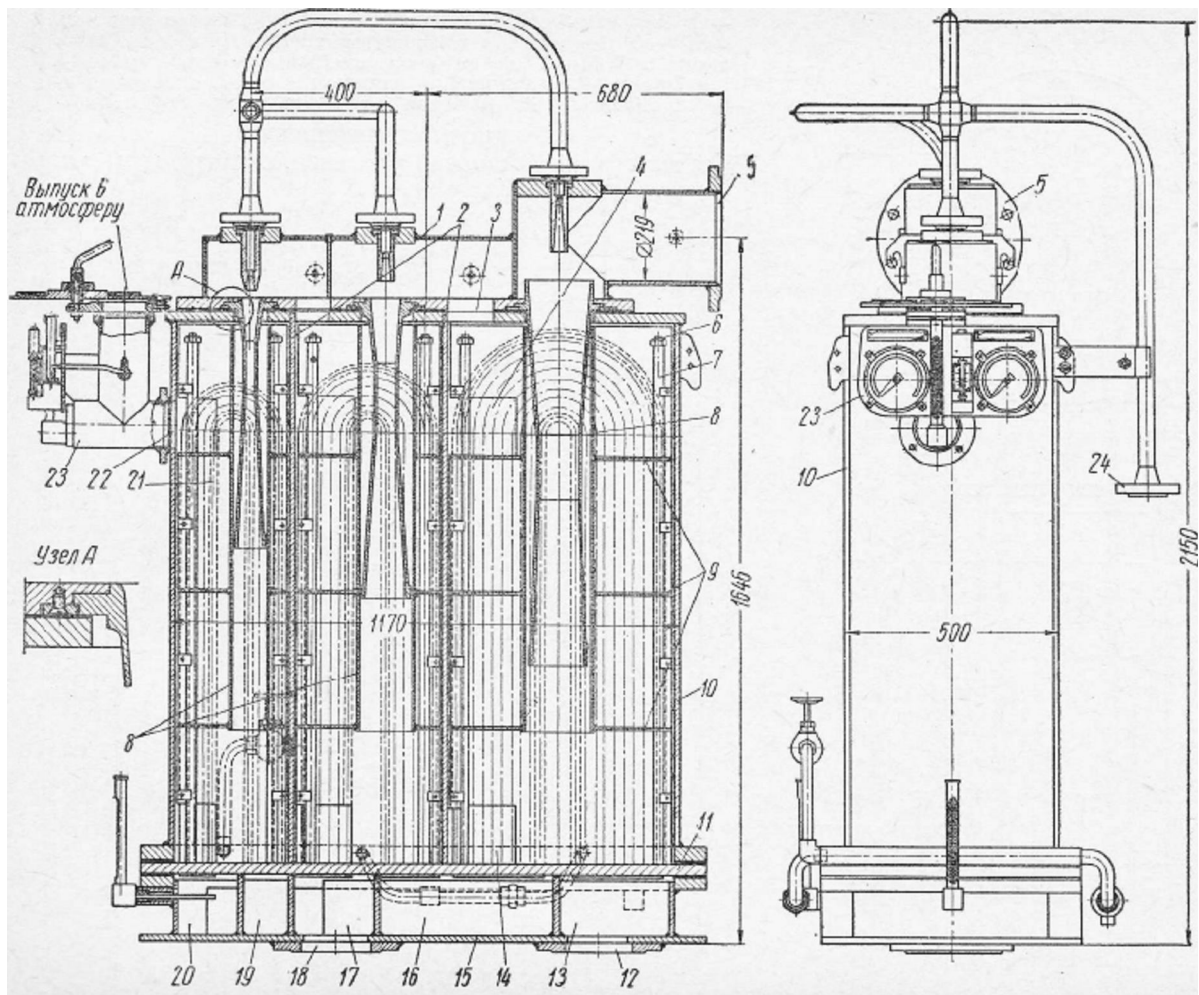


Рис. 3.6. Триступневий пароструйний ежектор ВАТ "Силові машини"

На рис. 3.7 схематично показано пристрій двоступеневого «ізотермічного» ежектора для суднових установок. Головна особливість конструкції – охолодження дифузорів зовні водою для зниження температури стисливої пароповітряної суміші і наближення процесу стиснення до ізотермічного з метою зменшення витрати енергії на стиснення. Проведені розрахунки цієї конструкції показують порівняно незначну ефективність охолодження суміші в диффузорах внаслідок малої швидкості охолоджуючої води.

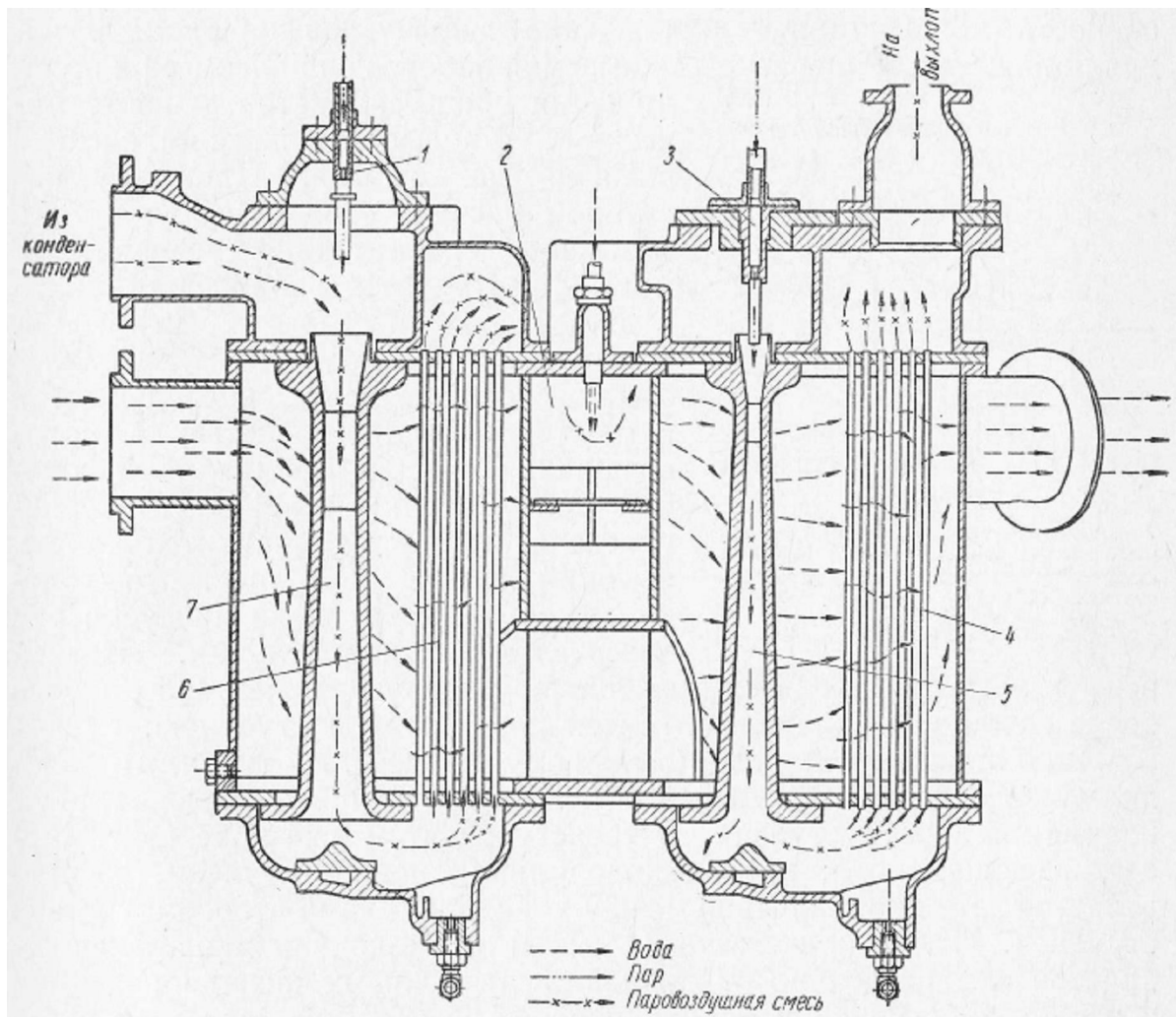


Рис. 3.7. Схема двоступеневого ізотермічного ежектора:

1 – сопло 1-го ступеня; 2 – змішувальний холодильник; 3 – сопло 2-го ступеня; 4 – поверхневий холодильник 2-го ступеня; 5 – дифузор 2-го ступеня; 6 – поверхневий холодильник 1-го ступеня; 7 – дифузор 1-го ступеня

В холодильниках обох ступенів вода рухається в міжтрубному просторі, а пароповітряна суміш в вертикальних трубах знизу вгору; коефіцієнт теплопередачі при цьому порівняно невисокий. Після поверхневого холодильника першої ступені передбачений змішувальний холодильник. Подача води в нього виробляється при великому навантаженні ежектора з метою більш глибокого охолодження суміші перед другим ступенем.

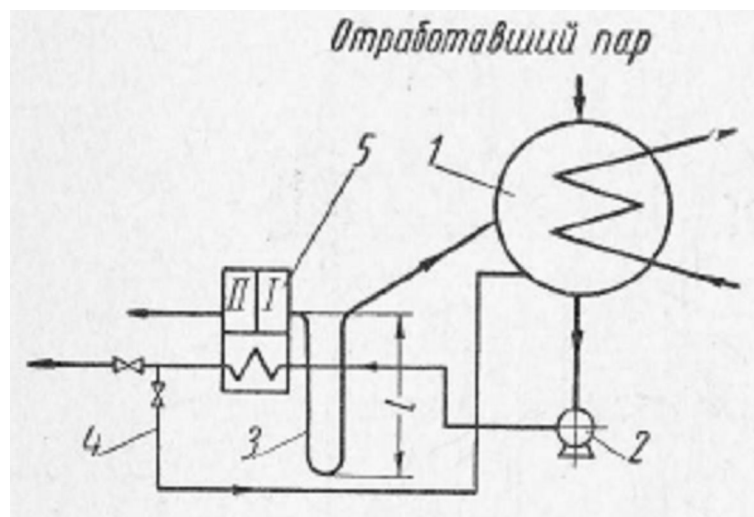


Рис. 3.8. Схема установки ежектора:

1 – конденсатор; 2 – конденсатний насос; 3 – сифонна трубка; 4 – лінія рециркуляції;
5 – ежектор

За охолоджуючої води (основного конденсату турбіни) холодильники окремих ступенів зазвичай включаються послідовно, починаючи з першого ступеня. У трехступенчатом ежекторі (рис. 3.6) охолоджуюча вода, пройшовши холодильник першого ступеня, розподіляється потім паралельно між холодильниками другої і третьої ступенів. Відведення конденсату (дренаж) з холодильників здійснюється або окремо від кожного ступеня або ж каскадно, починаючи з останньої сходинки і закінчуючи першою, з якої конденсат через сифонную трубку (рис. 3.8), яка використовується в якості водяного затвора, направляється в конденсатор. При пуску турбіни або її роботі з низьким навантаженням через малу кількість основного конденсату не забезпечується належне охолодження пароповітряної суміші і конденсація пари в холодильниках. В результаті вага і об'єм суміші, що надходить в наступні

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ступені ежектора, буде вище розрахункового, і робота ежектора порушиться («запарювання» ежектора). Для уникнення цього при установці ежекторів завжди передбачають лінію з вентилем для рециркуляції конденсату (рис. 3.8). При малих парових навантаженнях конденсатора відкриванням вентилля направляють конденсат після його виходу з холодильника останньому ступені назад в паровий простір конденсатора, де він охолоджується і, змішавшись з конденсатом знову надходження пара, прокачується конденсатні насосом через холодильники ежектора. У сучасних установках управління вентилем зазвичай автоматизується, причому імпульс для відкривання вентилля береться від температури конденсату на виході з зовнішнього холодильника останнього ступеня ежектора.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ГТУ З УТИЛІЗАЦІЄЮ ТА ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ГАЗУ В ТУРБІНІ

Компонування газотурбінного двигуна із повітряним ежектором, у якому здійснюється дотискання газу, наведене на рис. 3.9.

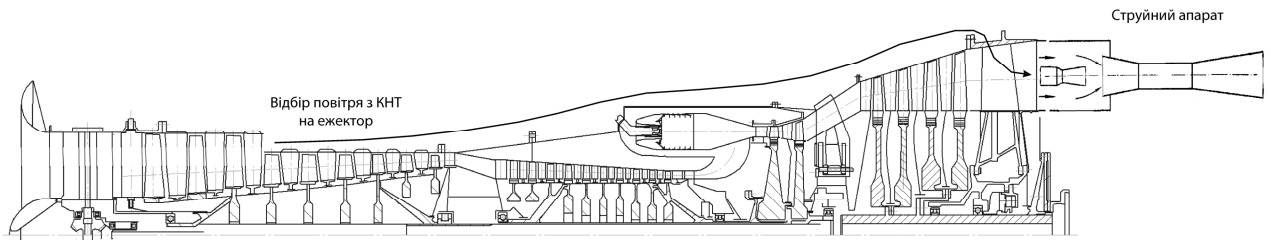


Рис. 3.9. Загальна будова ГТА з ежекційним перерозширенням газу в турбіні

Структурна схема проєктуємої газотурбінної установки наведена на рис.3.10.

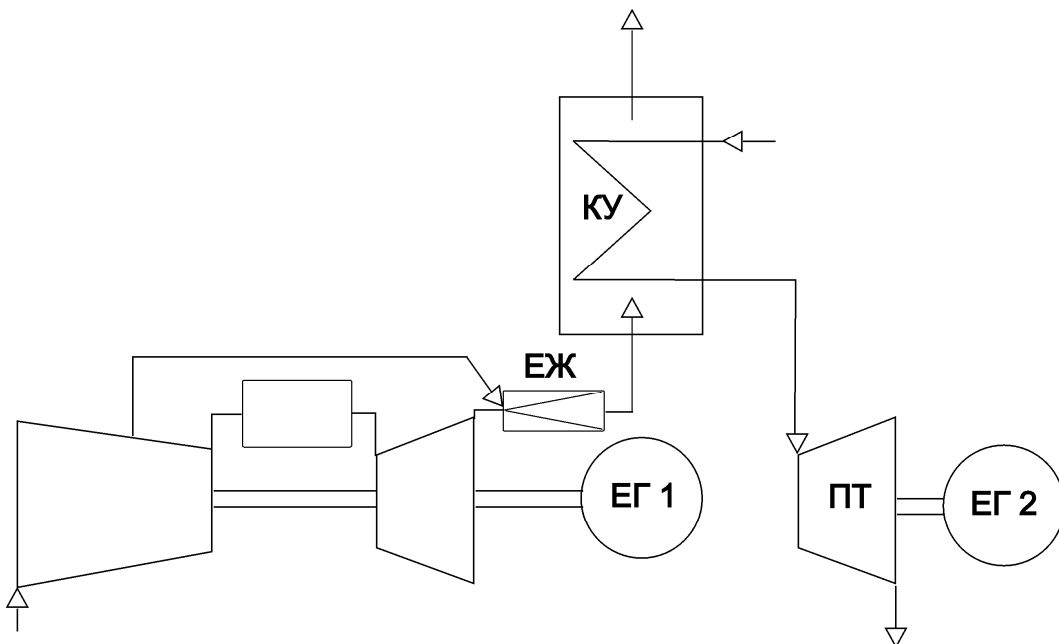


Рис.3.10. Структурна схема газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу в турбіні:

КУ – котел-утилізатор; ЕЖ – повітряний ежектор; ЕГ 1 та ЕГ 2 – електрогенератори; ПТ – парова турбіна

Створення данної ГТУ відбулося шляхом модифікування конструкції газотурбінної установки з утилізацією тепла одного тиску, розробленої у розділі 1 цієї роботи.

Відбір повітря на ежекційний пристрій здійснюється з проміжних ступенів компресорної частини ГТА. Повітряноструйний ежектор кільцевої форми розташований безпосередньо за силовою турбіною агрегата після стійки задньої опори.

Розрахунок повітряноструйного ежектора полягає у визначенні усіх його параметрів та необхідної витрати повітря. Проводити розрахунок ежектора будемо відповідно до методики, розробленої Є.Я. Соколовим та С.Ф. Коп'євим та викладеною в роботі:

Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок / С.С. Берман. – М.: ГНТИМЛ, 1976. – 427 с.

Основним положенням при розрахунку любого струйного апарату, у тому числі й проектуемого ежектора, є закон збереження кількості руху

$$G_{\text{еж}} w_{\text{еж}} + G_{\text{т3}} w_{\text{т3}} = (G_{\text{еж}} + G_{\text{т3}}) w_{\text{см}},$$

де $G_{\text{еж}}$ та $G_{\text{т3}}$ – витрати ежекційного повітря та випускного газу з силової турбіни, кг/с; $w_{\text{еж}}$ та $w_{\text{т3}}$ – швидкості цих речовин при вході до камери змішання, м/с; $w_{\text{см}}$ – швидкість суміші в камері змішання до входу в дифузор, м/с.

Важливе значення має параметр, який зветься **коефіцієнт ежекції** та є відношенням кількості випускного газу з силової турбіни до кількості повітря, яке витрачається на ежекцію:

$$u = \frac{G_{\text{т3}}}{G_{\text{еж}}}.$$

Приймемо для розрахунку схему розподілу тиску уздовж ежекційного пристрою, яка зображена на рис. 3.11. Тиск в камері змішання прийнятий постійним, хоча в дійсності він дещо збільшується. Для створення потрібної швидкості ежектуемого випускного газу при вході до камери змішання тиск $p_{\text{в}}$

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

в ній повинен бути нижчим, ніж тиск газу за силовою турбіною p_4 . Це зниження тиску в камері змішання характеризується коефіцієнтом β , який визначає швидкість $w_{тз}$ випускного газу перед змішанням:

$$\beta = \frac{p_4 - p_\beta}{p_5 - p_4},$$

тобто відношенням напору, витрачаємого на створення вхідної швидкості ежектуємої речовини, до напору, який створюється струйним апаратом.

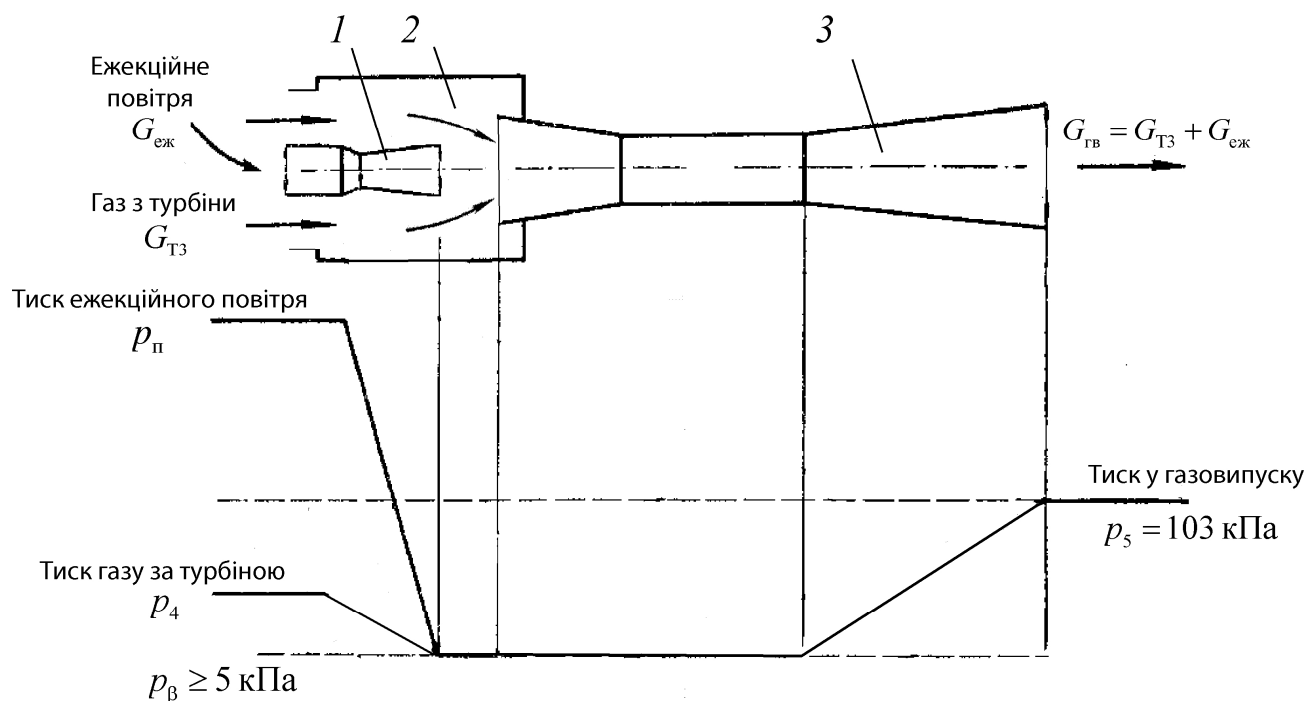


Рис. 3.11. Загальна будова та зміна тиску за рухом робочих речовин у повітряструйному ежекторі:

1 – сопло; 2 – камера змішання; 3 – дифузор

Стискання суміші повітря та випускних газів в ежекторі вважаємо ізоентропійним.

Коефіцієнт корисної дії усього ежектора може бути визначений як відношення використовуємої енергії до затраченої на ежекцію енергії, тобто

$$\eta_{\text{еж}} = \frac{G_{\text{тз}} h}{G_{\text{еж}} (H - h)} = \frac{u}{\frac{H}{h} - 1},$$

де $H = p_{\pi} - p_4$ – напор при витоку ежекційного повітря; $h = p_5 - p_4$ – напор, який створюється струйним апаратом.

Результати досліджень струйних апаратів в межах $u = 0,1 \dots 3,0$ та $\beta = 0 \dots 1$ наведені на рис. 3.12. В цих розрахунках прийняті значення параметрів, які відповідають добре виконаним апаратам, а саме:

- ККД сопла $\eta_1 = 0,95$ (зазвичай $0,95 \dots 0,97$);
- ККД входу до камери змішання $\eta_2 = 0,90$ (зазвичай $0,80 \dots 0,92$);
- ККД процесу змішання $\eta_{\chi} = 0,95$ (зазвичай $0,95 \dots 0,97$);
- ККД дифузору $\eta_3 = 0,80$ (зазвичай $0,70 \dots 0,85$).

Зазначені ККД характеризують втрати тиску при перетворенні енергії у різних частинах ежекційного пристрою.

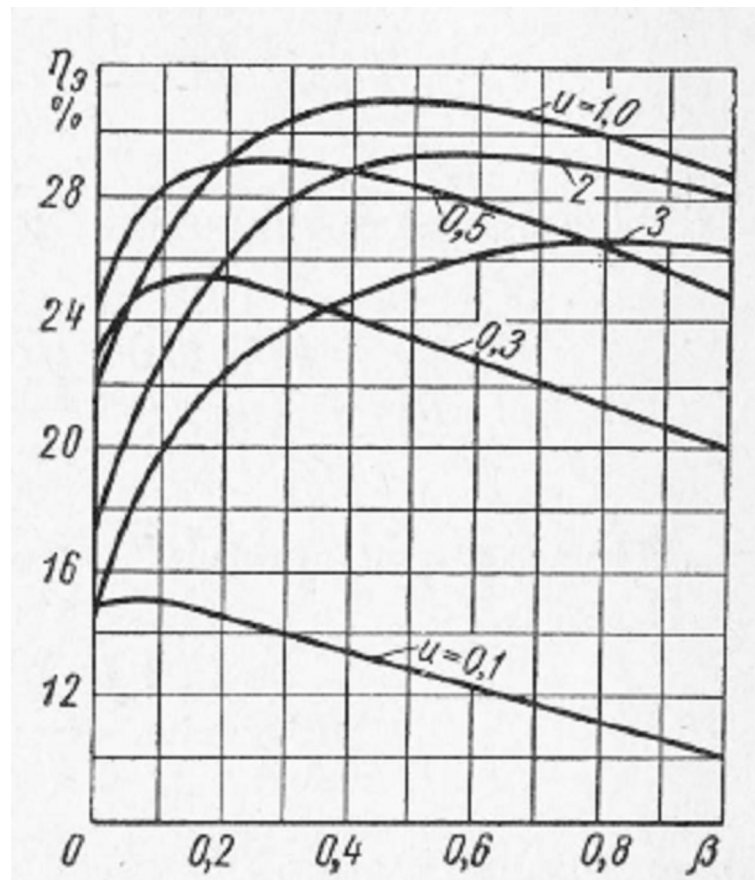


Рис. 3.12. Залежність ККД струйного ежектора від коефіцієнта ежекції u та коефіцієнта β

З рис. 3.12 можна зробити наступні висновки: оптимальні значення коефіцієнта β залежать від значень коефіцієнта ежекції u . Чим менше u , тим нижче повинно бути β . Графіки значень ККД ежектора досить пологі поблизу максимуму, що дозволяє при практичних розрахунках обирати оптимальні значення β , близькі до абсолютного максимуму, не користуючись кожного разу математичними розрахунками ККД ежектора.

Оптимальні значення параметрів для різних коефіцієнтів ежекції, які забезпечують максимальний ККД ежектора, згідно з рис. 3.12, зведені до табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Коефіцієнт ежекції u	Максимальний ККД ежектора $\eta_{\text{еж}}$	Оптимальне значення коефіцієнта β
0,1	0,151	0,08
0,3	0,255	0,15
0,5	0,291	0,25
1,0	0,310	0,45
2,0	0,293	0,57
3,0	0,266	0,81

Розроблена методика розрахунку газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу в турбіні наведена у табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Методика теплового розрахунку ГТУ з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу

Параметр	Спосіб визначення
Розрахунок газотурбінного агрегату	
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\text{к}\Sigma}$	Задається
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається

Параметр	Спосіб визначення
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Задається
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Задається
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [11]
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [11]
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається [11]
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається [11]
9. КВПТ у перехіднику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається [11]
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається [11]
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається [11]
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається [11]
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається [11]
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається [11]
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається [11]
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{\text{т3}}$	Приймається [11]
17. Механічний ККД турбін $\eta_{\text{мі}}$	Приймається [11]
18. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [11]
19. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідникової літератури
20. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідникової літератури
21. Потужність ГТА на клеммах генератора N_e , кВт	Задається
22. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\text{к2}}$	Приймається [11]
23. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\text{к1}}$	$\pi_{\text{к\Sigma}} / \pi_{\text{к2}}$
24. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{\text{зов}} \cdot v_{\text{вх}}$
25. Тиск газу перед газовипуском p_5 , МПа	$\frac{P_{\text{зов}}}{v_{\text{гв}}}$
26. Коефіцієнт ежекції u	Приймається

Параметр	Спосіб визначення
27. ККД струменевого ежектора $\eta_{\text{еж}}$	Обирається за графіком
28. Тиск газу за силовою турбіною p_4 , МПа	Приймається
29. Міра зростання тиску в ежекторі $\pi_{\text{еж}}$	$\frac{p_5}{p_4}$
30. Тиск повітря на вході в ежектор $p_{\text{п}}$, МПа	$\left[\frac{u}{\eta_{\text{еж}}} + 1 \right] (p_5 - p_4) + p_4$
31. Тиск повітря, забираємого на ежектор $P'_{\text{п}}$, МПа	$\frac{P_{\text{п}}}{(0,90 \dots 0,92)}$
32. Міра підвищення тиску в 1-й частині КНТ (до відбору) $\pi_{\text{к1.1}}$	$p'_{\text{п}} / p_1$
33. Міра підвищення тиску у 2-й частині КНТ (після відбору) $\pi_{\text{к1.2}}$	$\pi_{\text{к1}} / \pi_{\text{к1.1}}$
34. Показник ізоентропи для процесу в 1-й частині КНТ $k_{\text{п1.1}}$	$\frac{c_{\text{пн1}}}{c_{\text{пн1}} - R_{\text{п}}}$
35. Адіабатичний ККД 1-ї частини КНТ $\eta_{\text{к1.1}}$	$\frac{\pi_{\text{к1.1}}^{k_{\text{п1}}} - 1}{\pi_{\text{к1.1}}^{k_{\text{п1.1}} \eta_{\text{ак}}} - 1}$
36. Дійсний підігрів повітря в 1-й частині КНТ $\Delta T_{\text{к1.1}}$, К	$\frac{T_1 (\pi_{\text{к1.1}}^{k_{\text{п1}}} - 1)}{\eta_{\text{к1.1}}}$
37. Температура повітря за 1-ю частиною КНТ $T_{2.1.1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\text{к1.1}}$
38. Середня температура процесу підвищення тиску в 1-й частині КНТ $T_{\text{сер.к1}}$, К	$T_1 + \frac{\Delta T_{\text{к1}} \cdot \eta_{\text{к1}}}{2}$
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу в 1-й частині КНТ $c_{\text{пн1}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.к1}})$
40. Показник ізоентропи для процесу в 1-й частині КНТ $k_{\text{п1.1}}$	$\frac{c_{\text{пн1}}}{c_{\text{пн1}} - R_{\text{п}}}$
41. Показник ізоентропи для процесу у 2-й частині КНТ $k_{\text{п1.2}}$	$\frac{c_{\text{пн1}}}{c_{\text{пн1}} - R_{\text{п}}}$

Параметр	Спосіб визначення
42. Адіабатичний ККД 2-ї частини КНТ $\eta_{к1.2}$	$\frac{\pi_{к1.2}^{\frac{k_{п1.2}-1}{k_{п1.2}}}}{\pi_{к1.2}^{\frac{k_{п1.2}-1}{k_{п1.2}}}\eta_{ак}} - 1$
43. Дійсний підігрів повітря у 2-й частині КНТ $\Delta T_{к1.2}$, К	$\frac{T_{2.1.1}(\pi_{к1.2}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1.2}}} - 1)}{\eta_{к1.2}}$
44. Температура повітря за КНТ $T_{2.1}$, К	$T_{2.1.1} + \Delta T_{к1.2}$
45. Середня температура процесу підвищення тиску у 2-й частині КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{2.1.1} + \frac{\Delta T_{к1.2} \cdot \eta_{к1.2}}{2}$
46. Середня масова теплоємність повітря для процесу у 2-й частині КНТ $c_{рп1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$
47. Показник ізоентропи для процесу у 2-й частині КНТ $k_{п1.2}$	$\frac{c_{рп1}}{c_{рп1} - R_{п}}$
48. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2.1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$
49. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{рп1}}{c_{рп1} - R_{п}}$
50. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}}}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}}\eta_{ак}} - 1$
51. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1.2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$
52. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1.2} + \Delta T_{к2}$
53. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$
54. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{рп2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$

Параметр	Спосіб визначення
55. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{п2}}{c_{п2} - R_{п}}$
56. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1} \cdot v_{к}$
57. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$
58. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{p\gamma\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(t_{сер.кз}, \alpha = 1)$
59. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{pp} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(t_{сер.кз})$
60. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{pp} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(t_{сер.кз}^{вх})$
61. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{p2} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{p1} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p \cdot \eta_{кз} - \left[c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_1} \cdot (L_0 + 1) - c_{p1} \Big _{293}^{T_1} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$
62. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$
63. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{кз}$
64. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [11]
65. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T_3 - T_d > 100$
66. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T	Приймається 1,05...1,10
67. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$	Приймається
68. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{ох1} = \frac{G_{ох1}}{G_{к2}}$	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{ох1} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ох})} \left(\frac{T_3}{T_{ох}} \right)^{0.25} \cdot \beta_{т1}$
69. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3.2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$
70. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{ох2}$	Приймається [11]

Параметр	Спосіб визначення
71. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T'_{3.2} - T_d > 100$
72. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T	Приймається 1,05...1,10
73. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [11]
74. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТНТ $g_{ox2} = \frac{G_{ox2}}{G_{k2}}$	$a \cdot k_{т.н} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \cdot \frac{(T'_{3.2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3.2}}{T_{ox}} \right)^{0.25} \cdot \beta_{t2}$
75. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{k3} = \frac{G_{k3}}{G_{k2}}$	$1 - g_{ox1} - g_{ox2}$
76. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{t1} = \frac{G_{t1}}{G_{k2}}$	$(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{k3}$
77. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ $\beta_{t2} = \frac{G_{t2}}{G_{k2}}$	$\beta_{t1} + g_{ox1}$
78. Коефіцієнт витрати газу для ТН $\beta_{t3} = \frac{G_{t3}}{G_{k2}}$	$\beta_{t2} + g_{ox2}$
79. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha'_{k2} = \frac{G_{k2}}{G_{k1}}$	приймаємо з подальшим уточненням
80. Коефіцієнт витрати 2-ї частини КНТ $\alpha_{k1} = \frac{G_{k1.2}}{G_{k1}}$	$1 - \frac{\beta_{t3} \alpha_{k2}}{u}$
81. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{k2} = \frac{G_{k2}}{G_{k1}}$	$0,995 \cdot \alpha_{k1}$
82. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сер.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{k2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$
83. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ $c_{pг1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1}, \alpha)$
84. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{г1}$	$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_T}$

Параметр	Спосіб визначення
85. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{p2}}{\beta_{t1} \cdot c_{p1} \cdot \eta_{m1}}$
86. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{T1} , К	$C_2 \cdot \Delta T_{K2}$
87. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4.1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{T1}$
88. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*, \alpha)$
89. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{p1} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*)$
90. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.1}$, К	$\frac{\beta_{t1}}{(\beta_{t1} + g_{ox})} (T_3 - \Delta T_{T1}) + \frac{c_{p1} \Big ^{T_{4.1}^*} g_{ox}}{c_{p1} \Big ^{T_{4.1}^*} (\beta_{t1} + g_{ox})} \cdot T_{ox}$
91. Міра розширення газу у ТВТ π_{T1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{T1}}{T_3 \cdot \eta_{T1} - \Delta T_{T1}} \right)^{\frac{k_{c1}}{k_{c1}-1}}$
92. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{K3}$
93. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{T1}}$
94. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$
95. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.Т2}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot ((1 + \frac{1}{u}) \Delta T_{K1.1} + \Delta T_{K1.2})}{2 \cdot \eta_{m2}}$
96. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{p2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.Т2}, \alpha)$
97. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_{\Gamma}}$
98. Права частина формули балансу потужності для ТВТ A	$\frac{c_{p1} \Delta T_{K1.1}}{\alpha_{K2}} + \frac{c_{p1} \Delta T_{K1.2}}{0,995}$
99. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{T2} , К	$\frac{A}{c_{p2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$
100. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4.2}^?$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{T2}$

Параметр	Спосіб визначення
101. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big _{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*, \alpha)$
102. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{p1} \Big _{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$
103. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_2}{(\beta_2 + g_{ox2})} (T_{3.2} - \Delta T_{12}) + \frac{c_{p1} \Big _{T_{4.2}^*} g_{ox2}}{c_{p1} \Big _{T_{4.2}^*} (\beta_2 + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$
104. Міра розширення газу в ТНТ π_{T2}	$\left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{T2}}{T_{3.2} \cdot \eta_{T2} - \Delta T_{T2}} \right)^{\frac{k_{T2}}{k_{T2}-1}}$
105. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} \cdot v_{T1}$
106. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{T2}}$
107. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{T2}$
108. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$
109. Міра розширення газу в ТГ π_{T3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$
110. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{T1} + \Delta T_{T2}}{4}$
111. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$
112. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{г3}$	$\frac{c_{p23}}{c_{p23} - R_T}$
113. Температурний перепад у ТГ ΔT_{T3} , К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{T3}^{\frac{k_{г3}-1}{k_{г3}}}} \right) \cdot \eta_{T3}$
114. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{T3}$
115. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{T3}}{2 \cdot \eta_{T3}}$

Параметр	Спосіб визначення
116. ККД електрогенератора ГТД η_{Γ}	Вибирається з довідникової літератури
117. Питома потужність ГТД $N_{\text{питГТД}}$, кВт/(кг/с)	$c_{\text{ргз}} \cdot \Delta T_{\text{тз}} \cdot \beta_{\text{тз}} \cdot v_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{мі}} \eta_{\Gamma}$
118. Приведена витрата повітря через КВТ $G_{\text{к2пп}}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{\text{питГТД}}}$
119. Витрата повітря через КВТ $G_{\text{к2}}$, кг/с	$G_{\text{к2пп}} \cdot v_{\text{вх}}$
120. Витрата повітря через 1-у частину КНТ $G_{\text{к1}}$, кг/с	$\frac{G_{\text{к2}}}{\alpha_{\text{к2}}}$
121. Витрата повітря через 2-у частину КНТ $G_{\text{к1.2}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{к1}}$
122. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{\text{кз}}$, кг/с	$G_{\text{к2}} \cdot \alpha_{\text{кз}}$
123. Годинна витрата палива на двигун $G_{\text{нал}_{\text{год}}}$, кг/год	$g_{\text{пал}} \cdot G_{\text{кз}} \cdot 3600$
124. Витрата газу через ТВТ $G_{\text{т1}}$, кг/с	$\beta_{\text{т1}} \cdot G_{\text{к2}}$
125. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{\text{ох1}}$, кг/с	$G_{\text{к2}} \cdot g_{\text{ох1}}$
126. Витрата газу через ТНТ $G_{\text{т2}}$, кг/с	$\beta_{\text{т2}} \cdot G_{\text{к2}}$
127. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{\text{ох2}}$, кг/с	$G_{\text{к2}} \cdot g_{\text{ох2}}$
128. Витрата газу через ТГ $G_{\text{т3}}$, кг/с	$\beta_{\text{т3}} \cdot G_{\text{к2}}$
129. Витрата повітря з КНТ на ежекцію $G_{\text{еж}}$, кг/с	$G_{\text{т3}} / u$
130. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{\text{гв}}$, кг/с	$G_{\text{гв}} = G_{\text{т3}} + G_{\text{еж}}$
131. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{\text{нал}_{\text{год}}} / N_e$
132. ККД ГТА на клеммах генератора η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$
133. Коефіцієнт швидкості потоку через змішанням в ежекторі β	Приймаємо за графіком
134. Тиск на вході до камери змішання ежектора p_{β} , МПа	$p_4 - \beta(p_5 - p_4)$

Параметр	Спосіб визначення
135. Середня масова теплоємність продуктів згоряння на виході з ТГ C_{pg} , кДж/(кг·К)	$f(T_4, \alpha)$
136. Середня масова теплоємність повітря, відбираємого на ежекцію c_{pn} , кДж/(кг·К)	$f(T_{2.1.1})$
137. Температура суміші до стискання в ежекторі T_{cm} , К	$\frac{uc_{pg}T_4 + c_{pn}T_{2.1.1}}{c_{pn} + uc_{pg}}$
138. Температура суміші після стискання в ежекторі T_5 , К	$T_{cm} \pi_{ej}^{\frac{k-1}{k}}$
Розрахунок котла-утилізатора для генерування пари одного тиску	
1. Витрата газів через котел-утилізатор G_r , кг/с	З розрахунку ГТА
2. Температура газів за ГТД Θ_d , °С	З розрахунку ГТА
3. Мінімальний температурний напор на вході в котел-утилізатор δt_1 , °С	Приймаємо 40...50
4. Температура генеруємої пари t_0 , °С	$\Theta_d - \delta t_1$
5. Тиск генеруємої пари p_0 , МПа	Приймаємо 3...5
6. Ентальпія генеруємої пари h_0 , кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °С	Приймаємо 55...65
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{п.в}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{п.в})$
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °С	Приймаємо 8...15
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s , °С	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$

Параметр	Спосіб визначення
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1 , кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{\text{эк}}$, °C	$t_s + \delta t_{\text{эк}}$
14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{\text{пр}} \left \begin{smallmatrix} \Theta_{\text{эк}} \\ \Theta_d \end{smallmatrix} \right.$, кДж/(кг·K)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta_{\text{эк}}) + 273\alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)
15. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	$\frac{G_{\text{г}} c_{\text{пр}} \left \begin{smallmatrix} \Theta_{\text{эк}} \\ \Theta_d \end{smallmatrix} \right. (\Theta_d - \Theta_{\text{эк}})}{h_0 - h_{\text{эк}}}$
16. Температура газів за пароперегрівом Θ'_1 , °C	Приймаємо з наступним уточненням
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{\text{пр}} \left \begin{smallmatrix} \Theta'_1 \\ \Theta_d \end{smallmatrix} \right.$, кДж/(кг·K)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta'_1) + 273\alpha)$
18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1 , °C	$\Theta_d - \frac{G_{\text{п}} (h_0 - h_1)}{G_{\text{г}} c_{\text{пр}} \left \begin{smallmatrix} \Theta'_1 \\ \Theta_d \end{smallmatrix} \right.}$
19. Перевірка умови	$ \Theta_1 - \Theta'_1 \leq 5$. При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_1 в п.16
20. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{\text{ух}}$, °C	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_s

Параметр	Спосіб визначення
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pg} \Big _{\Theta_{\text{эк}}'}^{\Theta_{\text{ух}}'}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_{\text{эк}} + \Theta_{\text{ух}}') + 273\alpha)$
22. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{\text{ух}}$, °С	$\Theta_{\text{эк}} - \frac{G_{\text{п}} (h_{\text{эк}} - h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}} c_{pg} \Big _{\Theta_{\text{ух}}'}^{\Theta_{\text{ух}}'}}$
23. Перевірка умови	$ \Theta_{\text{ух}} - \Theta_{\text{ух}}' \leq 5$. При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta_{\text{ух}}'$ в п.20
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{ух}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta_{\text{ух}}) + 273\alpha)$
25. Температура навколишнього середовища $\Theta_{\text{н}}$, °С	З розрахунку ГТА
26. Середня теплоємність газів $c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{н}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0,5(\Theta_d + \Theta_{\text{н}}) + 273\alpha)$
27. ККД котла-утилізатора $\eta_{\text{ку}}$	$\frac{c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{ух}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{ух}})}{c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{н}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{н}})}$
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{ку}}$, кВт	$G_{\text{г}} c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{ух}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{ух}})$
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{\text{пп}}$, кВт	$G_{\text{г}} c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_1'} (\Theta_d - \Theta_1')$
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\overline{Q}_{\text{пп}}$	$Q_{\text{пп}} / Q_{\text{ку}}$
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{\text{эк}}$, кВт	$G_{\text{г}} c_{pg} \Big _{\Theta_{\text{ух}}'}^{\Theta_{\text{эк}}'} (\Theta_{\text{эк}}' - \Theta_{\text{ух}}')$
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{\text{эк}}$	$Q_{\text{эк}} / Q_{\text{ку}}$
33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{\text{исп}}$, кВт	$Q_{\text{ку}} - Q_{\text{пп}} - Q_{\text{эк}}$

Параметр	Спосіб визначення
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\bar{Q}_{\text{исп}}$	$Q_{\text{исп}} / Q_{\text{ку}}$
Розрахунок параметрів парової турбіни	
1. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	Див. п. 15 табл. 3.1
2. Температура генеруємої пари t_0 , °C	Див. п. 4 табл. 3.1
3. Тиск генеруємої пари p_0 , МПа	Див. п. 5 табл. 3.1
4. Ентальпія генеруємої пари h_0 , кДж/кг	Див. п. 6 табл. 3.1
5. Питомий об'єм генеруємої пари v_0 , м ³ /кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$
6. Ентропія генеруємої пари s_0 , кДж/(кг·K)	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$
7. Тиск пари між 1-ю і 2-ю частинами турбіни $p_0^{\text{н.д}}$, МПа	Приймаємо рівним $0,1 p_0$
8. Ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в 1-й частині турбіни $h_{1\text{т}}^{\text{в.д}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(s_0, p_0^{\text{н.д}})$
9. Ізоентропійний теплоперепад в 1-й частині турбіни $\Delta H_0^{\text{в.д}}$, кДж/кг	$h_0 - h_{1\text{т}}^{\text{в.д}}$
10. Відносний внутрішній ККД 1-ї частини турбіни $\eta_{0\text{i}}^{\text{в.д}}$	Приймаємо з наступним уточненням
11. Внутрішній теплоперепад в 1-й частині турбіни $\Delta H_i^{\text{в.д}}$, кДж/кг	$\Delta H_0^{\text{в.д}} \cdot \eta_{0\text{i}}^{\text{в.д}}$
12. Ентальпія пари в кінці дійсної течії в 1-й частині турбіни $h_z^{\text{в.д}}$, кДж/кг	$h_0 - \Delta H_i^{\text{в.д}}$
13. Питомий об'єм пари в кінці дійсної течії в 1-й частині турбіни $v_z^{\text{в.д}}$, м ³ /кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(h_z^{\text{в.д}}, p_0^{\text{н.д}})$

Параметр	Спосіб визначення
14. Коефіцієнт урахування вологості пари $k_{\text{вл}}$	Вважаємо, що 1-а частина турбіни працює на перегрітій парі, тому $k_{\text{вл}} = 1,0$
15. Середнє значення питомого об'єму пари v_{cp} , $\text{м}^3/\text{кг}$	$\sqrt{v_0 v_z^{\text{в.д}}}$
16. Відносний внутрішній ККД 1-ї частини турбіни $\eta_{0i}^{\text{в.д}}$	$\left(0,92 - \frac{0,2}{G_{\text{п}} v_{\text{cp}}}\right) \cdot \left[1 + \frac{\Delta H_0^{\text{в.д}} - 700}{20000}\right] k_{\text{вл}}$
17. Перевірка умови	$ \eta_{0i}^{\text{в.д}} - \eta'_{0i}{}^{\text{в.д}} \leq 0,005$. При невиконанні умови уточнюється значення $\eta'_{0i}{}^{\text{в.д}}$ в п. 10
18. Ентальпія пари на вході у 2-у частину турбіни $h_0^{\text{н.д}}$, кДж/кг	Дорівнює $h_z^{\text{в.д}}$
19. Температура пари на вході у 2-у частину турбіни $t_0^{\text{н.д}}$, $^{\circ}\text{C}$	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0^{\text{н.д}}, h_0^{\text{н.д}})$
20. Ентропія пари на вході у 2-у частину турбіни $s_0^{\text{н.д}}$, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0^{\text{н.д}}, h_0^{\text{н.д}})$
21. Тиск в конденсаторі $p_{\text{к}}$, кПа	Приймаємо 3,5...5,0
22. Ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в 2-й частині турбіни $h_{2t}^{\text{н.д}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(s_0^{\text{н.д}}, p_{\text{к}})$
23. Ізоентропійний теплоперепад у 2-й частині турбіни $\Delta H_0^{\text{н.д}}$, кДж/кг	$h_0^{\text{н.д}} - h_{2t}^{\text{н.д}}$
24. Відносний внутрішній ККД 2-ї частини турбіни $\eta'_{0i}{}^{\text{н.д}}$	Приймаємо з наступним уточненням

Параметр	Спосіб визначення
25. Внутрішній теплоперепад у 2-й частині турбіни $\Delta H_i^{н.д}$, кДж/кг	$\Delta H_0^{н.д} \cdot \eta'_{0i}^{н.д}$
26. Ентальпія пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни h_k , кДж/кг	$h_0^{н.д} - \Delta H_i^{н.д}$
27. Питомий об'єм пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни v_k , м ³ /кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(h_k, p_k)$
28. Міра сухості пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни x_k	За таблицями води і водяної пари, як $f(h_k, p_k)$
29. Витрата пари через конденсатор G_k , кг/с	Дорівнює G_{π}
30. Втрати енергії з вихідною швидкістю з останнього ступеня турбіни $\Delta H_{вс}$, кДж/кг	За рис. 2.15, як $f(G_k \cdot v_k)$
31. Ентальпія на вході в область вологої пари $h_{вл}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(s_0^{н.д}, x=1)$, де x – міра сухості пари
32. Ізоентропійний теплоперепад в області вологої пари $\Delta H_0^{вл}$, кДж/кг	$h_{вл} - h_{2t}^{н.д}$
33. Коефіцієнт урахування вологості пари $k_{вл}$	$1 - 0,36(1 - x_k) \frac{\Delta H_0^{вл}}{\Delta H_0^{н.д}}$
34. Відносний внутрішній ККД 2-ї частини турбіни $\eta_{0i}^{н.д}$	$0,87 \left(1 + \frac{\Delta H_0^{н.д} - 400}{10000} \right) k_{вл} - \frac{\Delta H_{вс}}{\Delta H_0^{н.д}}$
35. Перевірка умови	$ \eta_{0i}^{н.д} - \eta'_{0i}^{н.д} \leq 0,005$. При невиконанні умови уточнюється значення $\eta'_{0i}^{н.д}$ в п. 24
36. Внутрішня потужність парової турбіни N_i , кВт	$G_{\pi} (\Delta H_0^{в.д} \eta_{0i}^{в.д} + \Delta H_0^{н.д} \eta_{0i}^{н.д})$
37. Наявна потужність парової турбіни N_0 , кВт	$G_{\pi} (\Delta H_0^{в.д} + \Delta H_0^{н.д})$

Параметр	Спосіб визначення
38. Відносний внутрішній ККД парової турбіни η_{0i}	$\frac{N_i}{N_0}$
Розрахунок показників газотурбінної установки	
1. Механічний ККД паротурбогенератора η_m	Приймаємо рівним 0,99
2. ККД електрогенераторів $\eta_{\text{ег}}$	З розрахунку ГТА
3. Внутрішня потужність парової турбіни N_i , кВт	Див. п. 36 табл. 2.2
4. Тепло, віддане газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{газ}}$, кВт	Див. п. 28 табл. 2.1
5. Абсолютний внутрішній ККД паротурбінної установки $\eta_i^{\text{пту}}$	$\frac{N_i}{Q_{\text{газ}}}$
6. ККД котла-утилізатора $\eta_{\text{ку}}$	Див. п. 27 табл. 2.1
7. Абсолютний електричний ККД паросилової установки $\eta_{\text{э}}^{\text{псу}}$	$\eta_i^{\text{пту}} \eta_{\text{ку}} \eta_m \eta_{\text{ег}}$
8. Електрична потужність газотурбінного агрегату $N_e^{\text{гта}}$, кВт	З розрахунку ГТА
9. Електрична потужність парогазової установки $N_{\text{э}}^{\text{пгу}}$, кВт	$N_e^{\text{гта}} + N_i \eta_m \eta_{\text{ег}}$
10. Електричний ККД газотурбінного агрегату $\eta_e^{\text{гта}}$	З розрахунку ГТА
11. Тепло, підведене в камеру згоряння газотурбінного агрегату $Q_{\text{кс}}$, кВт	$\frac{N_e^{\text{гта}}}{\eta_e^{\text{гта}}}$
12. Абсолютний електричний ККД парогазової установки $\eta_{\text{э}}^{\text{пгу}}$	$\frac{N_{\text{э}}^{\text{пгу}}}{Q_{\text{кс}}}$

3.3. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ГТУ

Теплові розрахунки газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу в турбіні будемо проводити відповідно до розробленої методики (див. розділ 3.2) при деяких змінних початкових параметрах. Буде дискретно варіюватися:

- 1) коефіцієнт ежекції u (приймаємі значення – 0,3; 1,0 та 3,0);
- 2) тиск за силовою турбіною p_4 – *глибина перерозширення* (приймаємі значення – 20, 40, 60, 80 та 100 кПа)¹.

Кожному приймаємому значенню коефіцієнта ежекції u відповідали максимальне значення ККД ежектора $\eta_{\text{ек}}$ та оптимальне значення коефіцієнта β , які обирались з табл. 3.1.

Розрахунки обмежувалися мінімальним значенням тиску в камері змішання ежекційного пристрою $p_\beta = 5$ кПа.

Відповідно до цього мінімальний тиск газу на виході з турбінної частини:

$$p_4^{\min} = \frac{p_\beta + \beta p_5}{1 + \beta}.$$

Цей параметр становив:

- для коефіцієнта ежекції $u = 0,3$: $p_4^{\min} = 17,7$ кПа;
- для коефіцієнта ежекції $u = 1,0$: $p_4^{\min} = 35,3$ кПа;
- для коефіцієнта ежекції $u = 3,0$: $p_4^{\min} = 48,6$ кПа.

Втрати тиску ежекційного повітря на шляху від місця відбору у компресорі до ежектора приймалися рівними 10 %.

Параметри, безпосередньо не пов'язані з роботою ежекційного пристрою, приймалися такими ж як і для газотурбінної установки, спроектованої у розділі 1 цієї ж роботи.

¹ Атмосферний тиск за стандартних умов становить 101 кПа.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У всіх варіантах розрахунок проводився для однакової потужності газотурбінного агрегата на клеммах генератора 25 МВт, однакових початкової температури газу за камерою згоряння 1500 К та міри підвищення тиску у компресорі $\pi_k = 19$. У ролі палива використовувався природний газ з теплотворною здатністю 50 032 кДж/кг.

Параметри утилізаційного контура одного тиску в усіх варіантах приймалися такими:

тиск генеруємої пари – 3,0 МПа;

мінімальний температурний напор на вході в котел-утилізатор – 40 К;

температура живильної води на вході в котел-утилізатор – 60 °С;

мінімальний температурний напір перед економайзером – 10 К;

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4. АНАЛІЗ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Використовуючи одержані у розділі 3.3 результати розрахунків, будуємо графічні залежності найбільш важливих параметрів від тиску за силовою турбіною газотурбінного агрегату p_4 . На даних графіках для порівняння також вказуємо значення відповідних параметрів для базової газотурбінної установки з утилізацією тепла, розрахованої у розділі 1 цієї ж роботи.

Графічні залежності наведені на рис. 3.13 – 3.20.

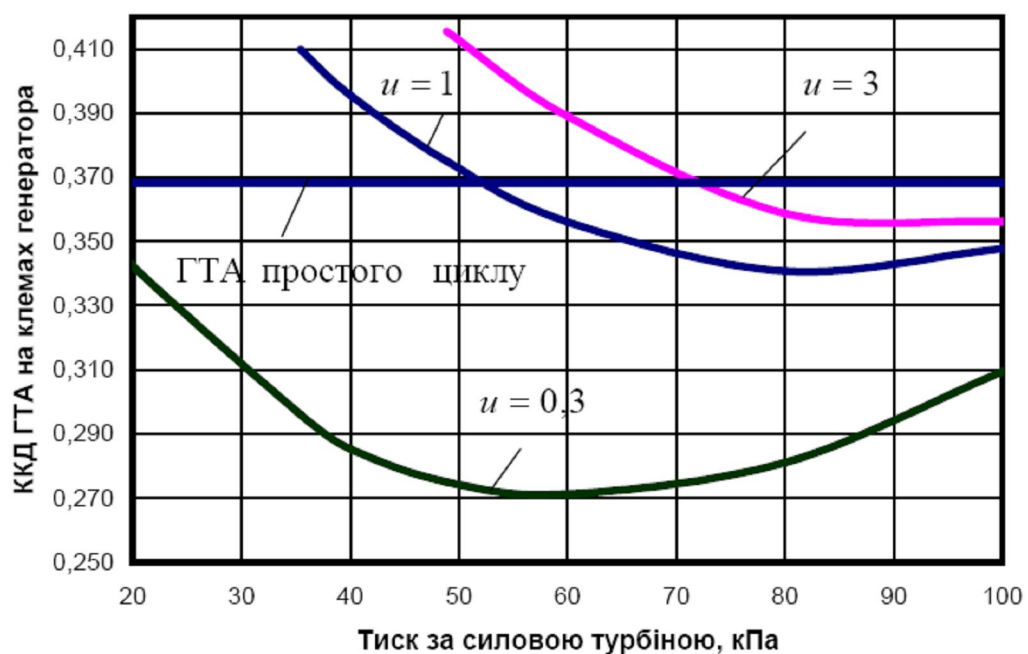


Рис. 3.13. Залежність ККД ГТА простого циклу та ГТА з перерозширенням від тиску за силовою турбіною

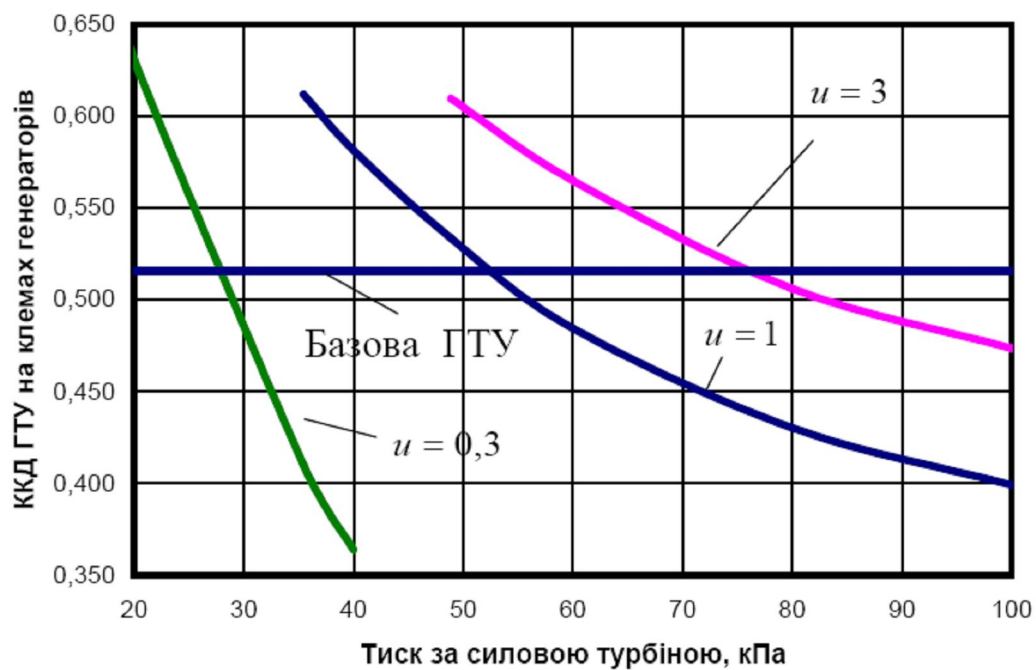


Рис. 3.14. Залежність ККД ГТУ з утилізацією тепла та перерозширенням від тиску за силовою турбіною ГТА

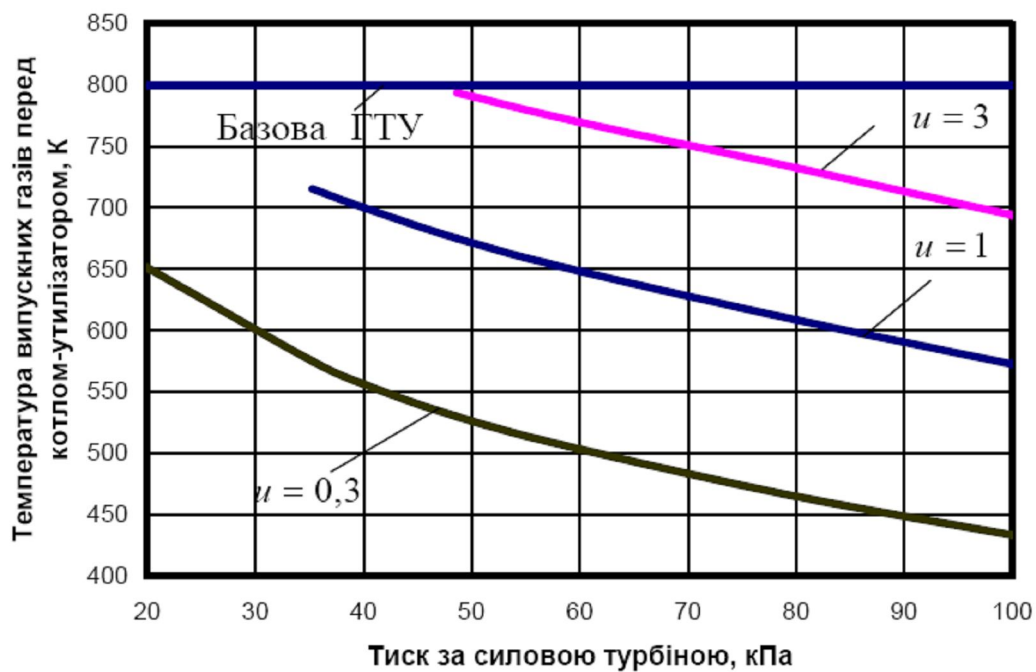


Рис. 3.15. Залежність температури випускних газів перед котлом-утилізатором від тиску за силовою турбіною ГТА

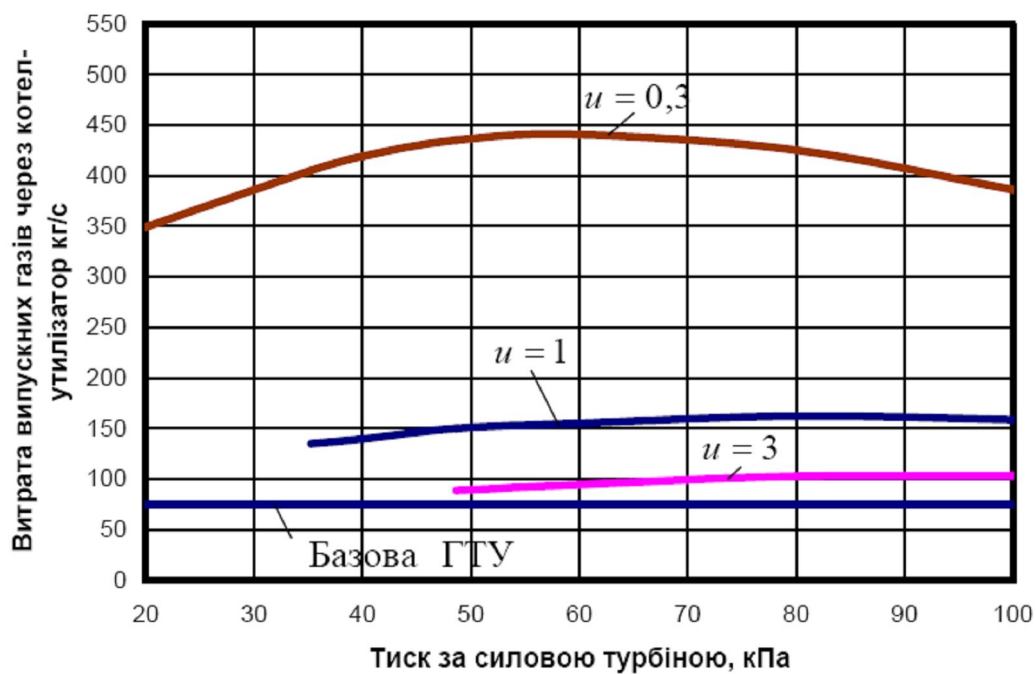


Рис. 3.16. Залежність витрати випускних газів через котел-утилізатор від тиску за силовою турбіною ГТА

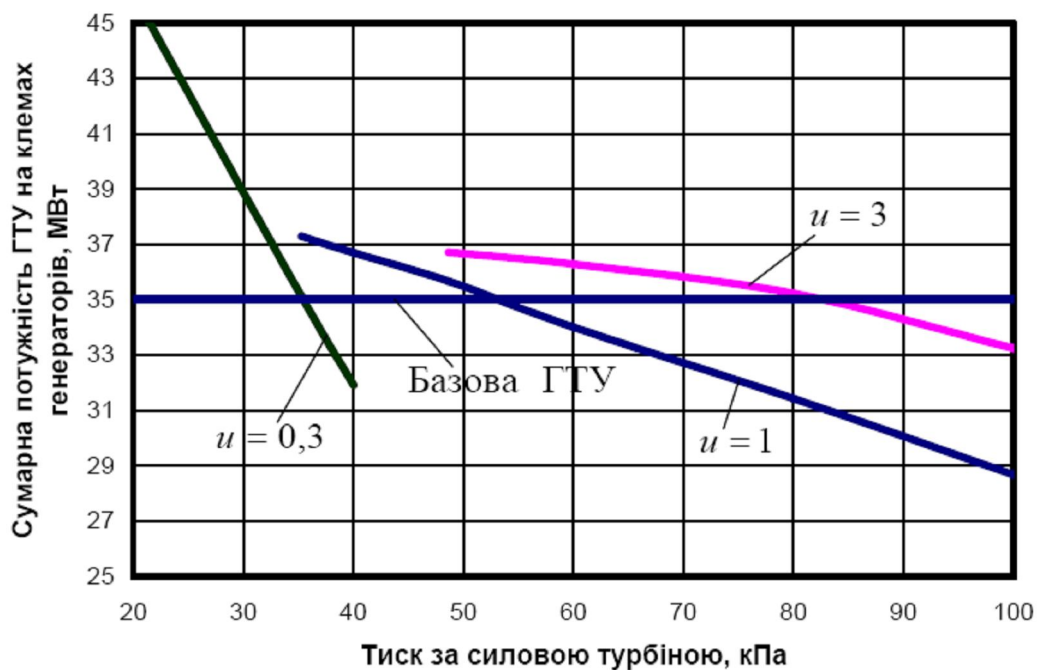


Рис. 3.17. Залежність сумарної потужності ГТУ від тиску за силовою турбіною ГТА

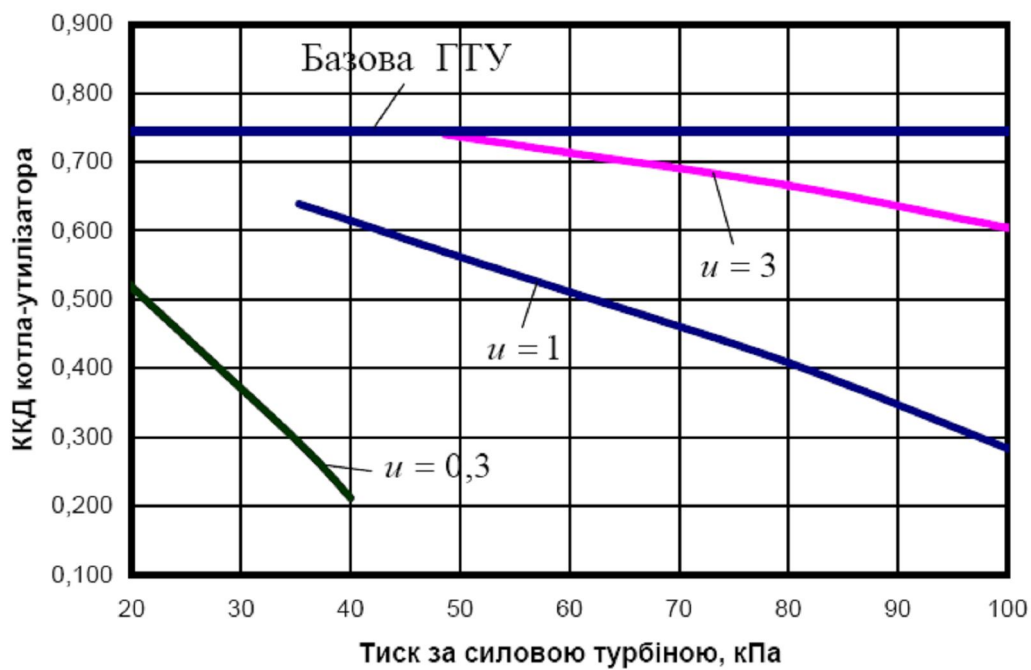


Рис. 3.18. Залежність ККД котла-утилизатора від тиску за силовою турбіною
ГТА

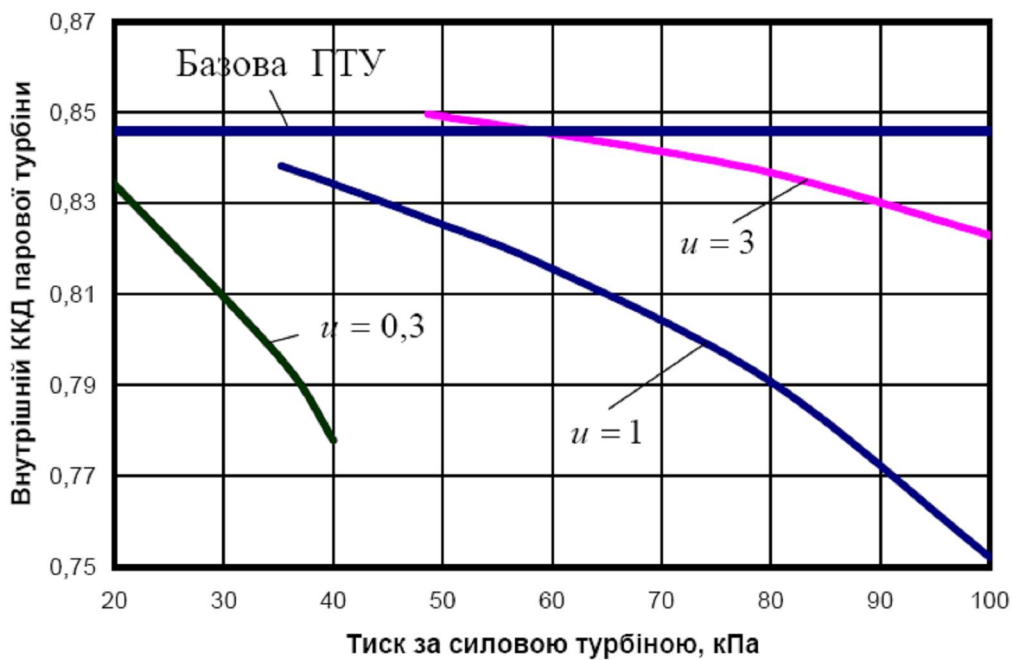


Рис. 3.19. Залежність ККД парової турбіни від тиску за силовою турбіною
ГТА

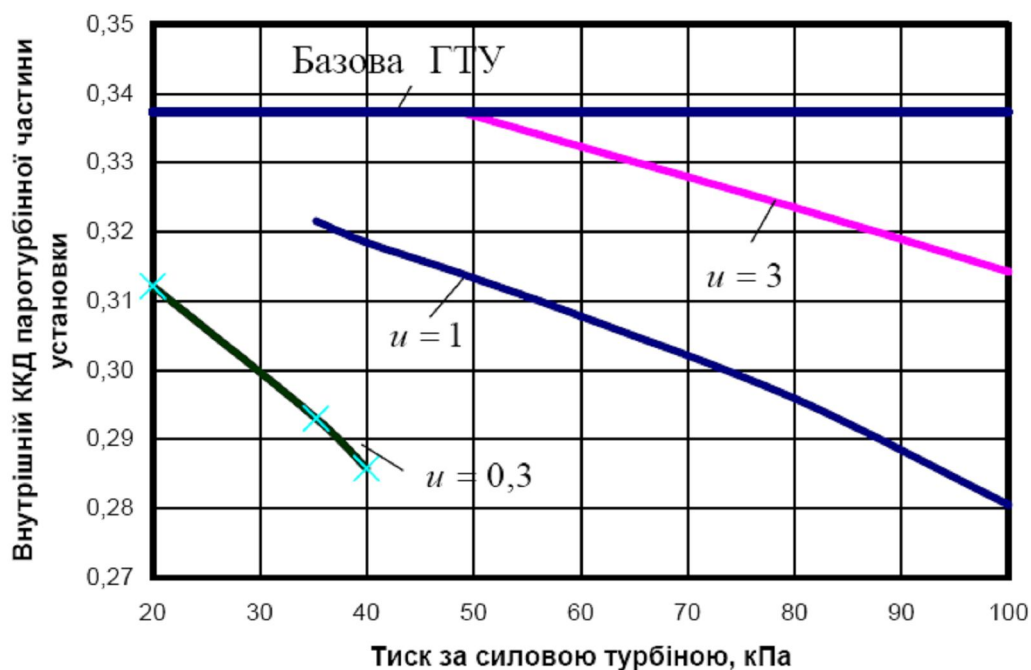


Рис. 3.20. Залежність ККД паротурбінної частини установки від тиску за силовою турбіною ГТА

Результати розрахунків свідчать про те, що:

1) Залежність ККД газотурбінного агрегата (як частини досліджуваної газотурбінної установки) від глибини перерозширення для усіх обраних значень коефіцієнта ежекції має оптимум. Це пояснюється неоднозначним впливом ежекційного перерозширення на ефективність ГТА. З одного боку, ККД збільшується через збільшення перероблюваного в турбіні теплоперепаду. З іншого боку, на роботу ежектора відбирається з проміжних ступенів компресора значна кількість повітря, на стиснення якого вже була витрачена потужність турбіни, що веде до зменшення ККД.

2) Неоднозначність впливу перерозширення на ККД газотурбінного агрегата є причиною того, що позитивний результат від зміни конструкції ГТА досягається лише при тиску за силовою турбіною, меншому ніж 70 кПа, та й то не для всіх значень коефіцієнта ежекції u .

3) На відміну від газотурбінного агрегата ефективність газотурбінної

установки в цілому однозначно зростає зі збільшенням глибини перерозширення.

4) Низька температура випускних газів при коефіцієнті ежекції $u = 0,3$ дає змогу додавати до ГТА утилізаційний контур із заданими параметрами генерації пари лише при тиску за силовою турбіною, який є меншим ніж 40 кПа.

5) Більші значення коефіцієнта ежекції u призводять до більшої ефективності як газотурбінного агрегата, так і в цілому газотурбінної установки. Це пояснюється меншою загальною кількістю повітря, відбираємого від компресора на ежекцію. Навіть якщо ККД ежектора при цьому буде гіршим.

6) Поєднання утилізації тепла випускних газів (навіть з контуром одного тиску) з ежекційним перерозширенням газу дає змогу підняти ККД газотурбінної установки до 60% і вище, що є показником тотожним найвищому рівню сучасних парогазових установок (з контурами трьох тисків та повторним перегрівом пари).

7) Вплив роботи ГТА на роботу утилізаційного контура проявляється через варіацію двох параметрів – температури та витрати газів у газовипуску ГТА (тобто на вході до котла-утилізатора). Чим більшими є ці параметри, тим більша ефективність утилізаційного контуру та ефективність газотурбінної установки у цілому.

8) У всіх випадках ежекційне перерозширення призводить до зменшення температури газів за ГТА внаслідок їх розбавлення відносно холодним компресорним повітрям у ежекторі. З іншого боку, ежекційне перерозширення призводить до суттєвого збільшення витрати газів через котел-утилізатор. Сумарний позитивний ефект від зміни цих параметрів однозначно зростає із збільшенням глибини перерозширення.

9) Аналіз складових газотурбінної установки свідчить про те, що ежекційне перерозширення негативно впливає на ККД окремих частин утилізаційного контуру (мабуть через зниження температури випускних газів). Коефіцієнти корисної дії котла-утилізатора, парової турбіни та паротурбінної

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

частини установки у всіх випадках є меншими, ніж для базової ГТУ без перерозширення.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6231м.01.ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Борщов О.М.									
Керівник	Патлайчук В.М.									
								НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

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

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

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

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

Охорона праці – це комплексно-соціально-технічна дисципліна. Вона включає до себе питання виробничої санітарії, техніку безпеки, пожежну і вибухову безпеку, законодавство з охорони праці.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

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

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

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 “Загальні вимоги до повітря робочої зони” встановлено норми на температуру в машинному залі і на його чистоту. У теплу пору року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°C [10].

ГТА насичений трубопроводами. При витоку і випаровуванні технічних рідин, масла та інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система припливно-витяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кількість повітря. У табл. 4.1 наведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння та випаровування, які можуть потрапляти в машинний зал.

Таблиця 4.1

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Велика гучність, особливо при тривалому впливі, не тільки вражає органи слуху, а й здійснює шкідливий вплив на нервову систему і діяльність всього організму людини. При цьому послаблюється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може стати причиною нещасного випадку.

У табл. 4.2 наведені гранично допустимі рівні шуму для певних робочих місць.

Таблиця 4.2

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

Шум і пов'язані з ним вібрації здійснюють також руйнівний вплив на споруди і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТА є: повітрязабірний пристрій двигуна; випускний пристрій двигуна; корпус двигуна та його агрегати. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, залежною від потужності ГТА.

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

Основне джерело шуму на вихлопі – вихідний струмінь продуктів згорання, який породжує шум в процесі його турбулентного змішування з

навколишнім повітрям.

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

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

Низькочастотна частина спектру коливань стінок корпусу (30-200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними збудженнями. До механічних причин належать коливання (вібрації), викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згорання та інших частин, тим чи іншим чином пов'язаних з корпусом ГТА. Аеродинамічними збудженнями є різні нестационарні процеси в проточній частині газоповітряного тракту двигуна.

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

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

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Як видно з рис. 4.1, шум цей має широкосмуговий спектр.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

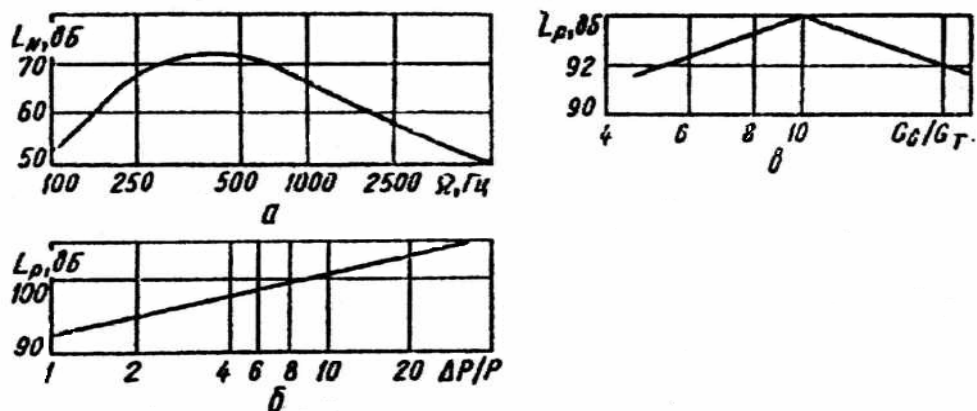


Рис. 4.1. Деякі акустичні характеристики шуму горіння:

а – спектр шуму полум'я; б – вплив перепаду тиску на пальник;

в – вплив складу горючої суміші.

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

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

4.2. ВИБІР І РОЗРАХУНОК АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ПОЖЕЖОГАСІННЯ В БУДІВЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ (СИСТЕМА ПІНОГАСІННЯ)

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

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

- резервуар для зберігання піноутворювача;
- змішувачі або пристрої для отримання піноутворюючої суміші;
- генератори високократної піни, труби, подовжувачі до них, повітроводи та пінопроводи;
- повітряно-пінні стволи;
- арматура і контрольно-вимірювальні прилади.

Стаціонарні системи піногасіння розміщуються позаохоронюваних приміщень в станціях піногасіння. Інтенсивність подачі піноутворюючої суміші для отримання повітряно-механічної піни кратністю 70-100 на кожен квадратний метр приміщення, що охороняється. Час безперервної роботи системи і запас піноутворювача приймаються згідно з вимогами [9].

Вихідні дані до розрахунку:

Площа будівлі $F=252 \text{ м}^2$;

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

Розрахунковий час роботи $t = 15 \text{ хв}$;

Продуктивність піногенераторів $G = 600 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок системи піногасіння для електростанції

1. Розрахункова кількість піноутворювача:

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

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу:

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

3. Розрахункова кількість піногенераторів:

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

4. Запас піноутворювача:

$$V_1 = V \cdot 6 = 12960 \text{ л.}$$

5. Запас піноутворювача для першої стадії:

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

6. Запас піноутворювача:

$$V_3 = V_1 - V_2 = 12960 \text{ л.}$$

7. Кількість води на першій стадії:

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

8. Кількість води на другій стадії:

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

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

10. Діаметр трубопроводу:

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

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

12. Площа перерізу трубопроводу:

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

14. Перемноження коефіцієнтів:

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

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

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

16. Діаметр отвору в нормальній діафрагмі:

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

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

18. Площа перерізу труби для піноутворювача:

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

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

20. Висота бака піноутворювача: $H = 2 \text{ м}.$

21. Витрата піноутворювача:

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

22. Відношення площі:

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

23. Площа отвору дозуючої діафрагми:

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

24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми:

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕБЕЗПЕЧНИХ І ШКІДЛИВИХ ФАКТОРІВ

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

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

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

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

В котлі-утилізаторі в певних умовах при обтіканні потоком їх теплообмінних поверхонь можуть збуджуватися низькочастотні автоколивання, що призводять до сильної вібрації і шуму, як у машинному залі, так і на виході вихлопної труби. Такий шум може поширюватися в радіусі декількох кілометрів. Для придушення автоколивань в газоході встановлені перегородки, що

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

змінюють ефективне значення поперечного розміру газоходу. Досвід показує, що так можна повністю усунути можливість газодинамічних коливань в теплообмінниках (і зв'язаних з ними газоходах) практично на всіх режимах роботи.

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

Для зменшення шуму всмоктування застосовано двоступеневе глушіння шуму (рис. 4.3). Один з пластинчастих глушників встановлений до повороту потоку, а другий – за поворотом, в конфузорі всмоктуючого тракту ГТА. Повороти повітря також вважаються засобом, що знижує рівень зовнішнього шуму.

За ГТА є парогенератор, теплообмінні поверхні якого значною мірою сприяють зниженню вихлопного шуму.

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

Таблиця 4.3

**Граничні спектри рівнів вібрації (ГОСТ 12.1.012-90)
по швидкості $PC(L_z)$, LS , відносно $V_0=5 \cdot 10^{-8}$ м/с**

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

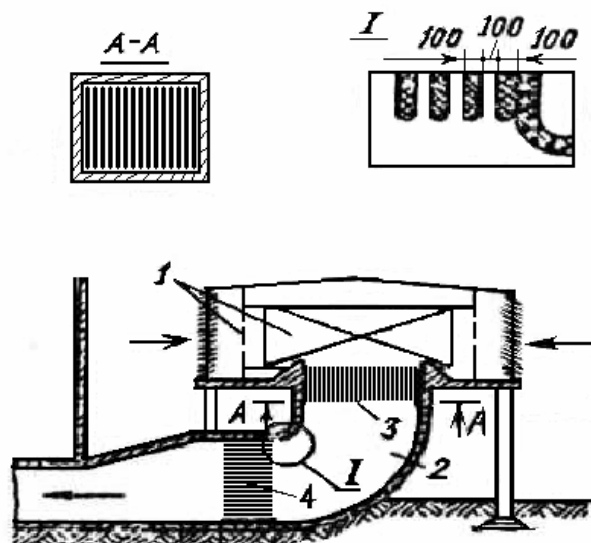


Рис. 4.3. Схема глушіння шуму:

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

Таблиця 4.4

**Граничні спектри рівнів вібрації по
прискоренню ПС (L_z), LS, відносно $a_0=3 \cdot 10^{-8}$ м/с**

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

Приміщення для роботи має бути освітлене відповідно до норм СНіП.
Норми штучного освітлення наведені в табл. 4.3...4.5.

Таблиця 4.5

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

Висновок: проведений аналіз зниження впливу небезпечних виробничих факторів в машинному залі електростанції свідчить, що необхідний стан робочої зони може бути забезпечений виконанням таких заходів:

- а) дотриманням правил техніки безпеки і поведіння на виробництві;
- б) захистом від джерел теплових випромінювань;
- в) влаштуванням вентиляції та опалення;
- г) засобами індивідуального захисту.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона навколишнього середовища			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Борщов О.М.									
Керівник	Патлайчук В.М.							НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

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

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

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

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

5.1. АНАЛІЗ ШКІДЛИВОЇ ДІЇ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ГТА НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

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

ГТА відносяться до сімейства теплових двигунів, в основі робочого

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

процесу яких лежить процес горіння палива. У зв'язку з цим їх розвиток супроводжується як зростанням споживання палива та атмосферного кисню, так і збільшенням масштабів забруднення атмосфери випускними (димовими) газами.

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

Випускні гази являють собою суміш продуктів згоряння з надмірним повітрям. У загальному випадку продукти згоряння застосовуваних у ГТА рідких і газоподібних (вуглеводневих) палив можуть містити:

- продукти повного згоряння горючих компонентів палива: вуглекислий газ CO_2 , водяна пара H_2O , оксиди сірки SO_2 і SO_3 (за наявності в паливі сірки);
- компоненти неповного згоряння палива: вільний вуглець (сажа C), оксид вуглецю CO , різні вуглеводні C_xH_y ;
- оксиди азоту (основними з яких є оксид азоту NO і діоксид азоту NO_2);
- зольні частинки, що утворюються з негорючих мінеральних домішок.

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

Кількість шкідливих викидів найчастіше вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 м³ продуктів згоряння (мг/м³); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних часток продуктів згорання (ppm). Димність визначається в умовних одиницях щодо затемнення матеріалу фільтра або у відсотках.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його поєднанні з гемоглобіном зменшується здатність крові переносити кисень. Гранично

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

допустима концентрація (ГДК) цього забруднювача в повітрі населених пунктів складає 1 мг/м³.

Оксиди азоту (NO + NO₂) дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, вони утворюють азотну кислоту, яка руйнує легеневу тканину, подразнює слизові оболонки, викликає незворотні зміни в серцево-судинній системі. ГДК їх становить 0,085 мг/м³ (у перерахунку на NO₂).

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ. ГДК їх 0,05 мг/м³ (в перерахунку на SO₂).

Незгорілі вуглеводні при попаданні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку. ГДК їх становить 2,5 мг/м³ (у перерахунку на бензин). Найбільш токсичний з вуглеводнів бензоперін C₂₀H₁₂, ГДК якого 0,000001 мг/м³.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТА:

- водяний пар і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері “парникового” ефекту;
- сполуки сірки, які викликають утворення в атмосфері твердих частинок, що не пропускають сонячні промені;
- оксиди азоту через небезпеку руйнування озонового шару із більшення результату цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

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

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Газові викиди ГТА відрізняються димовими газами від інших теплових двигунів і промислово-спалювального обладнання тим, що в них продукти згоряння сильно розбавлені надлишковим повітрям. Коефіцієнт надлишку повітря у вихлопних газах ГТА: $\alpha_0 = G_B / (G_T \cdot L_0)$, де G_B , G_T – секундні витрати повітря і палива, L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання поданого в камеру згоряння палива, досягає 3-5 на номінальному режимі і ще більш високих значень – на часткових навантаженнях. Це призводить до того, що реальні концентрації токсичних речовин у вихлопних газах ГТА завжди істотно нижче, ніж в димових газах ПТУ і у вихлопних газах ДВЗ. Проте, існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТА також лімітується.

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

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

Однак розбавлення газів повітрям, що знижує концентрацію шкідливих викидів у вихлопному струмені, неозначає зменшення загального, а тим більше регіонального забруднення атмосфери, оскільки воно визначається абсолютним значенням шкідливих викидів.

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

5.2. МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДУ ШКІДЛИВИХ КОМПОНЕНТІВ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Методи зменшення емісії CO і C_xH_y полягають у наступному:

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

У реальних системах горіння це досягається:

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

Методи зменшення димності. При спалюванні рідких палив димність збільшується із збільшенням вмісту в паливі ароматичних складових, щільності і температури кипіння. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

вмісту в паливі водню. Димність істотно зростає при збільшенні тиску в камері згоряння. Методи зменшення димності полягають у наступному:

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

Ці методи реалізуються шляхом :

- зменшення обсягу перенасиченням паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зменшенням стійкості горіння;
- використання багато форсуночних фронтів пристроїв камер згоряння;
- поліпшенням якості розпилування палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі барію або магнію);
- використання водопаливних емульсій і уприскування води.

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

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

Можливе при цьому зниження NO_x в різних камерах згоряння показано на

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

рис. 5.1.

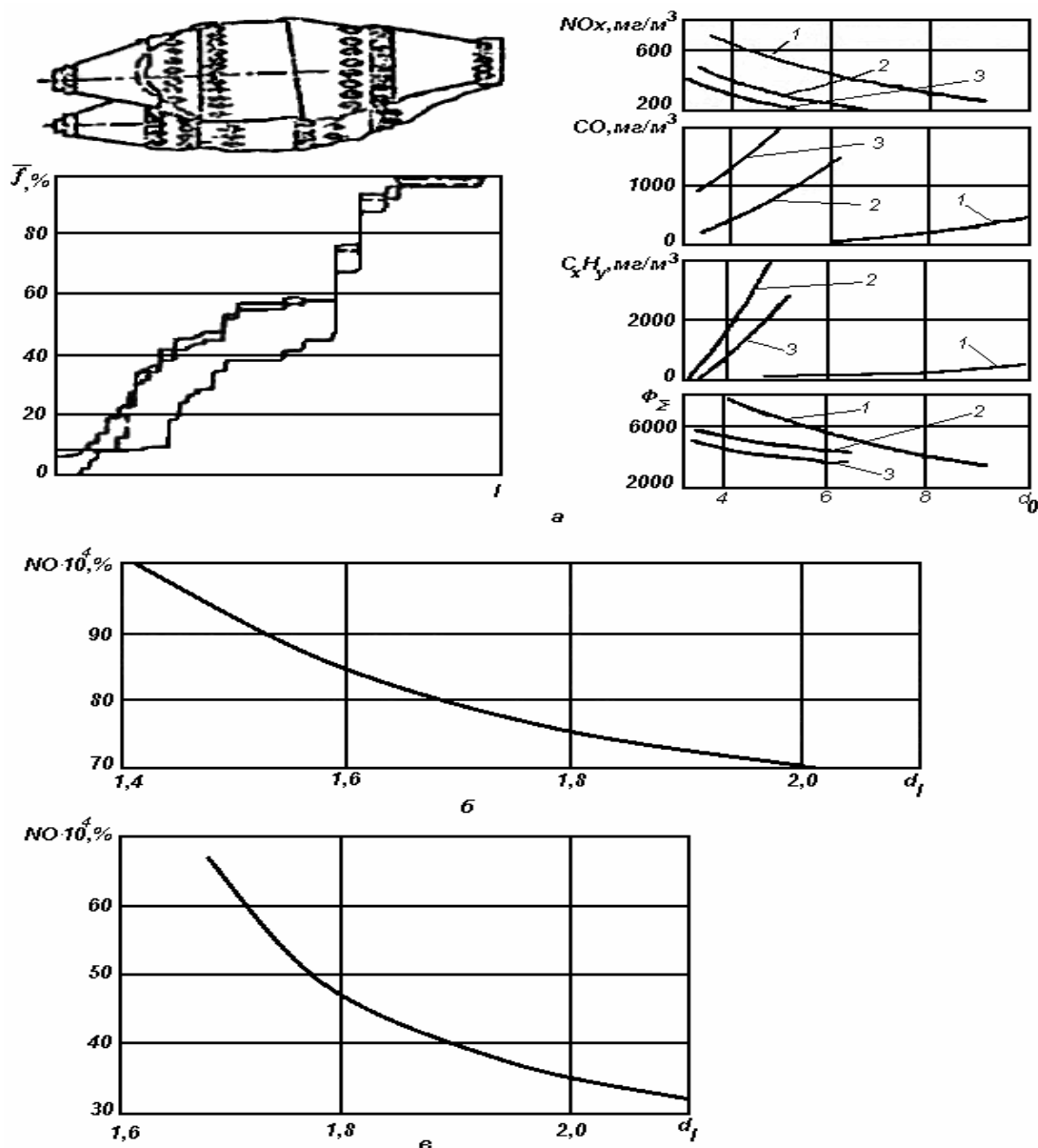


Рис. 5.1. Графіки зміни показників токсичності камер згорання в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а – кільцева камера авіаційного ГТА при роботі на природному газі (умови $P_b=0,12...0,13$ МПа. $T_b = 343...353$ К); 1,2,3 – варіанти розподілу повітря по трактам;
 б – трубчатa камера (газотурбінне паливо $\alpha_0=5,5$); в – семипальникова камера з регулюючим змішувачем (природний газ, $\alpha_0=5,7$).

При різних конструкціях камер згорання збільшення α_1 зменшує емісію NO_x , особливо при роботі камер згорання на газоподібному паливі. Однак слід зауважити, що при збільшенні α_1 збільшується емісія CO і C_xH_y , в результаті

чого сумарний фактор токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря зростання емісії продуктів недопалу може бути не настільки різким, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все ж матиме місце. Як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях. Крім того, в камерах класичного виконання при збільшенні α_1 , погіршуються пускові властивості характеристики стійкого горіння.

З усього викладеного можна зробити висновок, що збідніння (збільшення α_1) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_x , і з цієї точки зору доцільно виконання камери взагалі без розділення повітря на первинну і вторинну зони. Однак для реалізації такого режиму необхідна розробка спеціальних конструкцій фронтних пристроїв, здатних ефективно і стійко працювати при високих надлишках повітря.

2. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям. Наприклад, використання низьконапірних паливоповітряних форсунок зменшує вихід оксидів азоту на 25...35%. У цьому розумінні оптимальним є отримання гомогенної паливоповітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. У результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогріву, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування та викиди NO_x . Однак зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери.

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

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

Ще більший ефект дає подача в зону горіння води, тому що тоді зона

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

горіння втрачає додаткове тепло на випаровування рідини.

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

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

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

5. Введення спеціальних присадок в паливо, які запобігають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки 0,3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25%.

6. Плазмохімічне горіння. Плазмохімічні технології засновані на використанні низькотемпературних плазмових струменів. Спалювання палив в камерах згоряння за допомогою плазмового факела істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається за участю плазмотрона, який конструктивно розміщується поблизу форсунок або суміщають з ними.

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3. ЗАХОДИ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

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

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

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

Характер забруднення середовища залежить від ряду чинників:

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

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

					ДП.142.6231м.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

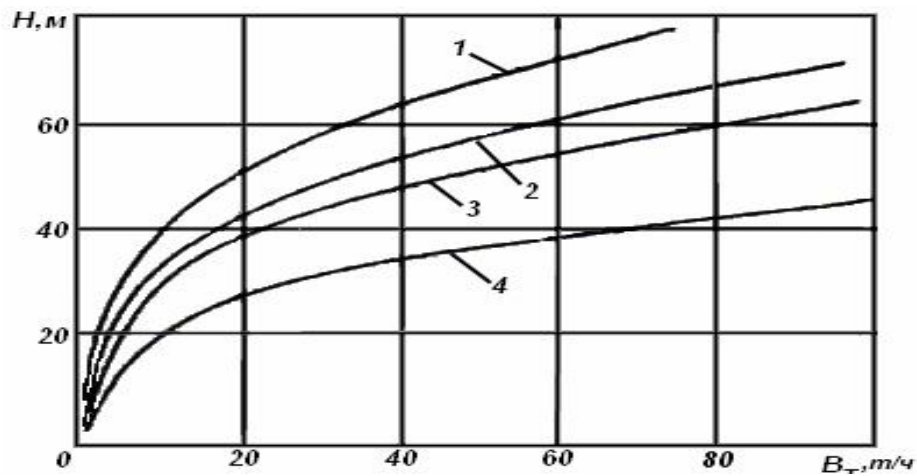


Рис. 5.2. Графіки залежності висоти вихлопної труби ГТА від виду і витрати використовуваного палива:

1 – газотурбінне паливо ($S^P=2,5\%$); 2 – газотурбінне паливо ($S^P=1\%$);
3 – дизельне паливо($S^P=0,2\%$); 4 – природний газ.

Вихлопні гази повинні розсіюватися в атмосфері до гранично допустимих концентрацій. В енергетичних ГТА необхідного рівня концентрацій вихлопних газів у приземному шарі атмосфери досягають відповідним вибором висоти вихлопних труб. Для проектного двигуна при витраті палива 8834,4 кг/год за графіком на рис. 5.2 обрана висота вихлопної труби 14 м.

З вищевикладеного випливає, що запропонована ГТА істотно менше забруднює навколишнє середовище шкідливими викидами, ніж базова модель.

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін виконане дослідження параметрів газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу.

У першій частині кваліфікаційної роботи виконані розробка конструкції та вибір параметрів базової газотурбінної установки з утилізацією тепла випускних газів. Послідовно розроблена структурна схема установки, складена методика теплового розрахунку, виконані оптимізація параметрів та детальний тепловий розрахунок ГТУ на режимі повної потужності. Визначені в процесі цього термо- та газодинамічні показники стали вихідними для проведення габаритного розрахунку газотурбінного двигуна.

У другій частині роботи виконані конструктивні розрахунки двигуна базової газотурбінної установки, які містили в собі проєктувальні розрахунки його турбінної частини, розрахунок закручення та перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни низького тиску, визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами.

Результати, одержані протягом виконання першої та другої частин роботи, надалі використовувались як базові для порівняння з параметрами досліджуваної ГТУ з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу.

У третій частині роботи розроблена конструкція та визначені параметри газотурбінної установки з утилізацією тепла та ежекційним перерозширенням газу.

Результати розрахунку даної ГТУ свідчать про те, що:

1) Залежність ККД газотурбінного агрегата (як частини досліджуваної газотурбінної установки) від глибини перерозширення для усіх обраних значень коефіцієнта ежекції має оптимум. Це пояснюється неоднозначним впливом ежекційного перерозширення на ефективність ГТА. З одного боку, ККД збільшується через збільшення перероблюваного в турбіні теплоперепаду. З іншого боку, на роботу ежектора відбирається з проміжних ступенів компресора

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат
ДП.142.6231м.01.ПЗ				Аркуш

значна кількість повітря, на стиснення якого вже була витрачена потужність турбіни, що веде до зменшення ККД.

2) Неоднозначність впливу перерозширення на ККД газотурбінного агрегата є причиною того, що позитивний результат від зміни конструкції ГТА досягається лише при тиску за силовою турбіною, меншому ніж 70 кПа, та й то не для всіх значень коефіцієнта ежекції u .

3) На відміну від газотурбінного агрегата ефективність газотурбінної установки в цілому однозначно зростає зі збільшенням глибини перерозширення.

4) Низька температура випускних газів при коефіцієнті ежекції $u = 0,3$ дає змогу додавати до ГТА утилізаційний контур із заданими параметрами генерації пари лише при тиску за силовою турбіною, який є меншим ніж 40 кПа.

5) Більші значення коефіцієнта ежекції u призводять до більшої ефективності як газотурбінного агрегата, так і в цілому газотурбінної установки. Це пояснюється меншою загальною кількістю повітря, відбираємого від компресора на ежекцію. Навіть якщо ККД ежектора при цьому буде гіршим.

6) Поєднання утилізації тепла випускних газів (навіть з контуром одного тиску) з ежекційним перерозширенням газу дає змогу підняти ККД газотурбінної установки до 60% і вище, що є показником тотожним найвищому рівню сучасних парогазових установок (з контурами трьох тисків та повторним перегрівом пари).

7) Вплив роботи ГТА на роботу утилізаційного контура проявляється через варіацію двох параметрів – температури та витрати газів у газовипуску ГТА (тобто на вході до котла-утилізатора). Чим більшими є ці параметри, тим більша ефективність утилізаційного контуру та ефективність газотурбінної установки у цілому.

8) У всіх випадках ежекційне перерозширення призводить до зменшення температури газів за ГТА внаслідок їх розбавлення відносно холодним компресорним повітрям у ежекторі. З іншого боку, ежекційне перерозширення призводить до суттєвого збільшення витрати газів через котел-утилізатор. Сумарний позитивний ефект від зміни цих параметрів однозначно зростає із збільшенням глибини перерозширення.

Инв. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подпись и		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ДП.142.6231м.01.ПЗ	Аркуш

9) Аналіз складових газотурбінної установки свідчить про те, що ежекційне перерозширення негативно впливає на ККД окремих частин утилізаційного контуру (мабуть через зниження температури випускних газів). Коефіцієнти корисної дії котла-утилізатора, парової турбіни та паротурбінної частини установки у всіх випадках є меншими, ніж для базової ГТУ без перерозширення.

У четвертій частині кваліфікаційної роботи проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному залі електростанції, розроблені заходи щодо їх зменшення; виконано розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі електростанції.

У п'ятій частині проведено аналіз шкідливого впливу випускних газів газотурбінного агрегата на навколишнє середовище та розглянуто методи зменшення викидів токсичних компонентів цих газів.

Ивв. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ивв. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат
ДП.142.6231м.01.ПЗ				Аркуш

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок / С.С. Берман. – М.: ГНТИМЛ, 1976. – 427 с.
2. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – М: Энергоиздат, 1984. – 824 с.
3. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин / под ред. Г. С. Жирицкого. – М. : Машиностроение, 1968. – 520 с.
4. Мандель, В. С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашин / В. С. Мандель. – Николаев : НКИ, 1973. – 92 с.
5. Мандель, В. С. Предельные нагрузки и расчет на прочность элементов ротора турбомашин / В. С. Мандель. – Николаев : НКИ, 1972. – 114 с.
6. Охрана труда в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов / под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова. – М: Машиностроение, 1983. – 432 с.
7. Романовський, Г. Ф. Газотурбінні агрегати : у 2 ч. Ч. 1. Загальна будова та класифікація / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2016. – 216 с.
8. Романовський, Г. Ф. Газотурбінні агрегати : у 2 ч. Ч. 2. Елементи конструкцій / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2017. – 198 с.
9. Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
10. Романовський, Г. Ф. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващенко, М. П. Седько. – Миколаїв : НУК, 2008. – 292 с.
11. Романовський, Г. Ф. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 1. Агрегати виробництва України та Росії / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2005. – 344 с.

7.	Романовський, Г. Ф. Газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 1. Загальна судова та класифікація / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2016. – 216 с.	Подпись и дата	
8.	Романовський, Г. Ф. Газотурбінні агрегати : у 2 ч. Ч. 2. Елементи конструкцій / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2017. – 198 с.	Инв. № дубл.	
9.	Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.	Взам. инв. №	
10.	Романовський, Г. Ф. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващенко, М. П. Седько. – Миколаїв : НУК, 2008. – 292 с.	Подпись и дата	
11.	Романовський, Г. Ф. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 1. Агрегати виробництва України та Росії / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2005. – 344 с.	Инв. № подл.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис
		Дата	

ДП.142.6231м.01.ПЗ			Лист

12. Романовський, Г. Ф. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 2. Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2008. – 420 с.
13. Романовський, Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 292 с.
14. Тубальцев, А. М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.

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

						ДП.142.6231м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			