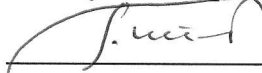


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"11" " 11" 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Підвищення ефективності газотурбінної установки на основі*
двигуна потужністю 60 МВт

Виконав:

студент групи 6231м

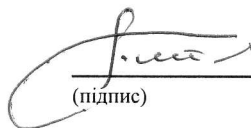


(підпис)

Семенов М.С.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

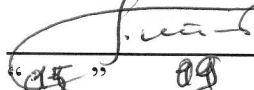
Патлайчук В.М.

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


"05" "09" _____ 2022 р.

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

Студенту _____ Семенову М.С. _____

1. Тема роботи:

**"Підвищення ефективності газотурбінної установки на основі двигуна
потужністю 60 МВт"**

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. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки ГТУ простого цикла на основі двигуна потужністю 60 МВт.

4.2. Напрями підвищення ефективності проектуємої газотурбінної установки.

4.3. Термодинамічні розрахунки ГТУ на основі двигуна потужністю 60 МВт з паротурбінним теплоутилізаційним контуром.

4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.

4.5. Заходи з техніки безпеки та охорони праці.

4.6. Техніко-економічне обґрунтування розробки.

4.7. Заходи із захисту навколишнього середовища та цивільної оборони.

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

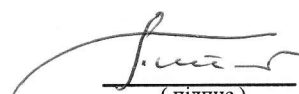
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При-мітка
1	Інформаційний пошук	10.08.2022	
2	Термодинамічні та газодинамічні розрахунки ГТУ простого цикла на основі двигуна потужністю 60 МВт	24.08.2022	
3	Напрями підвищення ефективності проектуємої газотурбінної установки	1.09.2022	
4	Термодинамічні розрахунки ГТУ на основі двигуна потужністю 60 МВт з паротурбінним теплоутилізаційним контуром	8.09.2022	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.09.2022	
6	Охорона праці	12.10.2022	
7	Охорона навколишнього середовища	19.10.2022	
8	Техніко-економічний аналіз одержаних результатів	26.10.2022	
9	Оформлення дипломного проекту та подання його до захисту	10.11.2022	

Студент


 (підпис)

Семенов М.С.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі проведене дослідження шляхів підвищення ефективності газотурбінної установки на основі двигуна потужністю 60 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: термодинамічні та газодинамічні розрахунки газотурбінної установки простого цикла на основі двигуна потужністю 60 МВт; термодинамічні розрахунки газотурбінної установки на основі двигуна потужністю 60 МВт з паротурбінним теплоутилізаційним контуром; конструювання та конструктивні розрахунки; заходи з техніки безпеки та охорони праці; техніко-економічне обґрунтування розробки; заходи із захисту навколишнього середовища та цивільної оборони.

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

ABSTRACT

The work has investigated ways to increase the efficiency of a gas turbine plant based on a 60 MW engine. The following issues have been consistently addressed: thermodynamic and gas-dynamic calculations of a simple cycle gas turbine plant based on a 60 MW engine; thermodynamic calculations of a gas turbine plant based on a 60 MW engine with a steam turbine heat recovery circuit; design and structural calculations; occupational safety and health measures; feasibility study of the development; environmental protection and civil defense measures.

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

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата	
простого термодинамічного циклу	7
1.1. Інформаційний пошук	8
1.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	14
1.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата	22
1.4. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТА	28
1.5. Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД та побудова ескізу її проточної частини	48
2. Підвищення ефективності газотурбінної установки внаслідок ускладнення теплової схеми	61
2.1. Використання регенерації тепла випускних газів	62
2.1.1. Особливості теплової схеми газотурбінної установки	62
2.1.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	70
2.1.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата ...	74
2.2. Використання утилізації тепла випускних газів	81
2.2.1. Особливості теплової схеми газотурбінної установки	81
2.2.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	96
2.2.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного двигуна ...	100
2.2.4. Розрахунок теплової схеми котла-утилізатора одного тиску .	106
2.2.5. Наближений розрахунок парової турбіни	111
2.2.6. Визначення економічних показників парогазової установки .	116
2.3. Порівняльний аналіз ефективності спроектованих установок	118
3. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА простого циклу	127
3.1. Розрахунок закручення лопаток третього ступеня турбіни	128

3.2. Перевірочний розрахунок робочих лопаток третього ступеня турбіни на міцність	131
3.3. Визначення запасу міцності диска третього ступеня турбіни за руйнівними обертами	140
3.4. Розробка паливної системи ГТД	148
4. Охорона праці	163
4.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції	165
4.2. Розрахунок виробничого освітлення	167
5. Охорона навколишнього середовища	177
5.1. Система заходів із захисту довкілля	178
5.2. Заходи із забезпечення охорони навколишнього середовища на електростанції	180
Висновки	183
Список використаних джерел	185

ВСТУП

В даний час газотурбінна техніка є одним з основних дійових осіб на ринку генерації електроенергії, маючи щорічні замовлення поставок на сумарну потужність до 30 000 МВт [6].

Цей успіх багато в чому пояснюється наявністю у світі великих запасів природного газу, який, по-перше, є відносно дешевим видом палива, а по-друге, маючи підвищений вміст водню, забезпечує менший викид вуглекислого газу в атмосферу в порівнянні з рідкими і твердими сортами палива. Іншим чинником, який сприяє зростанню популярності ГТА в енергетиці, став високий (до 60%) ККД створюваних на їхній основі парогазових установок (ПГУ). Ще однією перевагою є широкий діапазон потужностей випускаємих газотурбінних агрегатів – до 375 МВт для ГТА простого циклу і до 570 МВт в парогазових установках.

Необхідно відзначити, що в даний час близько 27% (у вартісному вираженні) усіх виготовляємих у світі газотурбінних двигунів призначені для приводу генераторів електричного струму [16].

В теперішній час газотурбінні агрегати енергетичного призначення з метою досягнення максимального ККД найчастіше використовують у складі комбінованих парогазових установок. У цій галузі енергетики вони в останні десятиліття успішно конкурують з паротурбінними установками на органічному і ядерному пальному. Особливо інтенсивно парогазові установки стали розвиватися після аварії 1986 р. на Чорнобильській атомній станції в Україні. В даний час вони вважаються найбільш ефективним і екологічно чистим джерелом електричної енергії.

У даній кваліфікаційній роботі досліджуються можливості підвищення ефективності газотурбінної установки, виконаної на основі двигуна потужністю 60 МВт, за рахунок ускладнення її теплової схеми.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6231м.02.ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та габаритні розрахунки ГТА простого термодинамічного циклу	Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент	Семенов М.С.								
Керівник	Патлайчук В.М.								
Зав.каф.	Патлайчук В.М.								
						НУК			

РОЗДІЛ 1

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ

ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА ПРОСТОГО ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

1.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та виробництво енергетичних газотурбінних агрегатів потужністю 40...120 МВт, які можуть бути використані у складі проектуємої енергетичної установки, в теперішній час ведуть українська компанія ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", а також міжнародні корпорації "General Electric Co.", "Siemens AG", "Ansaldo Energia S.p.A.", "Pratt & Whitney Corp.", "Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.", ОАО "НПО "Сатурн" та "Alstom S.A.".

Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів, які мають електричну потужність, близьку до проектної – 60 МВт, і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.1.1 [24], [25].

Таблиця 1.1

**Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів
потужністю від 40 до 120 МВт**

Назва	Виробник	Потужність на клеммах генератора, МВт	ККД на клеммах генератора, %	Початкова температура газа, К	Міра підвищення тиску	Частота струму, Гц
ГТЭ-45	ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект"	47,7	36,1	–	18	50
ГТЭ-60		63,5	38,8	–	18	50
ГТЭ-110	ОАО "НПО "Сатурн"	111,7	35,5	1483	14,7	50
LM6000PC	"General Electric Co."	42,9	41,7	–	29,2	50
LM6000PC		43,4	42,1	–	29,1	60

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

LM6000PC SPRINT	"General Electric Co."	46,8	41,9	–	30,5	50
LM6000PC SPRINT		46,8	42,1	–	30,3	60
LM6000PD		41,7	40,7	–	29,3	50
LM6000PD		42,3	41,1	–	29,3	60
LM6000PD SPRINT		46,9	41,2	–	30,9	50
LM6000PD SPRINT		46,8	41,4	–	30,7	60
PG6581B		41,7	31,9	1413	12,2	50/60
PG6591C		42,3	36,3	1600	19,0	50/60
LMS100PA		99,0	45,5	1653	40,0	50/60
LMS100PA (STIG)		110,8	49,5	–	41,0	50/60
LMS100PB (STIG)		99,0	45,4	–	40,0	50/60
PG6111FA		75,9	35,0	1561	15,6	50/60
PG7121EA		85,1	32,7	1386	13,0	50/60
M501D	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	111,6	34,2	1425	14,0	50/60
SGT-800 (GTX100)	"Siemens AG"	45,0	37,0	–	19,5	50/60
"Trent 60 DLE"		50,8	41,6	–	35,0	50/60
"Trent 60 WLE"		56,8	39,9	–	35,0	50/60
AE64.3A	"Ansaldo Energia S.p.A."	66,3	34,4	1463	15,8	50/60
FT8 TwinPac	"Pratt & Whitney Corp."	50,3	37,6	–	19,3	50/60
FT8-3 TwinPac		55,2	37,8	–	20,2	50/60
GT8C2	"Alstom S.A."	56,3	32,1	1373	17,6	50/60

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата **ГТЭ-60** (рис.1.1), виконаного на основі двигуна **UGT 60000**, який в даний час розробляється державним підприємством НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

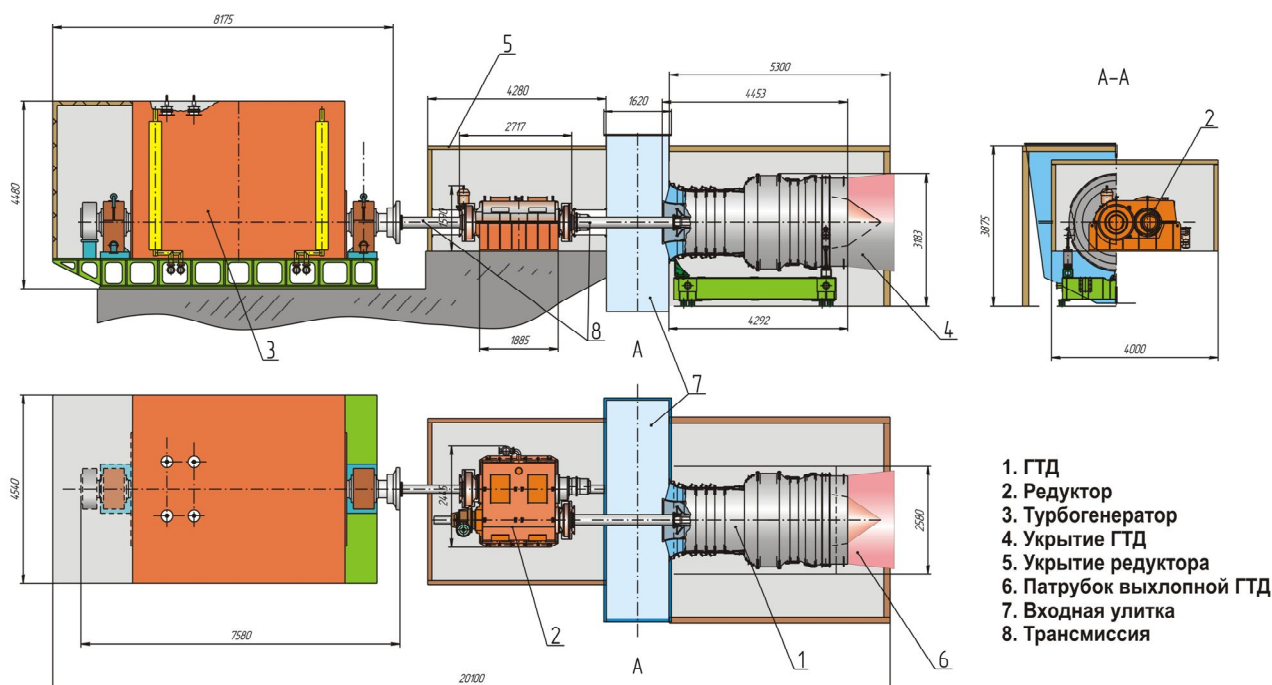


Рис.1.1. Газотурбінний агрегат ГТЭ-60:

1 – газотурбінний двигун; 2 – редуктор; 3 – електрогенератор; 4 – укріття ГТД; 5 – укріття редуктора; 6 – випускний патрубок ГТД; 7 – впускний патрубок; 8 – трансмісія

У кінці 90-х років ХХ ст., використовуючи досвід створення двигуна ГТД 110 ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" приступило до проектування геометрично подібних двигунів потужністю 45 та 60 МВт для енергетики, які отримали згодом найменування UGT 45000 та UGT 60000 (рис.1.2).

Двигуни призначені для використання у складі парогазових установок з метою вироблення електричної та теплової енергії в базовому, напівпіковому і піковому режимах застосування. На основі UGT 45000 та UGT 60000 на вимогу замовника можуть бути створені одnodвигуневі енергетичні агрегати ГТЭ-45 та ГТЭ-60.

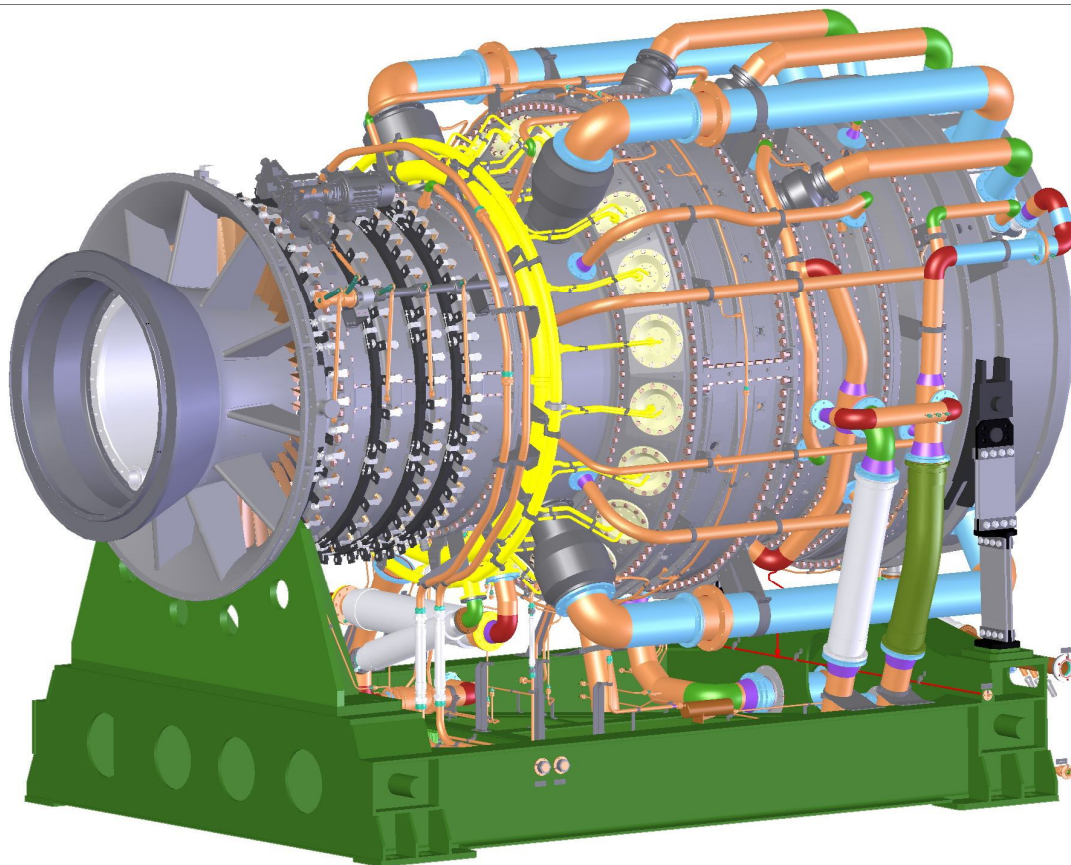


Рис.1.2. Комп'ютерна модель двигуна UGT 60000

Таблиця 1.2

Характеристики енергетичних агрегатів ГТЭ-45 та ГТЭ-60

Параметр	ГТЭ-45	ГТЭ-60
Потужність на клеммах генератора, МВт	47,7	63,5
ККД на клеммах генератора, %	36,1	38,8
Витрата повітря, кг/с	138	174
Міра підвищення тиску	18	18
Температура газу за ГТД, К	818	783
Питома витрата паливного газу, м ³ /(кВт·год)	0,278	0,259
Питома витрата рідкого палива, кг/(кВт·год)	0,234	0,217
Частота обертання ротора ГТД, об/хв	3960	4320
Частота обертання вихідного валу редуктора, об/хв	3000	3000

Двигуни UGT 45000 та UGT 60000 розроблені одновальними з

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

двоопорними роторами і відбором потужності з боку компресора (рис.1.3). Компресора обох ГТД – осьові, 15-ступінчасті. Камери згоряння – протитокові, трубчасто-кільцевого типу; мають в своєму складі 20 жарових труб. В обох двигунах застосовані 4-ступінчасті осьові турбіни. Зниження частоти обертання вихідного вала ГТД до 3000 об/хв здійснюється за допомогою редуктора.

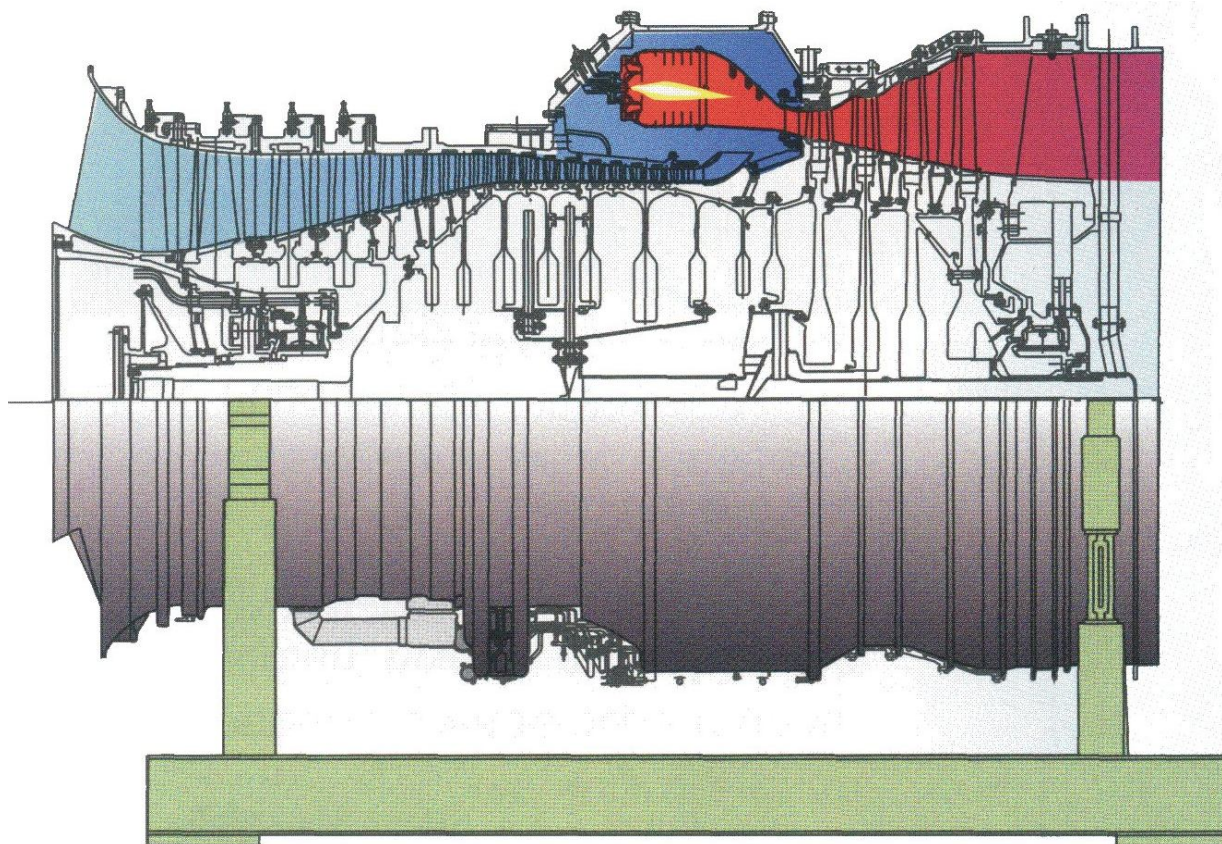


Рис.1.3. Двигун UGT 60000

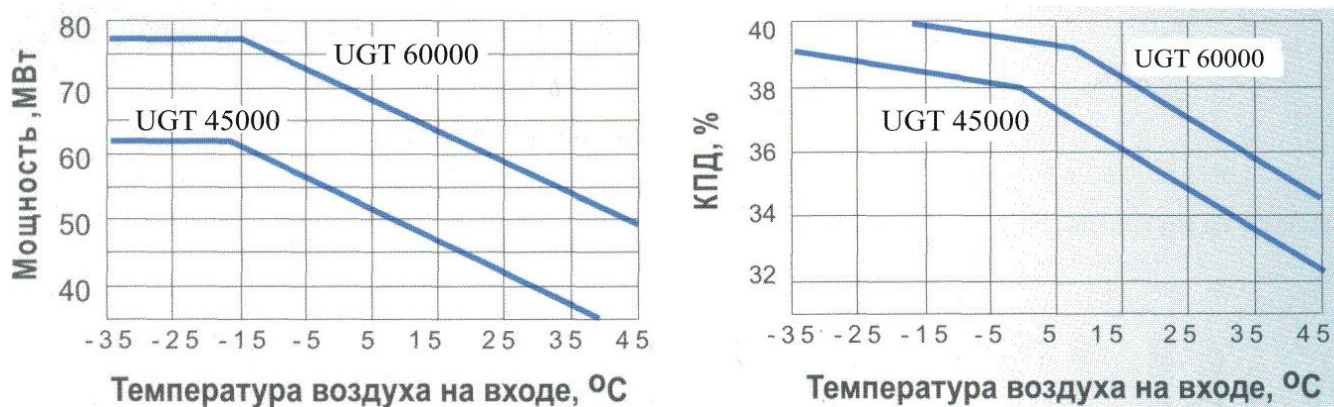


Рис.1.4. Залежність потужності та ККД двигунів UGT 45000 та UGT 60000 від температури зовнішнього повітря

Двигуни можуть працювати на природному газі, а також на дизельному паливі. Запуск ГТД проводиться від пускового пристрою електрогенератора.

Основні технічні характеристики UGT 45000 та UGT 60000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2, експлуатаційні характеристики – на рис.1.4.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми GTA1CC дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

Алгоритм програми передбачає розв'язання задачі оптимізації простої схеми ГТА методом сканування. При цьому на точність і тривалість процесу розв'язання впливають вибір інтервалу і кроку пошуку. Область зміни параметра π_k - інтервал пошуку, в якому очікується максимум η_e , - завжди може бути зазначена з великою вірогідністю. Крок сканування $\Delta\pi_k$ варто підбирати емпірично.

На рис.1.5 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_2}, c_{p_6}, k_2, k_6$.. Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язування методом Ньютона. Якщо задана

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл `rzgtalcc.dat`. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

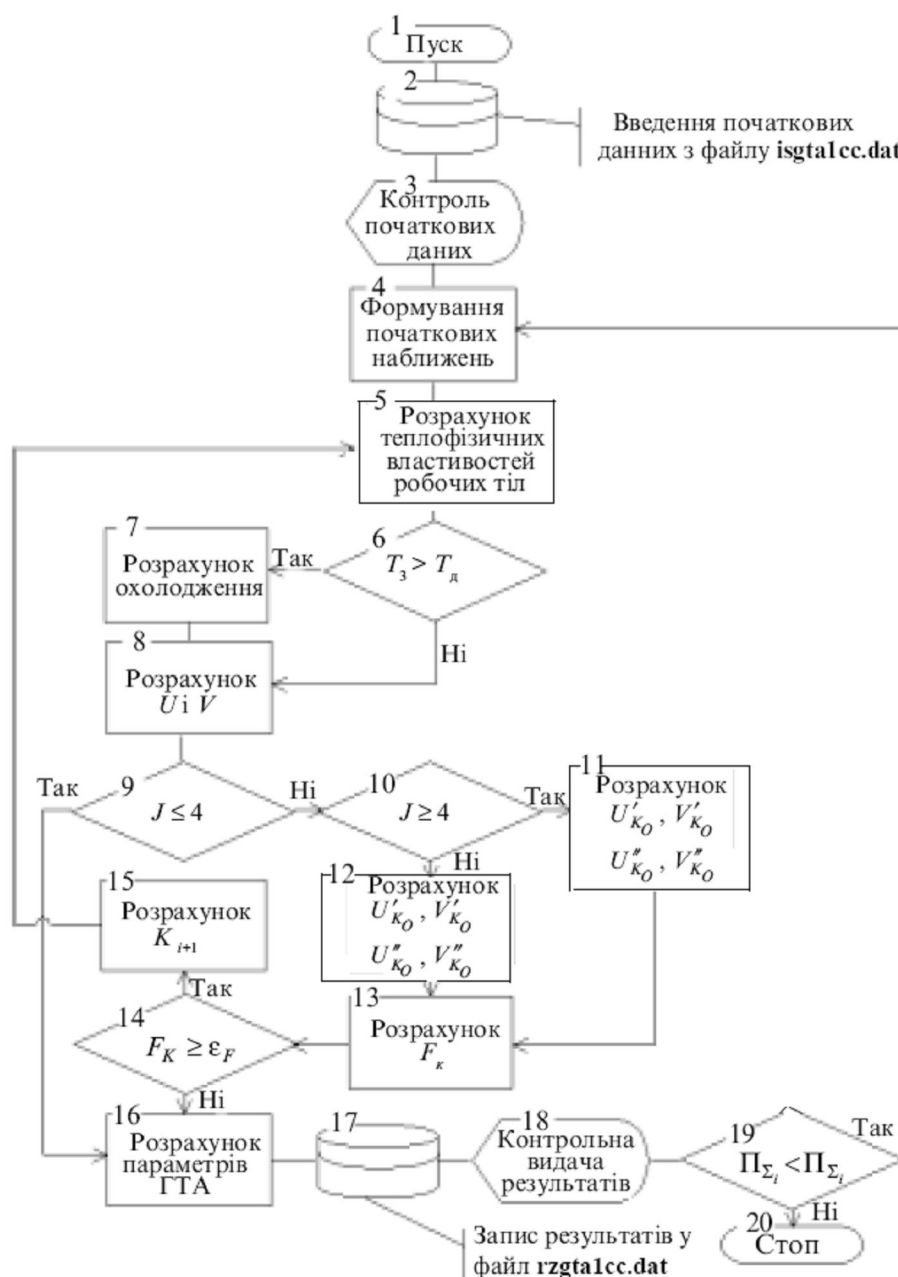


Рис.1.5. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 1.3

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	—
BD	Недогрів газу в КЗПП	Δ_d	град
BO	Недоохолодження повітря в ППО	Δ_o	град
EGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	g_e	—
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	U_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	U_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	U_{zv}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	U_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	U_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	U_{kzpp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	U_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	U_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	U_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{nut}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_o	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\overline{N}_{пт}$	—
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	π_k	—
QKH	Початкове значення ЗСПТ	π_{k_n}	—
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	π_{k_k}	—
R	Ступінь регенерації	r	—
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_k$	—
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{\text{кз}}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	$\eta_{\text{м}}$	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	$\eta_{\text{нк}}$	—
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	$\eta_{\text{нт}}$	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	$\eta_{\text{е}}$	—
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	$\eta_{\text{нт}}$	—

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл.1.3.

Для проведення розрахунків за програмою GTA1CC студенту необхідно підготувати комплект початкових даних.

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файла isgtalcc.dat, що знаходиться в директорії GRUP5, розміщений в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файла isgtalcc.dat здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки "Norton Commander" це може бути її вбудований редактор, викликуваний натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом gtalcc.exe, розміщеним в директорії SAPRTA, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі STUDENT. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних

даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.3. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.1.4.

Таблиця 1.4

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1550
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,980
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	1,000
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	1,000
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,022

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.1.6 та рис.1.7) –

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 28$: $\eta_{e \text{ max}} = 0,38388$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 308,4$ кВт/(кг/с). Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 22$, якій відповідає $\eta_{e, \text{роз}} = 0,37982$ та $N_{\text{пит}} = 331,7$ кВт/(кг/с).

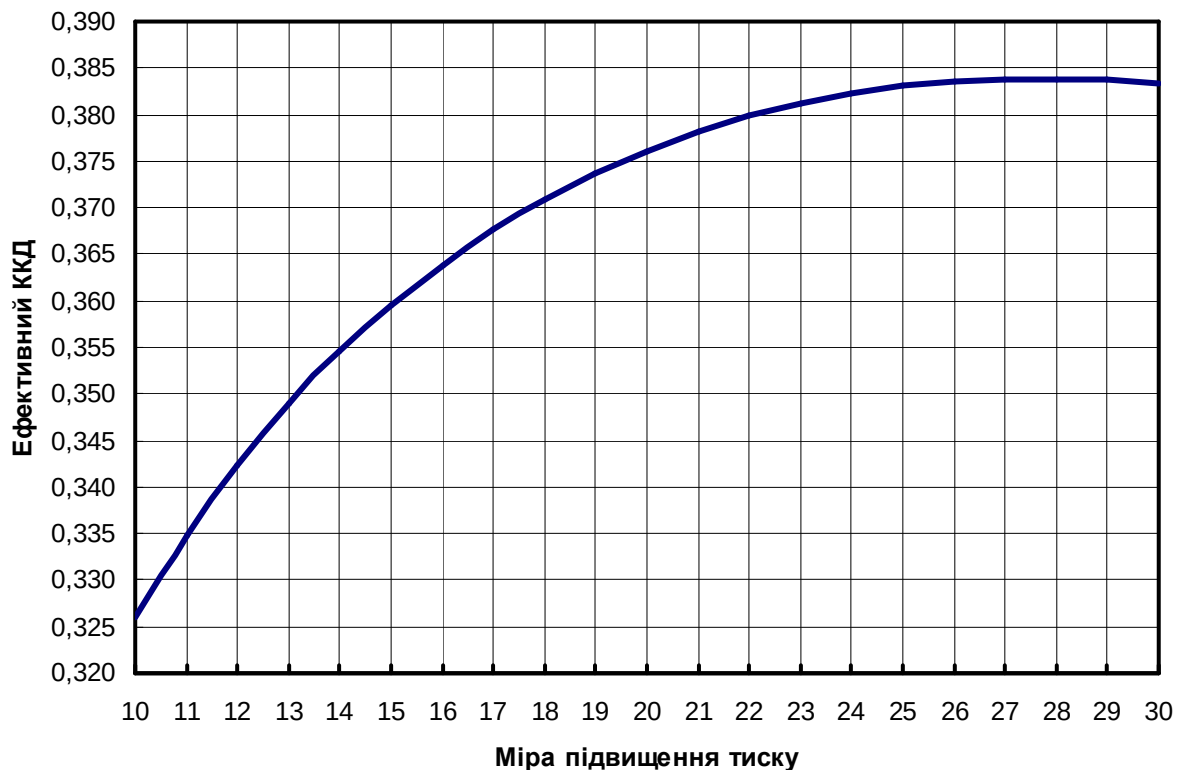


Рис.1.6. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e, \text{max}} - \eta_{e, \text{роз}}}{\eta_{e, \text{max}}} = \frac{0,38388 - 0,37982}{0,38388} \cdot 100\% = 1,06\%,$$

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

що не перевищує норму 0,5...3,0 %, а збільшення питомої потужності становить

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{331,7 - 308,4}{308,4} \times 100\% = 7,56\% .$$

Зменшені значення π_k дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

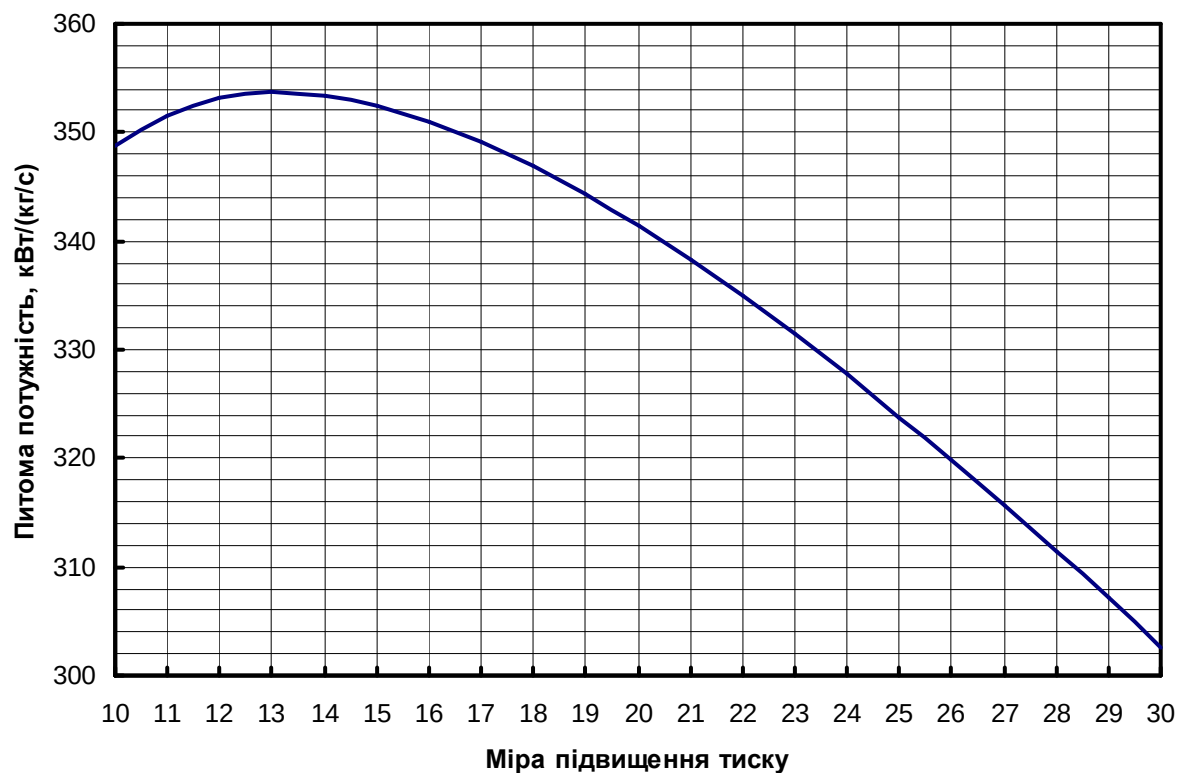


Рис.1.7. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTAlCC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент гр.6231m Semenov M.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1550.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9800
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	1.0000
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	1.0000
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	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
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	0.32597	345.8	0.000	0.000	590.8	972.1	0.000	4.4	0.0877	2.47
11.0	0.33477	348.5	0.000	0.000	607.9	951.9	0.000	4.4	0.0899	2.51
12.0	0.34236	349.9	0.000	0.000	623.9	933.7	0.000	4.4	0.0922	2.55
13.0	0.34892	350.4	0.000	0.000	638.8	917.2	0.000	4.4	0.0945	2.58
14.0	0.35462	350.1	0.000	0.000	653.0	902.2	0.000	4.4	0.0968	2.62
15.0	0.35958	349.2	0.000	0.000	666.3	888.3	0.000	4.4	0.0992	2.66
16.0	0.36390	347.7	0.000	0.000	679.1	875.5	0.000	4.4	0.1016	2.70
17.0	0.36766	345.8	0.000	0.000	691.2	863.6	0.000	4.4	0.1040	2.73
18.0	0.37091	343.5	0.000	0.000	702.8	852.4	0.000	4.4	0.1065	2.77
19.0	0.37371	341.0	0.000	0.000	713.9	842.0	0.000	4.4	0.1090	2.80
20.0	0.37611	338.1	0.000	0.000	724.6	832.3	0.000	4.4	0.1115	2.83
21.0	0.37814	335.0	0.000	0.000	734.8	823.0	0.000	4.4	0.1141	2.87
22.0	0.37982	331.7	0.000	0.000	744.7	814.3	0.000	4.4	0.1167	2.90
23.0	0.38119	328.1	0.000	0.000	754.3	806.1	0.000	4.4	0.1194	2.93
24.0	0.38227	324.5	0.000	0.000	763.5	798.2	0.000	4.4	0.1221	2.96
25.0	0.38306	320.6	0.000	0.000	772.5	790.8	0.000	4.4	0.1249	3.00
26.0	0.38358	316.7	0.000	0.000	781.2	783.6	0.000	4.4	0.1277	3.03
27.0	0.38386	312.6	0.000	0.000	789.6	776.8	0.000	4.4	0.1306	3.06
28.0	0.38388	308.4	0.000	0.000	797.8	770.3	0.000	4.4	0.1336	3.09
29.0	0.38368	304.1	0.000	0.000	805.7	764.1	0.000	4.4	0.1367	3.12
30.0	0.38324	299.7	0.000	0.000	813.5	758.1	0.000	4.4	0.1398	3.15

1.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

Тепловий проектувальний розрахунок ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного агрегата, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного агрегата, його питома потужність.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 60 000 кВт, початкова температура газу – 1550 К, базовий двигун – UGT 60000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 22.

Результати розрахунків зведено до табл. 1.5.

Таблиця 1.5

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [1]	22	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1550	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається [1]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається [1]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [1]	1080	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [1]	0,900	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається [1]	0,990	-

					Спосіб визначення	Наближення	
						Перше	Друге
29. Температура повітря за 1-ою частиною компресора $T_{2,1}$, К					$T_1 + \Delta T_{к1}$	480,0	478,4
30. Середня температура процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $T_{сер.к1}$, К					$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	372,1	371,4
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу c_{pn1} , кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.к1})$	1,0112	1,011
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $k_{п1}$					$\frac{c_{pn1}}{c_{pn1} - R_{п}}$	1,3963	1,3964
33. Тиск повітря на вході в 1-й частині компресора P_1 , МПа					$P_{30B} \cdot \nu_{BX}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з 1-й частині компресора $P_{2,1}$, МПа					$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,499	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$					$\frac{c_{pn1}}{c_{pn1} - R_{п}}$	1,3800	1,3748
35. Адіабатичний ККД 2-й частини компресора $\eta_{к2}$					$\frac{\pi^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2} \cdot \eta_{ак}}} - 1}$	0,8784	0,8767
36. Дійсний підігрів повітря в 2-й частині компресора $\Delta T_{к2}$, К					$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	275,3	271,6
37. Температура повітря за 2-й частиною компресора T_2 , К					$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	753,7	750,0
38. Середня температура процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $T_{сер.к2}$, К					$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	599,3	597,5
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу c_{pn2} , кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.к2})$	1,0528	1,052
					ДП.142.6231м.02.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
					Арк.		

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3748	1,3752
41. Тиск повітря на вході в 2-й частині компресора $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,4989	
42. Тиск повітря на виході з 2-ої частини компресора P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,195	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{p\gamma_{\alpha=1}} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.кз}, \alpha = 1)$	1,238	
44.Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{p\pi} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.кз})$	1,1185	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{p\pi} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.кз}^{вх})$	1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{пн} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{пн} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p \cdot \eta_{кз} - \left[c_{p\gamma_{\alpha=1}} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{пн} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0205	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	2,834	
48.Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{кз}$	2,107	
49. Число рядів охолоджуваних вінців турбін $n_{ох1}$	Приймається [1]	5	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_{д} \leq 100 \text{ К}$	1,40	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної турбін β_t	Приймається	0,9	

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
67. Приведена витрата повітря через 1-у частину компресора $G_{к1пн}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p \cdot \eta_\Gamma}$	196,7	
68. Витрата повітря через 1-у частину компресора $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пн} \cdot v_{6x}$	193,7	
69. Витрата повітря через 2-у частину компресора $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	190,8	
70. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	159,8	
71. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал_{год}}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	11820	
72. Витрата газу через турбіну G_T , кг/с	$\beta_t \cdot G_{к2}$	163,1	
73. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата турбін $G_{ох}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох}$	28,89	
74. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{к1}$	194,7	
75. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{пал_{год}} / N_e$	0,197	
76. ККД ГТА на клеммах генератора η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,365	

1.4. ГАБАРИТНО-КОМПОНОВОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТА

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів турбоагрегату виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, в процесі яких визначаються радіальні та осьові розміри компресорів, камер згоряння, турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів і турбін, частоти обертання їх роторів, число жарових труб у камерах згоряння. За результатами цих розрахунків одержують дані для виконання компоновання ГТД і креслення меридіанного перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його меридіанного перерізу конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих стаціонарних ГТД. У процесі проектування ГТД слід прагнути, щоб напрямок середньої лінії течії в проточній частині не мав різких зламів. Різкі зміни напрямку потоку робочого тіла по тракту ГТД, викликані значними коливаннями величин середніх діаметрів агрегатів, які стикаються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

1.4.1. Визначення габаритних розмірів осьового компресора ГТД

Вихідними даними, необхідними для оцінки габаритів компресора, є дані, отримані на етапі детального теплового розрахунку на режимі повної потужності. Вони наведені в табл. 1.6.

Для збільшення висоти лопаток останнього ступеня компресора приймемо компресор ламаної форми, де перші сім ступенів будуть з постійним зовнішнім діаметром ($D_n=const$), а останні вісім – з постійним внутрішнім діаметром ($D_b=const$) (рис.1.8).

Розрахунок першої та другої частин компресора будемо проводити послідовно. Результати розрахунку наведені в табл. 1.7 та 1.8.

Інв. № подл.	Підпис та дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис та дата						ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
					Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані для габаритного розрахунку компресора

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	22
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	193,7
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288.0
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	750,0
5. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0993
6. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	2,195
7. Показник адіабати процесу	k_B	—	1,396
8. Середня теплоємність повітря	c_{pB}	кДж/(кг·К)	1,0331
9. Газова стала повітря	R_B	кДж/(кг·К)	0,287

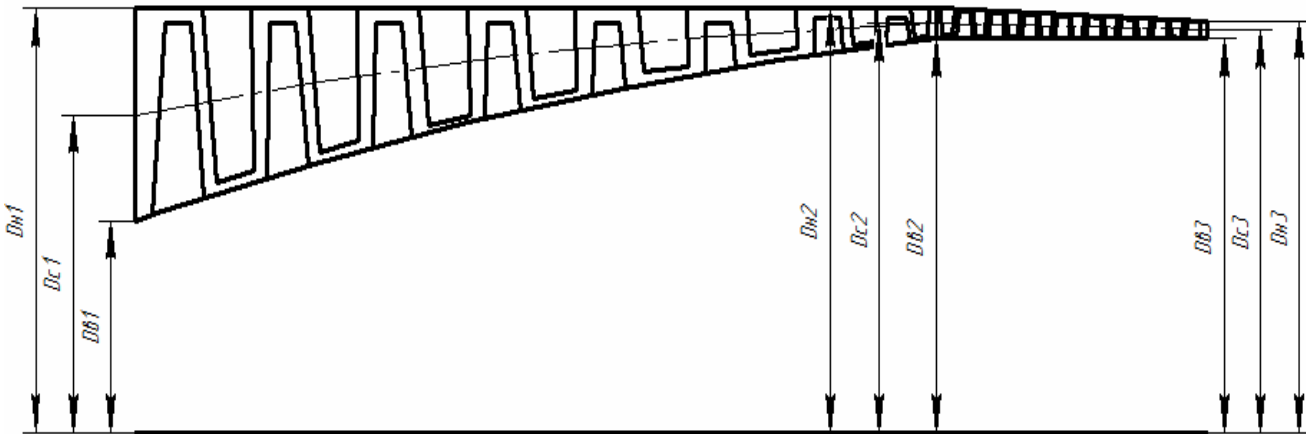


Рис. 1.8. Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

При розрахунку враховуємо, що габаритні та термодинамічні параметри на вході до другої частини компресора відповідають аналогічним параметрам на виході з першої частини.

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № подл.	ДП.142.6231м.02.ПЗ					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

Розрахунок першої частини компресора

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Міра підвищення тиску в першій частині компресора $\pi_{к1}$	Прийнято	5,00
2. Тиск повітря на вході в першу частину компресора $P_1, \text{МПа}$	Табл.1.3.1	0,0993
3. Тиск повітря на виході з першої частини компресора $P_2, \text{МПа}$	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,499
4. Витрата повітря на вході у першу частину компресора $G_K, \text{кг/с}$	Табл.1.3.1	193,7
5. Температура повітря на вході в першу частину компресора $T_1, \text{К}$	Табл.1.3.1	288.0
6. ККД елементарного ступеня осьового компресора $\eta_{ак}$	Табл.1.2.2	0,900
7. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	У першому наближенні приймається 1,40	1,40
8. ККД першої частини компресора $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}\eta_{ак}}} - 1}$	0,8773
9. Дійсний підігрів повітря в першій частині компресора $\Delta T_{к1}, \text{К}$	$T_1 \left(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{к1}}$	175,6
10. Температура повітря за першою частиною компресора $T_{2.1}, \text{К}$	$T_1 + \Delta T_{к1}$	478,4
11. Середня температура процесу в першій частині компресора $T_{сер.к1}, \text{К}$	$0,5(T_1 + T_{2.1})$	365,0

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.

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

Найменування параметра					Спосіб визначення		Числове значення
12. Теплоємність повітря для процесу в першій частині компресора $c_{pn1} = f(T_{сер.к1})$, кДж/(кг·К)					За таблицею 5Д [5]		1,011
13. Газова стала повітря R_n , кДж/(кг·К)					Береться рівною 0,28704		0,28704
14. Показник ізоентропи для процесу в першій частині компресора k'_{n1}					$\frac{c_{pn1}}{c_{pn1} - R_n}$		1.3971
15. Перевірка умови					$\left \frac{k_{n1} - k'_{n1}}{k_{n1}} \right \cdot 100 \leq 0,5$ При невиконанні умови уточнюється значення k_{n1} в п.7		0,207
16. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора k_{n1}					$\frac{c_{pn} T_1}{c_{pn} T_1 - R_n}$, де $R_n = 0,28704$ кДж/(кг·К)		1,397
17. Показник адіабати повітря у вихідному перетині компресора k_{n2}					$\frac{c_{pn} T_2}{c_{pn} T_2 - R_n}$, де $R_n = 0,28704$ кДж/(кг·К) $c_{pn} T_2 = f(T_1), (c_{pn} - T)$ діаграма		1,397
18. Матеріал лопаток					[1] стор. 161		X17H2
19. Границя міцності матеріалу лопаток $\sigma_k, МПа$					[1] стор. 161		975
20. Щільність матеріалу лопаток $\rho_{mk}, кг/м^3$					[1] стор. 161		7850
21. Форма проточної частини 1-ї частини компресора					Прийнято		$D_n = \text{const}$
22. Втулкове відношення на вході в компресор $\bar{d}$					[1] стор. 162		0,40
23. Відносна осьова швидкість для вхідного перерізу компресора $\bar{c}_{a1}, м/с$					[1] стор. 162		0,50
					ДП.142.6231м.02.ПЗ		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	30. Внутрішній діаметр на вході в першу частину компресора $D_{в1}, \text{м}$	$D_{з1} \cdot \bar{d}$	0,560	
				31. Середній діаметр на вході в першу частину компресора $D_{с1}, \text{м}$	$\frac{D_{з1} + D_{в1}}{2}$	0,979	
				32. Висота робочої лопатки першого ступеня $l_{к1}, \text{м}$	$\frac{D_{з1} - D_{в1}}{2}$	0,420	
				33. Частота обертання ротора компресора $n_{к}, \text{об/хв}$	Приймаємо	3549	
				34. Напруження розтягу у кореновому перерізі робочої лопатки першого ступеня $\sigma_{к1}, \text{Па}$	$9,8 \cdot \frac{\rho_{mk}}{7850} n_{к}^2 F_1$	$92,2 \cdot 10^6$	
				35. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц1}$	$\frac{\sigma_{к}}{\sigma_{к1}} \geq 1,6 \dots 2,0$	10,5	
				36. Осьова швидкість на виході з першої частини компресора $C_{a2}, \text{м/с}$	$(0,9 \dots 1,0) C_{a1}$	123,5	
Інв. № подл.						ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Підпис та дата		останнього ступеня $l_{к2}, м$		$\frac{z_2}{2}$	0,116	
		44. Число ступенів першої частини компресора $Z_к$		$ці́ле \frac{lg \pi_к}{lg \pi_{стк}}$	7	
		45. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ск}$		$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,879	
Інв. № дубл.		46. Зовнішній діаметр середньої розрахункового ступеня $D_{зс}$		$D_{з2} = D_{зс}$	1,399	
		47. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{вс}$		$D_{вс} = \sqrt{D_{нс}^2 + \frac{4 \cdot F_{ск}}{\pi}}$	0,916	
		48. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{сс}$		$\frac{D_{зс} + D_{вс}}{2}$	1,157	
Взам. інв. №		49. Висота робочих лопаток середньої розрахункової ступені $l_{кс}, м$		$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$	0,242	
		50. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $\vartheta_{лк}$		$\frac{D_c}{l_{рк}}$	4,789	
Підпис та дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
37. Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу λ_{Ca_2}	$\frac{C_{a_2}}{\sqrt{2 \frac{k_{n_2}}{k_{n_2} + 1} R_n T_2}}$	0,312
38. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{Ca_2})$	$\lambda_{Ca_2} \left[\frac{k_{n_2} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{n_2} - 1}{k_{n_2} + 1} \lambda_{Ca_2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{n_2} - 1}}$	0,473
39. Кільцева площа вихідного перерізу $F_2, м^2$	$\frac{G_K \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{n_2}}{R_n} \left(\frac{2}{k_{n_2} + 1} \right)^{\frac{k_{n_2} + 1}{k_{n_2} - 1}} P_2 q(\lambda_{Ca_2})}}$	0,466
40.Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{з_2}, м$	$D_{н_2} = D_n$	1,399
41. Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{в_2}, м$	$D_{в_2} = \sqrt{D_{н_2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	1,168
42. Середній діаметр вихідного перерізу $D_{ср_2}, м$	$\frac{D_{з_2} + D_{в_2}}{2}$	1,283
43. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{к_2}, м$	$\frac{D_{з_2} - D_{в_2}}{2}$	0,116
44. Число ступенів першої частини компресора Z_K	$\text{ціле } \frac{\lg n_K}{\lg n_{ст_K}}$	7
45. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{с_K}$	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,879
46. Зовнішній діаметр середньої розрахункового ступеня $D_{з_с}$	$D_{з_2} = D_{з_с}$	1,399
47. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{в_с}$	$D_{в_с} = \sqrt{D_{н_с}^2 + \frac{4 \cdot F_{с_K}}{\pi}}$	0,916
48. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{с_с}$	$\frac{D_{з_с} + D_{в_с}}{2}$	1,157
49. Висота робочих лопаток середньої розрахункової ступені $l_{к_с}, м$	$\frac{D_{з_с} - D_{в_с}}{2}$	0,242
50. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $\vartheta_{л_K}$	$\frac{D_{с_с}}{l_{п_K}}$	4,789

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
51. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\bar{L}_{\text{СТК}}$	$0,87353 + 0,02604\vartheta_{\text{Лк}} + 0,00092\vartheta_{\text{Лк}}^2 + 0,00004\vartheta_{\text{Лк}}^3$	1,024
52. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{\text{СТК}}$	$l_{\text{Кс}} \bar{L}_{\text{СТК}}$	0,202
53. Осьовий габарит проточної частини першої частини компресора $L_{\text{К}}$	$L_{\text{СТК}} Z_{\text{К}}$	1,818
54. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{П.К.К.}}, \text{м}$	$0,45 \cdot D_{\text{з1}}$	0,514
55. Осьовий розмір вхідного пристрою компресора $L_{\text{В.П}}, \text{м}$	$0,16 \cdot D_{\text{з1}}$	0,183

Таблиця 1.8

Розрахунок другої частини компресора

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Внутрішній діаметр вхідного перерізу $D_{\text{в2}}, \text{м}$	З розрахунку першої частини	1,168
2. Зовнішній діаметр на вході $D_{\text{з2}}, \text{м}$	З розрахунку першої частини	1,399
3. Середній діаметр на вході $D_{\text{с2}}, \text{м}$	З розрахунку першої частини	1,283
4. Висота робочої лопатки першого ступеня $l_{\text{К1}}, \text{м}$	З розрахунку першої частини	0,116
5. Частота обертання ротора компресора $n_{\text{К}}, \text{об/хв}$	З розрахунку першої частини	3549
6. Кільцева площа вхідного перерізу $F_2, \text{м}^2$	З розрахунку першої частини	0,466
7. Напруження розтягу у кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня $\sigma_{\text{К1}}, \text{Па}$	$9,8 \cdot \frac{\rho_{\text{тК}}}{7850} n_{\text{К}}^2 F_2$	$58,2 \cdot 10^6$
8. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{\text{міц1}}$	$\frac{\sigma_{\text{К}}}{\sigma_{\text{К1}}} \geq 1,6 \dots 2,0$	16,3

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
23. Висота робочої лопаток середньої розрахункової ступені $l_{к_с}, м$	$\frac{D_{з_с} - D_{в_с}}{2}$	0,067
24. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{ст_к}$	$l_{к_с} \bar{L}_{ст_к}$	0,1807
25. Осьовий габарит проточної частини другої частини компресора $L_к$	$L_{ст_к} Z_к$	1,445

1.4.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

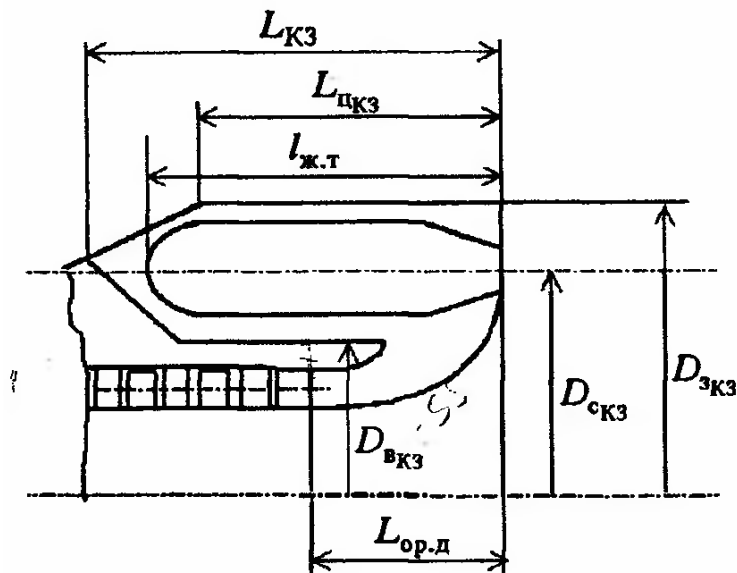


Рис.1.9. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння.

Протитокова трубчасто-кільцева камера згоряння розміщується над задньою частиною компресора. Тут потік повітря перед входом у фронтний пристрій жарової труби робить поворот на 360°: 180° в осерадіальному дифузори і

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № подл.
Зм. Лист № докум. Підпис Дата ДП.142.6231м.02.ПЗ Арк.				

кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180° при вході в жарову трубу через фронтовий пристрій. З огляду на надзвичайно потужний вихровий рух повітря в міжтрубному просторі, що сприяє рівномірному розподілу вторинного повітря в жарових трубах, середній діаметр розміщення жарових труб тоді беруть середньгеометричним. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 159,8$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал_{200}} = 11820$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п_{диф}} = 190,8$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,99$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.1.9, результати розрахунку зведені до табл.1.9.

Таблиця 1.9

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,195·10 ⁶				
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900				
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{пал_{200}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,3480				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	14	16	18	20	22
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0170	0,0140	0,0130	0,0120	0,0110
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3				

Інв. № подл.	Підпис та дата					Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,195·10 ⁶				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,216	0,206	0,198	0,192	0,186
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,647	0,619	0,595	0,575	0,557
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,032	0,031	0,030	0,029	0,028
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	1,115	1,217	1,314	1,408	1,500
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_{г}$	Приймається (1.10...1.25)	1,20				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристроїв всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_{г} \cdot L_0) / 3600$	45,759				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	76,788				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,512	0,535	0,557	0,577	0,595
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	1,177	1,231	1,280	1,326	1,369
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,451	1,539	1,624	1,708	1,790
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,779	0,894	1,004	1,109	0,209

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,195·10 ⁶				
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,35 \cdot D_{с2_{квт}}$	0,310				
20. Довжина камери згоряння $L_{кзΣ}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,744	0,712	0,685	0,661	0,640

Приймаємо число жарових труб $n_{ж.т.} = 22$.

1.4.3. Визначення габаритних розмірів осьової турбіни ГТД

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбіни ГТД:

- витрата газу $G_T = 163,1$ кг/с;
- витрата повітря на охолодження лопаткового апарата $G_{ох} = 28,89$ кг/с;
- температура газу перед турбіною $T_3 = 1550$ К;
- температура газу за турбіною $T_4 = 756$ К;
- тиск газу перед турбіною $P_3 = 2,107$ МПа;
- тиск газу за турбіною $P_4 = 0,1034$ МПа;
- внутрішній ККД турбіни $\eta_T = 0,90$.

Розрахункова схема турбіни газотурбінного двигуна наведена на рис.1.10.

Частота обертання ротора турбіни відповідає частоті обертання ротора компресора ГТД. Середній діаметр турбіни на вході визначають при компонуванні з попередньо розташованою камерою згорання. Для турбіни приймаємо форму проточної частини з постійним середнім діаметром.

Інв. № подл.	Підпис та дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис та дата	ДП.142.6231м.02.ПЗ					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

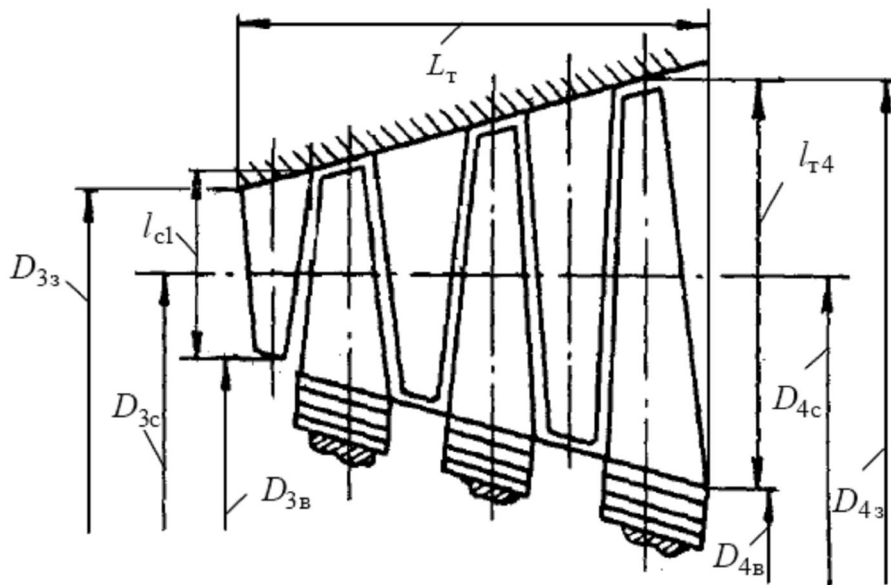


Рис.1.10. Розрахункова схема турбіни ГТД

Результати габаритного розрахунку турбіни зведені до табл.1.10.

За результатами розрахунків турбіни викреслюємо меридіанний переріз її проточної частини та погоджуємо між собою габаритні розміри вихідних та вхідних перерізів для забезпечення плавності середньої лінії в проточній частині ГТД.

Осьові габарити опорного вінця турбіни варто визначати конструктивно, орієнтуючись на двигун-прототип. На осьовий габарит опорного вінця турбіни значною мірою впливає конструкція її ротора і заднього підшипникового узла.

Таблиця 1.10

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Число ступенів турбіни z_t	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{ст}]}$	4
2. Коефіцієнт утрат з вихідною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03
3. Ізоентропійний тепловперепад на турбіну H_a^* , Дж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_{p\kappa} \cdot (\Delta T_m) / \eta_t$	$9,165 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_t	Приймається [5]	26

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № подл.	12. Газодинамічна функція λ_{C1}	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{15}{2} \cdot \left[1 - \frac{15}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]$	0,371
					13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$,	0,248
					14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	1,450
					15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,054
					16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,057
					17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_t	D_{C_3} / l_{p1}	25,4
					18. Оптимальна характеристика ступеня v_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,550

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається [5]	0,03
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,125
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	614,1
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,315
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,843
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	16
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{T3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{T3} - 1)}{(\kappa_{T3} + 1)} (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{T3} - 1}}$	0,971
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1t}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$,	0,248
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	1,450
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,054
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,057
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	25,4
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,550

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	3549
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T)/60$	330,3
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,538
22. Різниця в значеннях v_d і v_{opt}	v_{opt} / v_d	1,022
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	1,504
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	1,396
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M_3} , К	Приймається $T_{M_3} = T_d$	1080
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p_2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1,1}}{v_d} - 1 \right) - 50$	
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M_3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,57
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1,1}$	186,2
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,312
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_e}{k_e + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,341

Інв. № подл.	Підпис та дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис та дата	38. Діаметри на виході з турбіни	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{r_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,071 1,829	
					39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{3_4} - D_{B_4}) / 2$	0,379	
					40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	3,83	
					41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м2	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,987	
					42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{Cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$ $D_{3c} = D_{Cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,450 1,233 1,667	
					ДП.142.6231м.02.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тс}$, м	$(D_{3с}-D_{Бс})/2$	0,217
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тс}$	$D_{сс} / l_{тс}$	6,68
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065+0,05899v_{тс}+0,00331v_{тс}^2+0,00003 v_{тс}^3$	0,763
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$, м	$l_{тс} \cdot \bar{L}_{стт}$	0,166
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{т}$, м	$L_{стт} \cdot z_{т}$	0,664

Ескіз меридіанного перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.1.11.

1.4.4. Визначення габаритних розмірів редуктора

Передача крутильного моменту з турбіни газотурбінного двигуна на електрогенератор виконується за допомогою зубчастої передачі – редуктора. Передавальне відношення редуктора

$$i = \frac{n_{т}}{n_{ген}} = \frac{3549}{3000} = 1,183.$$

Для передавання потужності обираємо одноступінчастий редуктор переборного типу. Розрахунок його головних габаритних параметрів наведений нижче.

Діаметр шестерні редуктора:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^3 \cdot N_{ГТД} \cdot (i+1)}{n_{тв} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot [k_0] \cdot i \cdot 10^5}} = 0,838 м,$$

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

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\left(\frac{b}{d_1}\right) = 1,2$ – відносна ширина зубчатого вінця; $[k_0] = 22 \cdot 10^5 \text{ Па}$ – коефіцієнт

контактної міцності для азотованих зубців;

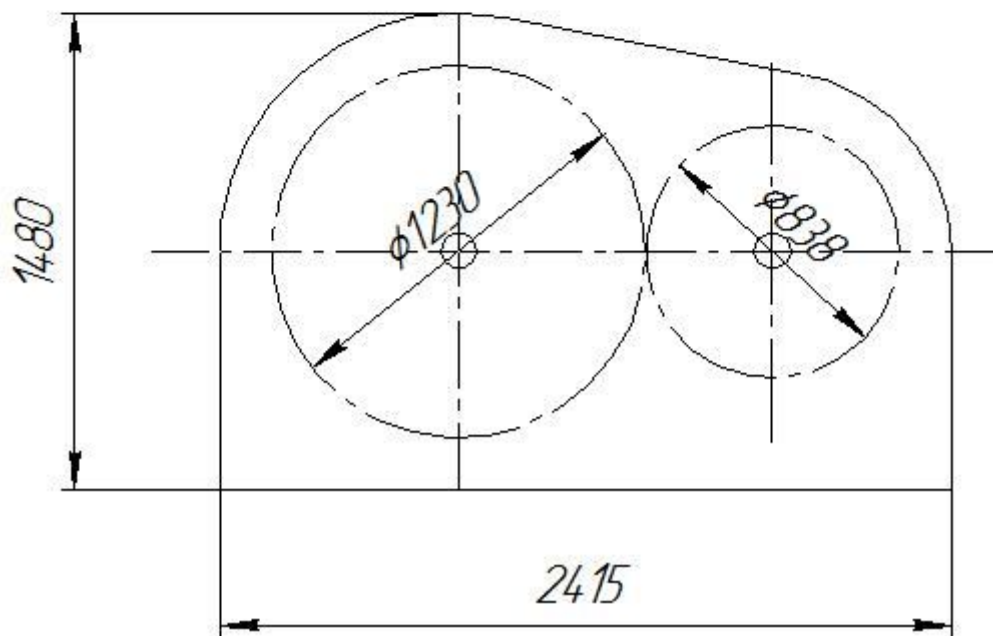
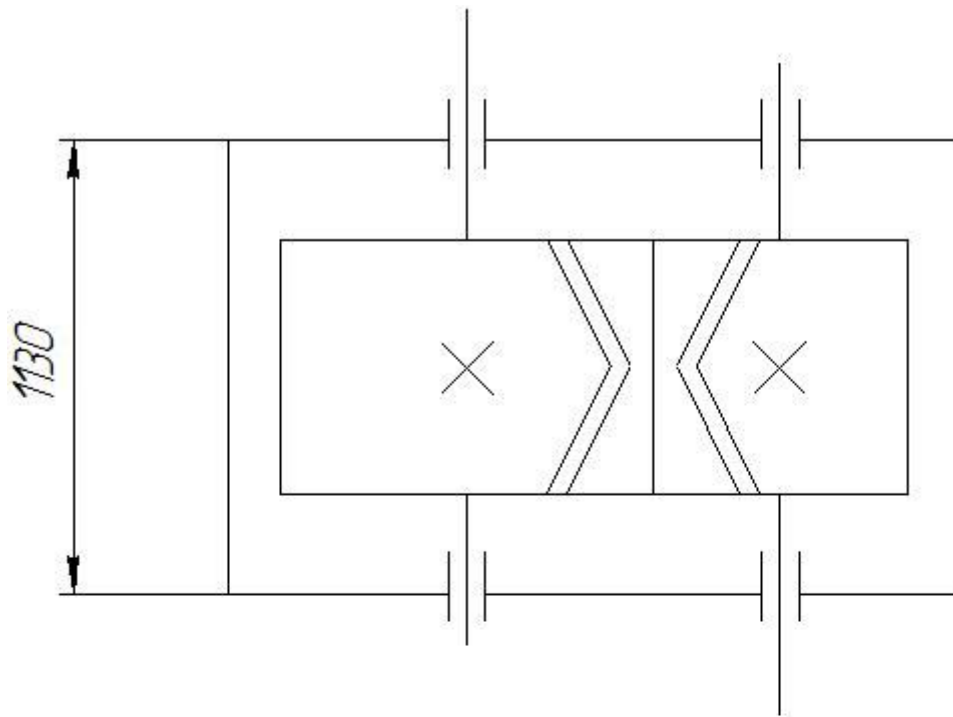


Рис.1.12. Ескіз редукторної передачі

Інв. № подл.	Підпис та дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис та дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.02.ПЗ

Арк.

Діаметр колеса:

$$d_2 = d_1 \cdot i = 1,233м$$

Ширина редуктора:

$$B_p = 1,2 \cdot (d_2 + d_1) = 2,415м$$

Висота редуктора:

$$H_p = 1.2 \cdot d_2 = 1,480м$$

Осьовий габарит редуктора:

$$L_p = 1.3 \cdot 2 \cdot l_{п2} + \left(\frac{b}{d}\right) \cdot d_1 = 1,131м$$

Ескіз редукторної передачі наведений на рис.1.12.

					Підпис та дата					Підпис та дата																													
										Інв. № дубл.					Інв. № дубл.																								
															Взам. інв. №					Взам. інв. №																			
																				Підпис та дата					Підпис та дата														
																				Інв. № подл.					Інв. № подл.														
Зм.					Лист					№ докум.					Підпис					Дата					ДП.142.6231м.02.ПЗ										Арк.				

ДП.142.6231мз.02.ПЗ

M 1:25

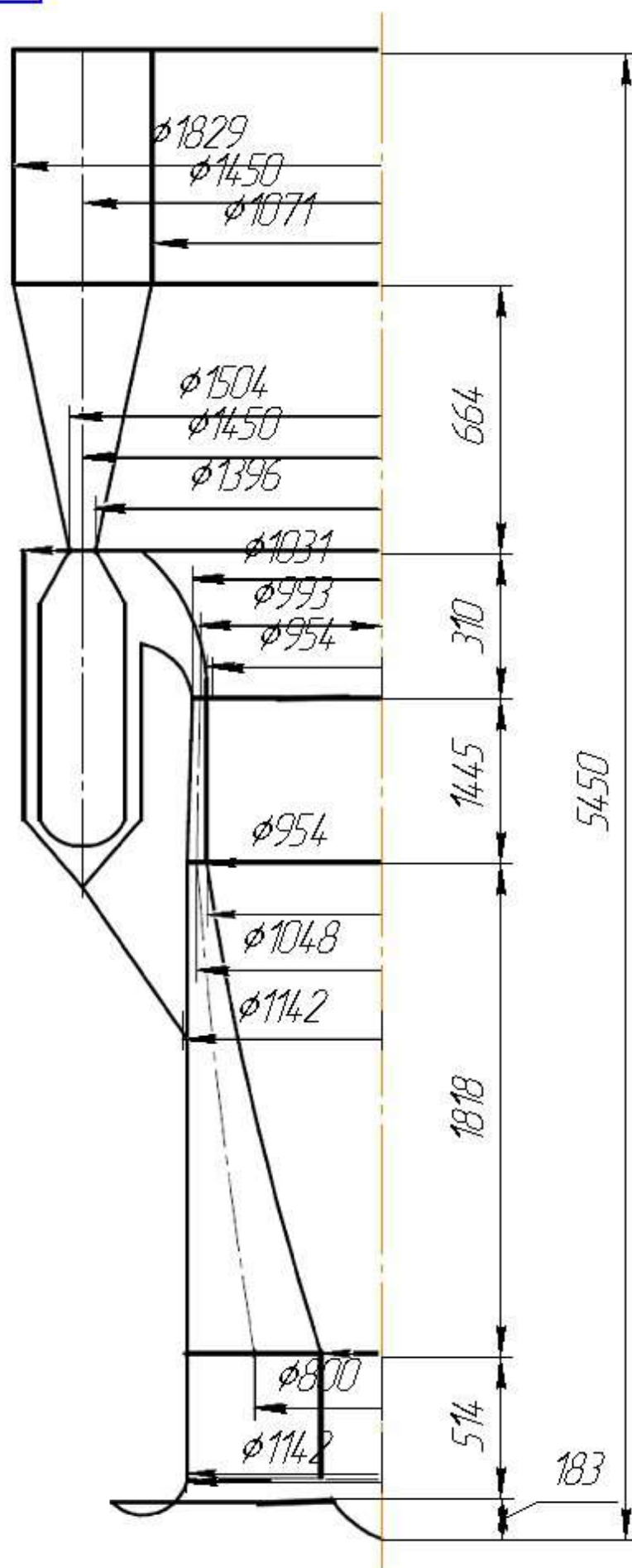


Рис.111 Ескіз меридіанного перерізу ГТД

Інв. №	№ подл.	Підп. і дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Підп. і дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

ДП.142.6231мз.02.ПЗ

Копировал

Формат А4

Лист

1.5. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБІНИ ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЇЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбінної частини газотурбінного двигуна проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі дипломної роботи 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 попередньому 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 для кожного ступеня. 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 ступенів, коловий та внутрішній ККД, а також довжина та кількість соплових і робочих лопаток та потужність ступенів.

При розрахунку камерних втрат в ступенях необхідно враховувати особливості їх конструктивного виконання: наявність або відсутність бандажу, наявність та місце розташування зазорів, їхній тип (відкритий чи закритий зазор) і величину та ін.

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступенів осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є **плоскорівнобіжним**. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрешностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{\text{ср}} / l_p \geq 10 \dots 12$. У протилежному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

При розрахунку вважаємо, що теплоперепад у турбіні між ступенями розподілений рівномірно. Параметри на виході з попереднього ступеня є вхідними для наступного ступеня.

Вихідні дані до розрахунку турбіни наведені у табл. 1.11, результати розрахунку зведені до табл. 1.12.

Таблиця 1.11

Вихідні дані до розрахунку турбіни двигуна

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Ізоентропійний теплоперепад всієї турбіни ΔH_a , кДж/кг	Див. п.3 табл.1.10	916,5			
2. Ізоентропійний теплоперепад одного ступеня Δh_a , кДж/кг	$\frac{\Delta H_a}{4}$	229,1			
3. Температура газу перед ступенем T_0 , К	Див. розділ 1.4.3	1550	1373	1196	1019
4. Тиск газу перед ступенем p_0 , МПа	Див. розділ 1.4.3	2,107	1,052	0,5630	0,2723
5. Середня теплоємність газу для розширення в турбіні C_{pg} , кДж/(кг·К)	Див. п.58 табл.1.5	1,164			
6. Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні k	Див. п.59 табл.1.5	1,329			

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
7. Тиск газу за ступенем p_2 , МПа	$p_0 \cdot \left[1 - \frac{\Delta h_a}{c_{pg} T_0} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	1,052	0,5630	0,2723	0,1034
8. Задане значення внутрішнього ККД турбіни η_t	Див. розділ 1.4.3	0,90			
9. Температура газу за ступенем T_2 , К	$T_0 - \frac{\Delta h_a \eta_t}{c_{pg}}$	1373	1196	1019	756

Таблиця 1.12

Розрахунок ступенів турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Витрата газу G , кг/с	Див. розділ 1.3	162,0	175,0	179,0	179,0
2. Статичні параметри газу на вході до ступеня:					
тиск p_0 , МПа	Див. табл.1.11	2,107	1,052	0,5630	0,2723
температура T_0 , К	Див. табл.1.11	1550	1373	1196	1019
3. Статичні параметри газу на виході зі ступеня:					
тиск p_2 , МПа	Див. табл.1.11	1,052	0,5630	0,2723	0,1034
температура T_2 , К	Див. табл.1.11	1373	1196	1019	756
4. Осьова швидкість газу на вході до ступеня c_0 , м/с	Для 2-4-го ступенів: $c_2 \sin \alpha_2$	100	116	140	172
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 1.4	3549			
6. Теплоємність газу у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2}$, Дж/(кг·К)	$f(T, \alpha)$	1270	1240	1220	1185
7. Газова стала газу R , Дж/(кг·К)	$f(T, \alpha)$	291	291	291	291
8. Показник ізоентропи газу k	$f(T, \alpha)$	1,297	1,307	1,313	1,326

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
9. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	765	723	676	627
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,131	0,161	0,207	0,275
11. Повні параметри газу на вході до ступеня: тиск p_0^* , МПа температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$				
		1,840	1,070	0,579	0,286
		1554	1378	1204	1032
12. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$237 \cdot 10^3$	$239 \cdot 10^3$	$242 \cdot 10^3$	$271 \cdot 10^3$
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	689	692	695	736
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	17,1	12,5	8,7	5,9
15. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,05	0,04	0,03	0,03
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,164	0,194	0,247	0,340
17. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 12...20	12	14	16	20
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,97	0,97	0,97	0,97

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^*(1 - \rho)$	$198 \cdot 10^3$	$193 \cdot 10^3$	$183 \cdot 10^3$	$179 \cdot 10^3$
20. Швидкість виходу газу з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2 \Delta h_{ac}^*}$	611	603	586	580
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha'_1}{2(1 - \rho)}$	0,585	0,602	0,636	0,712
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 1.4.3	1,450	1,450	1,450	1,450
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	330	330	330	330
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1 / c_1	0,540	0,548	0,563	0,569
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt} / v_1	1,082	1,098	1,130	1,251
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	$12 \cdot 10^3$	$12 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$
27. Статичні параметри газу за сопловою решіткою: тиск p_1 , МПа температура T_1 , К густина ρ_1 , кг/м ³	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$ $\frac{p_1}{RT_1}$				
		1,158	0,643	0,332	0,151
		1407	1232	1063	890
		2,83	1,79	1,07	0,58
28. Критичне відношення тисків $p_{кр} / p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546	0,544	0,543	0,541

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,630	0,601	0,573	0,526
30. Кут виходу газу з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град: при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$ при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	α_1' $\arcsin \left[\sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^k}} \right]$				
		12	14	16	20
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	729	685	637	586
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,839	0,880	0,920	0,989
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,072	0,100	0,153	0,230
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_{\pi} + \gamma_{\kappa}$, град	Береться 4...16	10	14	14	14
35. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020	0,017	0,022	0,021	0,032
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	0,90	1,77	2,42	2,91
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,080	0,057	0,063	0,079
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,41	2,59	4,06	6,25

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001	0,001	0,001	0,001
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_{\Pi} + \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_{\Pi} - \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}}$	0,060	0,045	0,041	0,039
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,085	0,116	0,167	0,247
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\Pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	1,450	1,450	1,450	1,450
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	330	330	330	330
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	17,08	12,52	8,69	5,88
45. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,164	0,193	0,247	0,341
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,1	0,1	0,1	0,3
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90°)	37	38	39	40
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,134	0,092	0,099	0,123
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c/b_c$	Береться 0,75...0,90	0,85	0,85	0,85	0,85

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,114	0,078	0,084	0,105
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	40	58	54	44
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	296	293	284	292
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	25,4	29,8	34,7	42,7
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96	0,96	0,96	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	$39 \cdot 10^3$	$46 \cdot 10^3$	$59 \cdot 10^3$	$92 \cdot 10^3$
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	$83 \cdot 10^3$	$89 \cdot 10^3$	$99 \cdot 10^3$	$135 \cdot 10^3$
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	390	406	428	494
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	$6 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$
58. Густина газу на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	2,63	1,62	0,92	0,41
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	720	675	624	577
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}	w_2 / a_2	0,542	0,602	0,686	0,864
61. Кут виходу газу з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	17,4	20,2	23,8	31,6

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	69	70	71	72
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,064	0,048	0,043	0,041
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,665	0,667	0,698	0,736
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,043	0,032	0,030	0,031
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	106	141	152	149
67. Абсолютна швидкість виходу газу з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	124	149	183	278
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	$8 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$	$17 \cdot 10^3$	$38 \cdot 10^3$
69. Кут виходу газу із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	70,0	70,1	70,3	70,1
70. Колові складові абсолютних швидкостей:					
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	598	585	564	545
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	43	51	62	95
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	$211 \cdot 10^3$	$210 \cdot 10^3$	$206 \cdot 10^3$	$211 \cdot 10^3$
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,891	0,877	0,854	0,780
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:					

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	—	6	6	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	—	0,75	0,75	0,75
радіальний зазор $\delta_{\text{щ}}$, м	Береться 0,0004...0,0020	—	0,0004	0,0004	0,0004
діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	—	0,725	0,725	0,725
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{\text{вт}} \delta_{\text{щ}}$	—	$9 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-4}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{уд.}}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	—	0,367	0,215	0,116
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{\text{уд}}$	$\frac{G_{\text{уд.}}}{G} \eta_u$	—	0,0027	0,0016	0,0008
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:					
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення (0,001...0,010)	—	—	0,007	0,007
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	—	—	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	—	—	0,75	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	—	—	3	1

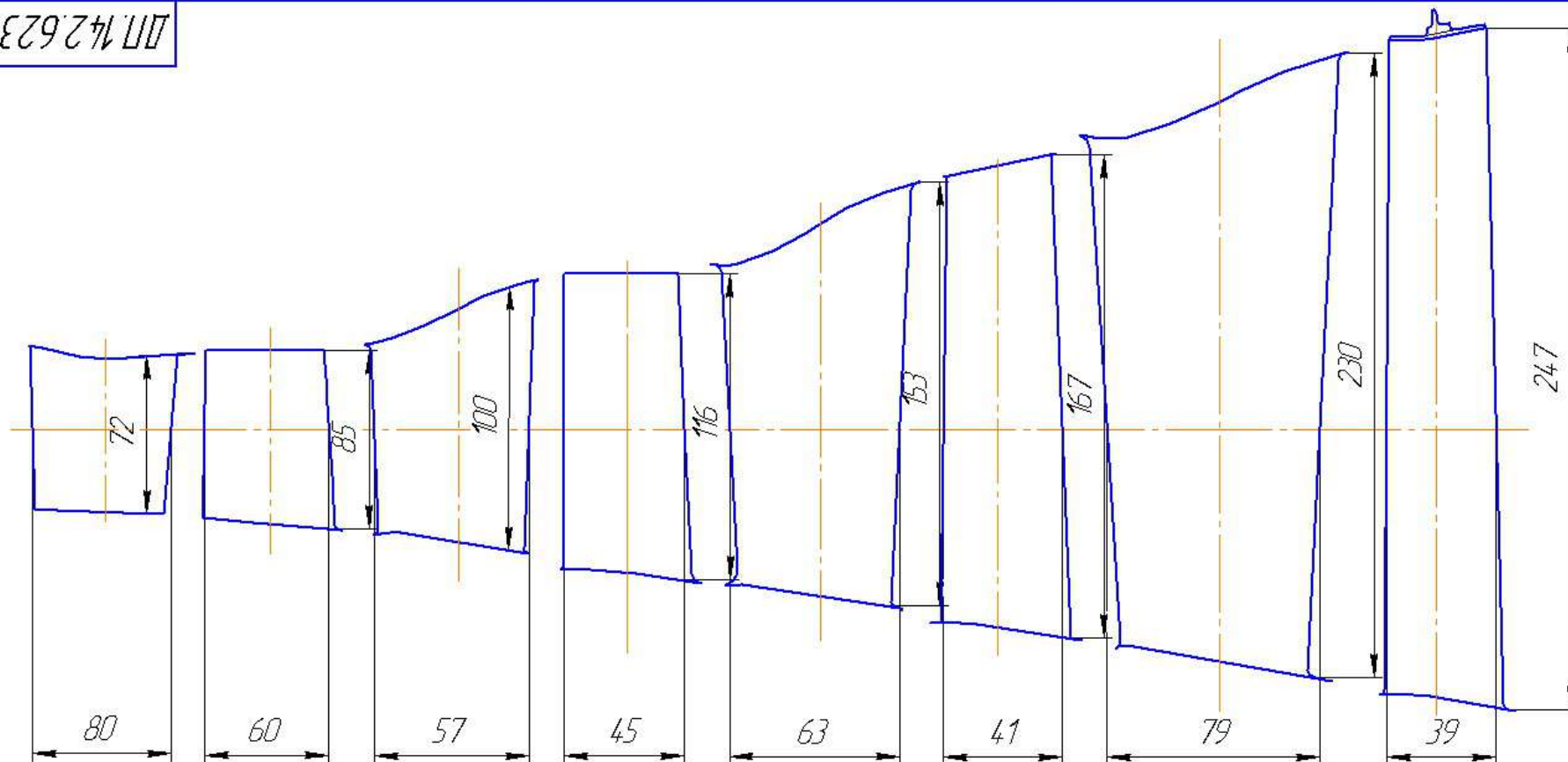
					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	$4,3 \cdot 10^{-4}$	$7,3 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{зав}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0244	0,0170	0,0066	0,0068
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	2,73	1,70	1,00	0,50
80. Коефіцієнт K_t	Береться $(0,58 \dots 1,15) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_t \frac{D_{\text{cpl}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0025	0,0016	0,0009	0,0004
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{y.d}} - \xi_{\text{зав}} - \xi_{\text{тр}}$	0,864	0,855	0,845	0,772
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	$205 \cdot 10^3$	$205 \cdot 10^3$	$204 \cdot 10^3$	$209 \cdot 10^3$
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	31742	34126	34569	34981

За результатами розрахунку будуємо ескіз проточної частини турбіни газотурбінного двигуна та трикутники швидкостей окремих ступенів на середньому діаметрі (рис.1.12).

Розроблена конструкція турбінної частини двигуна наведена на кресленні ДП.142.6231м.02.02.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Масштаб 1 мм=10 м/с

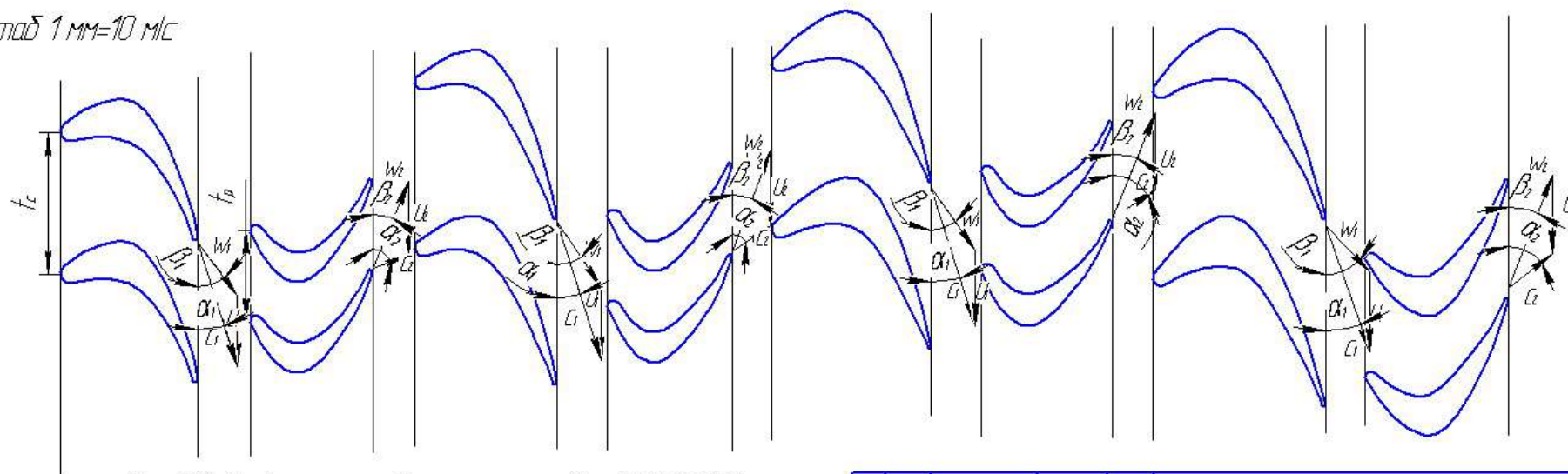


Рис.112. Ескіз проточної частини турбіни ГТД (М12)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ДП.14.2.6231мз.02.ПЗ

Лист
2

Копировал

Формат А3

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

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Копировал

Формат А4

Лист

Елементи приквітників швидкостей та геометричні характеристики
решіток

Назва величини	Ступінь			
	1	2	3	4
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	12	14	16	20
2. Діюсна швидкість виходу потоку з сопел c_1 , м/с	611	603	586	580
3. Кут виходу потоку на робочій лопатки у віднос. русі β_1 , град	25,4	29,8	34,7	42,7
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	296	293	283	292
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	330	330	330	330
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	70,0	70,1	70,1	70,1
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	124	149	183	278
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	17,4	20,2	23,7	31,6
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,114	0,078	0,085	0,105
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	40	58	53	44
11. Шаг робочої решітки t_p , м	0,043	0,032	0,030	0,031
12. Число лопаток робочої решітки Z_p	106	141	150	149
13. Висота соплової лопатки l_c , м	0,072	0,100	0,153	0,230
14. Зазор між сопловою та робочою решітками δc , м	0,017	0,022	0,021	0,032
15. Висота робочої лопатки l_p , м	0,085	0,116	0,167	0,247

ДП.142.6231мз.02.ПЗ

ДП.142.6231мз.02.ПЗ

РОЗДІЛ 2

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ ВНАСЛІДОК УСКЛАДНЕННЯ ЇЇ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

З метою підвищення ефективності газотурбінної установки її теплову схему можна ускладнити шляхом введення до неї додаткових теплообмінних елементів.

Основними напрямками ускладнення теплової схеми газотурбінних установок є:

- регенеративний підігрів повітря перед камерою згоряння випускними газами;
- проміжне охолодження повітря між компресорами;
- проміжний підігрів газів між турбінами;
- утилізація тепла випускних газів.

У деяких випадках в газотурбінних установках можуть бути реалізовані одночасно кілька із зазначених напрямків.

Слід сказати, що будь-яке ускладнення теплової схеми газотурбінної установки одночасно зі збільшенням її ККД означає зростання її розмірів, маси, складності та вартості, погіршує її маневреність та надійність, ускладнює обслуговування та експлуатацію.

2.1. ВИКОРИСТАННЯ РЕГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛА ВИПУСКНИХ ГАЗІВ

2.1.1. Особливості теплової схеми газотурбінної установки

Регенерація тепла в газотурбінних агрегатах полягає у використанні тепла викидаємих в атмосферу димових газів для підігріву повітря перед камерою згоряння. Слід нагадати, що температура газів на виході з сучасних ГТА

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

простого циклу становить 650...900 К. Схема ГТА з регенерацією тепла показана на рис. 2.1.

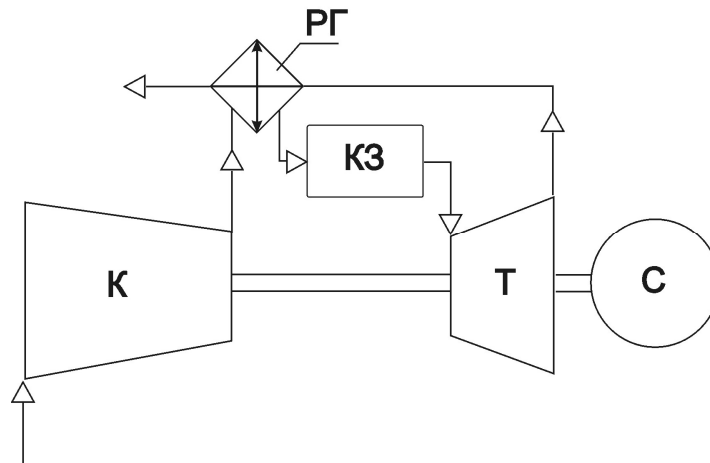


Рис. 2.1. Схема ГТА з регенерацією тепла:

К – компресор; КЗ – камера згорання; Т – турбіна; С – споживач механічної енергії; РГ – регенератор

Регенерація реалізується введенням в ГТА поверхневого теплообмінного апарату – **регенератора**, який включається по повітрю між компресором і камерою згорання, а по газу – за останньою турбіною на шляху виходу відпрацьованого газу в атмосферу. У процесі теплообміну температура повітря, яке надходить в камеру згорання, підвищується, а температура газу, який іде у атмосферу, знижується (рис. 2.2).

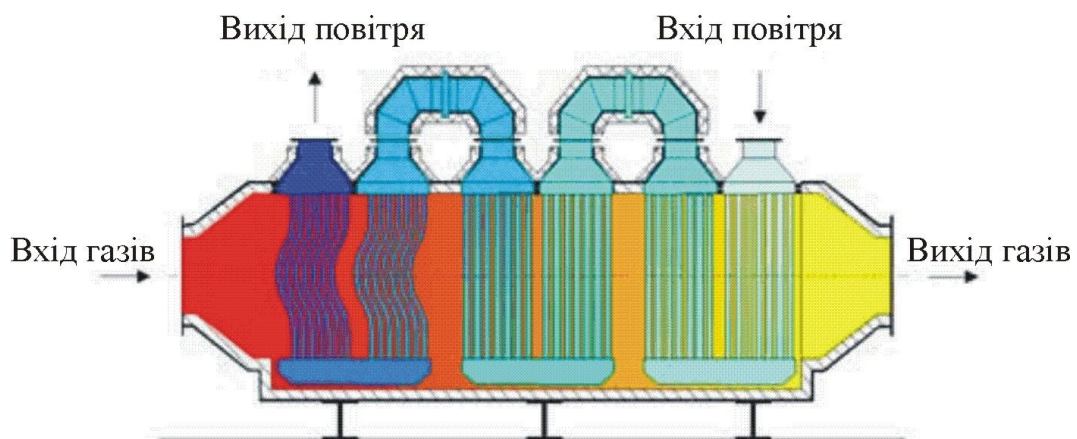


Рис. 2.2. До принципу роботи регенератора

Підвищення температури повітря перед камерою згоряння зменшує кількість палива, яке потрібно спалювати в ній для нагріву робочого тіла, внаслідок чого підвищується ККД газотурбінного агрегату. Як наголошується в [45, с.348], введенням регенератора в схему ГТА можна домогтися відносного підвищення його економічності до 25%, причому цей спосіб підвищення економічності є значно простіший, ніж підвищення ККД проточних частин компресорів і турбін, або збільшення температури газу перед турбіною.

До **недоліків** таких ГТА можна віднести:

- значні розміри і масу регенератора;
- схильність регенераторів до різних експлуатаційних неполадок (витоків, забруднень, поломок через термічні напруження і т.д.);
- істотні аеродинамічні втрати тиску в регенераторі (як по газовому, так і по повітряному тракту).

Ефективність регенерації тепла в циклі оцінюється за допомогою **міри регенерації** (відношення кількості тепла, фактично отриманого повітрям в регенераторі, до гранично можливого його значення). Чим більше міра регенерації, тим, з одного боку, вище ефективний ККД газотурбінного агрегату, а з іншого боку, більше розміри і маса регенератора. Так, наприклад, при підвищенні міри регенерації від 0,5 до 0,75 площа поверхні теплообміну в регенераторі (а пропорційно їй його розміри і маса) збільшуються в 3 рази. Зазвичай при проектуванні цей параметр для ГТА приймають не більше 0,80...0,85, в установках закритого циклу – 0,90...0,92.

Важливою перевагою регенеративного підігріву повітря перед камерою згоряння є **зниження оптимального значення міри підвищення тиску** в циклі. Чим більше міра регенерації, тим менше підвищення тиску необхідно здійснити в циклі.

ГТА з регенерацією тепла достатньо широко застосовувалися у 50-70-ті роки ХХ ст. в класі потужностей до 25 МВт. Оскільки ГТА перших поколінь не

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

могли забезпечити високу міру підвищення тиску повітря в компресорі, то додавання до них регенератора дозволяло істотно покращувати їх економічність.

Так, наприклад, в історію радянського газотурбобудування увійшов агрегат **ГТК-10** потужністю 10 МВт підприємства ЗАО "Невский завод" (м. С.-Петербург). Більше 1200 од. цього ГТА в різних модифікаціях було виготовлено, починаючи з 1969 р., для приводу нагнітачів природного газу компресорних станцій. В останній модифікації – ГТК-10М – при мірі підвищення тиску 4,2 в компресорі, температурі газу перед турбінною частиною 1053 К (вкрай незначні за сучасними мірками параметри) і мірі регенерації 0,7 ефективний ККД становить 32,5%.

Агрегат ГТК-10 виконаний двовальним з вільною силовою турбіною (рис. 2.3). Осьовий 10-ступінчастий компресор змонтований в окремому литому корпусі, який жорстко пов'язаний з корпусом турбін. Обидві турбіни – одноступінчасті.

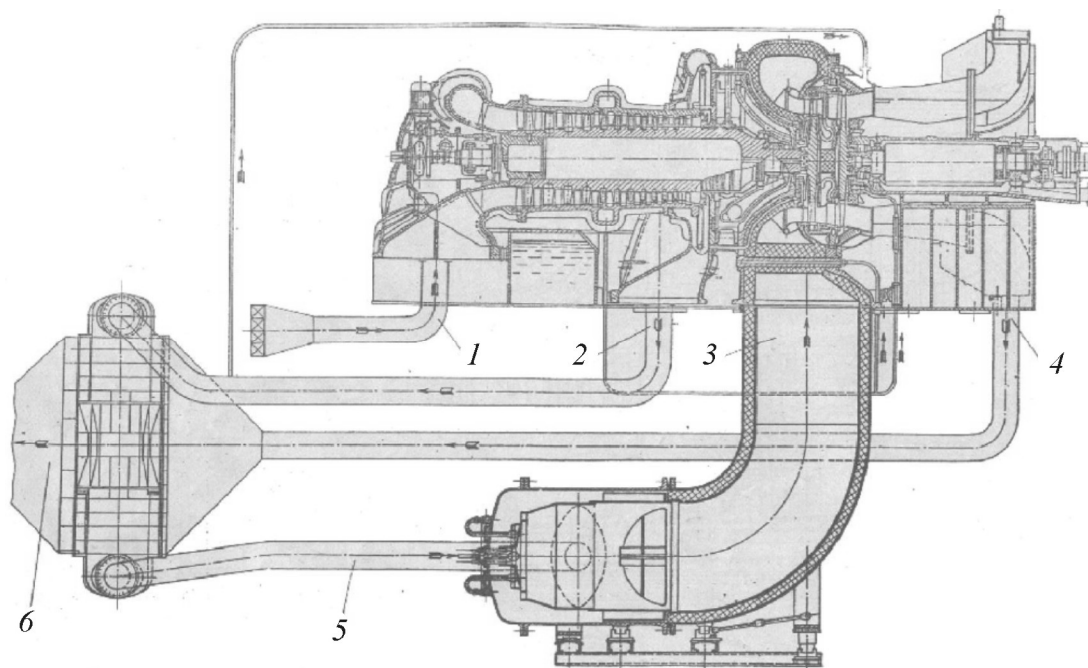


Рис. 2.3. Газотурбінний агрегат ГТК-10-3 потужністю 10 МВт компанії ЗАО "Невский завод":
1 – підведення повітря до компресора; 2 – відведення повітря до регенераторів; 3 – підведення газів до турбіни; 4 – відведення газів на регенератор; 5 – підведення повітря до камери згоряння; 6 – відведення газів в атмосферу

Регенератор розташований підвально (також, утім, як і камера згоряння), виконаний з профільних листів і складається з двох секцій. Кожна секція являє собою суцільнозварну конструкцію з декількох пакетів профільних пластин. Усередині елементів утворені канали для проходу повітря, а між елементами – канали для проходу газу, які мають у поздовжньому напрямку хвилеподібну форму. Для взаємної опори пластин в елементах між собою, а також для фіксації зазорів між ними, на поверхні пластин є опорні виступи і перемички, розташовані в певному порядку.

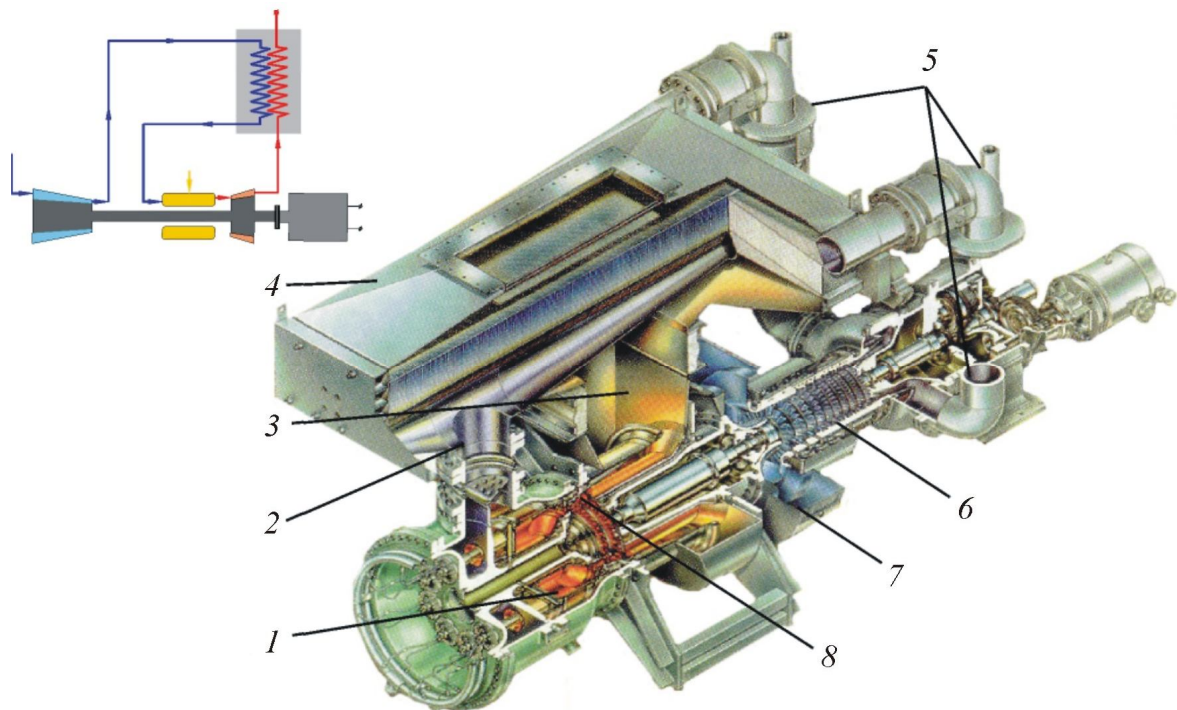


Рис. 2.4. Агрегат "Mercury 50" потужністю 4,6 МВт компанії "Solar Turbines Inc.":

1 – камера згоряння; 2 – канал підведення повітря від регенератора до камери згоряння; 3 – канал підведення газу від турбіни до регенератора; 4 – регенератор; 5 – трубопроводи підведення повітря від компресора до регенератора; 6 – 10-ступінчастий компресор; 7 – вхідний пристрій; 8 – двоступенева турбіна

В даний час цикл з регенерацією в чистому вигляді використовується, як правило, тільки в ГТА невеликої потужності, в яких складно забезпечити в компресорі високу міру підвищення тиску при одночасному збереженні його високого ККД. Слід зазначити, що зниження інтересу в останні десятиліття до

циклу з регенерацією багато в чому зумовлене також успіхами в розвитку утилізації тепла випускних газів, застосування якої у складі газотурбінних установок дозволяє підвищити їх ефективність набагато більше.

З серійно випускаємих в цей час регенеративних ГТА слід назвати енергетичний агрегат "**Mercury 50**" потужністю 4,6 МВт компанії "Solar Turbines Inc." (США). ГТА виконаний одновальним (рис. 2.4); стиснення повітря здійснюється в 10-ступінчастому осьовому компресорі; потужність на привід компресора і корисна потужність генеруються двоступеневою осьовою турбіною. При початковій температурі газу 1436 К і мірі підвищення тиску 9,9 ефективний ККД агрегату становить 38,5%.

З 1979 р. американською компанією "AVCO Lycoming Co." (а згодом "Honeywell International, Inc.") серійно виготовляється танковий газотурбінний двигун **AGT1500** потужністю 1120 кВт (рис. 2.5). ГТД виконаний тривальним. 5-ступінчастий осьовий КНТ і осевідцентровий (4 + 1) КВТ забезпечують міру підвищення тиску 14,5. Початкова температура газу становить 1466 К, міра регенерації – 0,70, ефективний ККД – 28%.

Регенератор двигуна – пластинчастий, горизонтально розташований; поставляється компанією "Solar Turbines Inc."; має барабанно-циліндричну форму, коаксіально розташований навколо вихідного валу ГТД і складається з кільцевих пластин, в яких методом гідравлічного пресування зроблені отвори, відбортовки і фігурне гофрування теплопередавальних поверхонь. Кільцеві пластини з'єднані в циліндричну барабанну матрицю електронно-променевим зварюванням.

Окремі агрегати з регенерацією тепла випускних газів пропонують в цей час російські компанії ЗАО "Невский завод" (ГТК-10М, ГТНР-12 та ГТНР-16 потужністю, відповідно, 10, 12 і 16 МВт) та ОАО "Энергомашкорпорация" (ГТ-009(М) потужністю 9 МВт). Деякий (втім, вельми обмежений) попит мають до теперішнього часу регенеративні модифікації газотурбінних агрегатів типу "Frame 3" і "Frame 5" компанії "General Electric Co."(США).

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

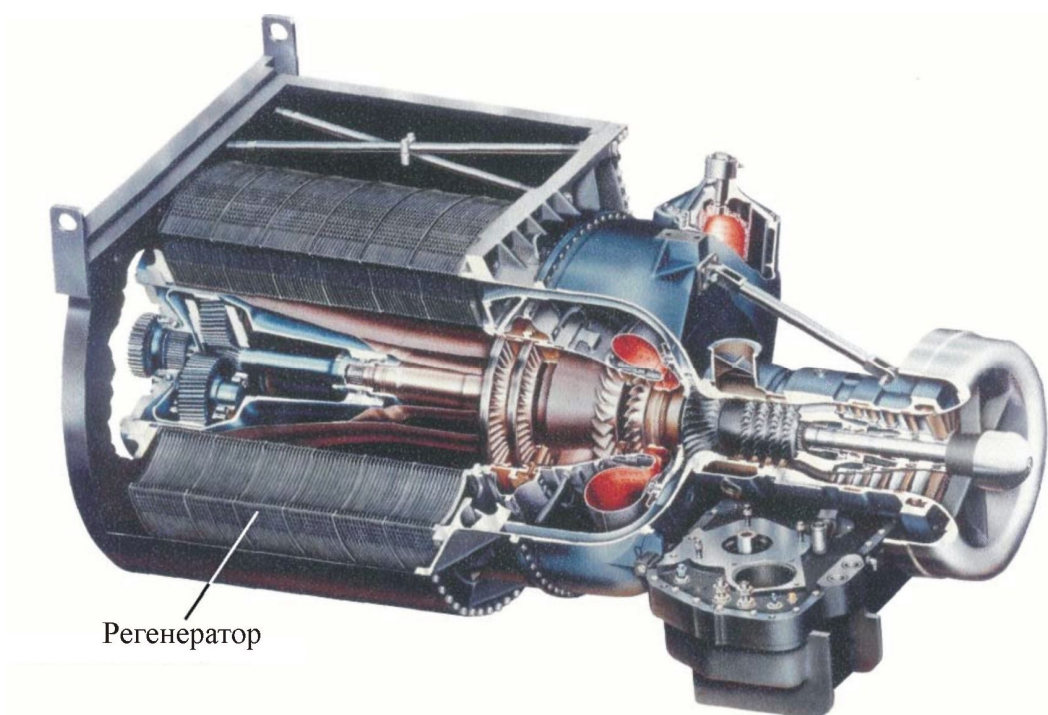


Рис. 2.5. Двигун AGT1500 потужністю 1120 кВт компанії "Honeywell International, Inc."

З числа регенеративних ГТА потужністю до 1 МВт можна відзначити приводні та енергетичні ГТД сімейства CNT (CNT-625ER, CNT-750ER, CNT-1000ER та ін.), які випускаються підприємством "Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd." (Японія).

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретичні та експериментальні дослідження агрегатів з регенерацією тепла, втім, ведуться багатьма виробниками газотурбінної техніки (у тому числі і підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект").

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми GTA1CC дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

Детальний опис алгоритму програми, його структурно-логічна схема та розшифрування ідентифікаторів наведені раніше у розділі 1.2.

Значення вихідних параметрів для оптимізації газотурбінної установки з регенерацією тепла випускних газів наведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1550
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,995
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	1,000
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	1,000
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,022
Міра регенерації	0,85
КВПТ для регенератора	0,97

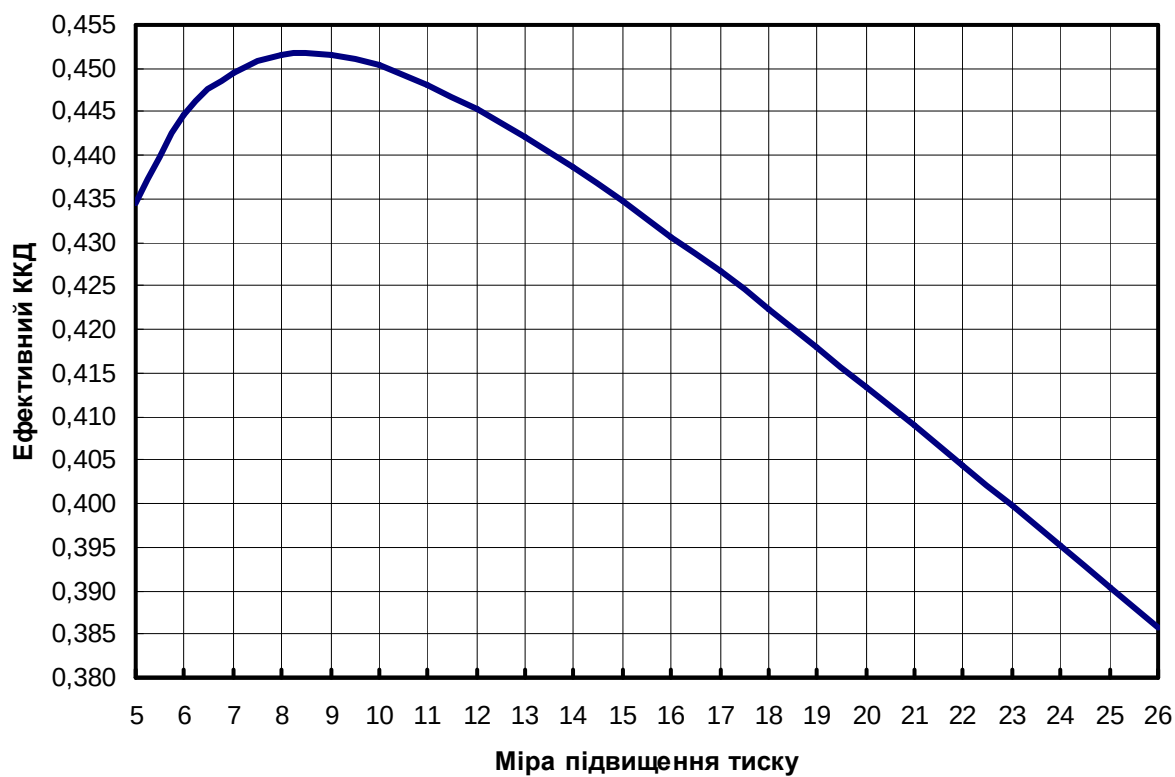


Рис. 2.6. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

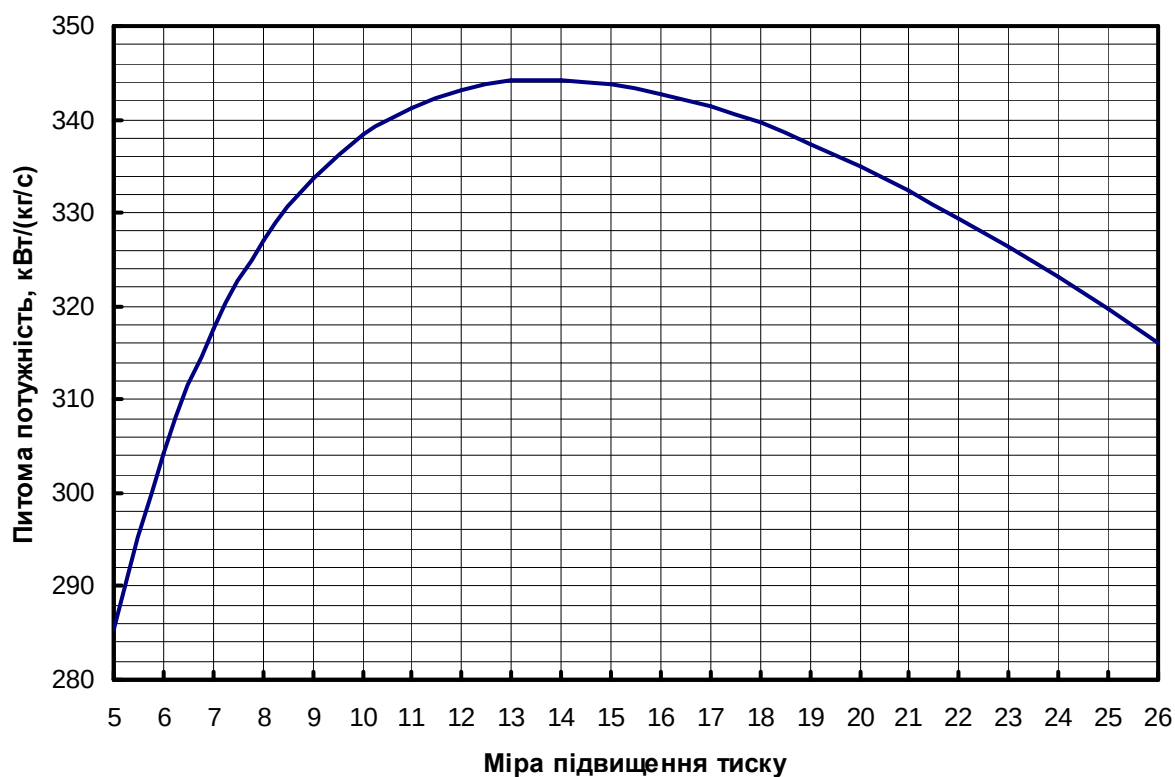


Рис. 2.7. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис. 2.6 та рис. 2.7) – залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 9$: $\eta_{e \max} = 0,45157$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 333,6 \text{ кВт/(кг/с)}$.

Оскільки максимальна питома потужність досягається при більшому значенні міри підвищення тиску (при $\pi_k = 14$: $N_{\text{пит}} = 344,3 \text{ кВт/(кг/с)}$), то сенсу приймати для подальшого розрахунку міру підвищення тиску меншою ніж 9 немає, тому що це призведе до збільшення витрати повітря через установку, а через це до збільшення її розмірів та маси.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTALCC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ЦИКЛА ГТ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент гр.6231m Semenov M

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	2
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1550.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	5.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	1.0000
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	1.0000
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	0.9700
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.8500
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
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
5.0	0.43453	285.3	0.000	0.000	478.6	1113.4	0.000	4.4	0.0755	4.04
6.0	0.44457	304.2	0.000	0.000	506.2	1070.6	0.000	4.4	0.0784	3.86
7.0	0.44957	317.5	0.000	0.000	530.5	1036.0	0.000	4.4	0.0807	3.73
8.0	0.45153	327.0	0.000	0.000	552.5	1007.0	0.000	4.4	0.0830	3.63
9.0	0.45157	333.6	0.000	0.000	572.5	982.2	0.000	4.4	0.0853	3.56
10.0	0.45031	338.3	0.000	0.000	590.8	960.6	0.000	4.4	0.0876	3.49
11.0	0.44816	341.3	0.000	0.000	607.9	941.6	0.000	4.4	0.0899	3.43
12.0	0.44538	343.2	0.000	0.000	623.9	924.6	0.000	4.4	0.0922	3.38
13.0	0.44214	344.1	0.000	0.000	638.8	909.3	0.000	4.4	0.0945	3.34
14.0	0.43856	344.3	0.000	0.000	653.0	895.4	0.000	4.4	0.0968	3.30
15.0	0.43473	343.8	0.000	0.000	666.3	882.7	0.000	4.4	0.0992	3.27
16.0	0.43070	342.8	0.000	0.000	679.1	870.9	0.000	4.4	0.1016	3.24
17.0	0.42662	341.4	0.000	0.000	691.2	860.0	0.000	4.4	0.1040	3.21
18.0	0.42232	339.6	0.000	0.000	702.8	849.9	0.000	4.4	0.1065	3.19
19.0	0.41793	337.4	0.000	0.000	713.9	840.6	0.000	4.4	0.1090	3.17
20.0	0.41346	335.0	0.000	0.000	724.6	831.8	0.000	4.4	0.1115	3.15
21.0	0.40894	332.3	0.000	0.000	734.8	823.5	0.000	4.4	0.1141	3.13
22.0	0.40437	329.4	0.000	0.000	744.7	815.7	0.000	4.4	0.1167	3.11
23.0	0.39976	326.4	0.000	0.000	754.3	808.4	0.000	4.4	0.1194	3.09
24.0	0.39512	323.1	0.000	0.000	763.6	801.4	0.000	4.4	0.1221	3.08
25.0	0.39044	319.7	0.000	0.000	772.5	794.8	0.000	4.4	0.1249	3.07
26.0	0.38573	316.1	0.000	0.000	781.2	788.5	0.000	4.4	0.1277	3.05

ДАЛЬНЕЙШАЯ РЕГЕНЕРАЦИЯ НЕВОЗМОЖНА
ДАЛЬНЕЙШАЯ РЕГЕНЕРАЦИЯ НЕВОЗМОЖНА
ДАЛЬНЕЙШАЯ РЕГЕНЕРАЦИЯ НЕВОЗМОЖНА
ДАЛЬНЕЙШАЯ РЕГЕНЕРАЦИЯ НЕВОЗМОЖНА

3.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

Тепловий проектувальний розрахунок ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного агрегата, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного агрегата, його питома потужність.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 60 000 кВт, початкова температура газу – 1550 К, базовий двигун – UGT 60000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 9.

Результати розрахунків зведено до табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [1]	9	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1550	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається [1]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається [1]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [1]	1080	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [1]	0,900	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається [1]	0,990	-

					Величина	Спосіб визначення	Наближення	
							Перше	Друге
					8. КВПТ у входному пристрої $v_{вх}$	Приймається [1]	0,985	-
					9. КВПТ у переходнику компресора v_k	Приймається [1]	1,0	-
					10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [1]	0,96	
					13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [1]	0,980	
					14. Внутрішній ККД турбіни η_t	Приймається [1]	0,900	
					17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [1]	0,995	
					18. Внутрішній ККД редуктора η_p	Приймається [1]	1,00	
					19. Коефіцієнт витрати компресора $\alpha_{к2}$	Приймається [1]	0,985	
					20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [1]	0,022	
					21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [1]	50032	
					22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [1]	17,18	
					23. Потужність ГТА на клемі генератора N_e , кВт	Задається завданням	60 000	
					24. Міра підвищення тиску в 2-й частині компресора $\pi_{к2}$	Приймається [1]	3,0	
					25. Міра підвищення тиску в 1-й частині компресора $\pi_{к1}$	$\pi_{к\Sigma} / \pi_{к2}$	3,0	
					26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,400	
					27. Адіабатичний ККД 1-й частини компресора $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}$	0,8836	0,8837
					28. Дійсний підігрів повітря в 1-й частині компресора $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	120,2	119,2
					29. Температура повітря за 1-ою частиною компресора $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	408,2	407,2
					ДП.142.6231м.02.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

					Спосіб визначення	Наближення	
						Перше	Друге
30.Середня температура процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $T_{\text{сер.к1}}$, К					$T_{\text{зоб}} + \frac{\Delta T_{\text{к1}} \cdot \eta_{\text{к1}}}{2}$	341,1	340,7
31.Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{\text{пн1}}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{\text{сер.к1}})$	1,0112	1,011
32.Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $k_{\text{п1}}$					$\frac{c_{\text{пн1}}}{c_{\text{пн1}} - R_{\text{п}}}$	1,3963	1,3964
33. Тиск повітря на вході в 1-у частину компресора P_1 , МПа					$P_{\text{зоб}} \cdot v_{\text{вх}}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з 1-ї частини компресора $P_{2.1}$, МПа					$P_1 \cdot \pi_{\text{к1}}$	0,299	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{\text{п2}}$					$\frac{c_{\text{пн1}}}{c_{\text{пн1}} - R_{\text{п}}}$	1,3800	1,3748
35. Адіабатичний ККД 2-ї частини компресора $\eta_{\text{к2}}$					$\frac{\pi^{\frac{k_{\text{п2}} - 1}{k_{\text{п2}}}} - 1}{\pi^{\frac{k_{\text{п2}} - 1}{k_{\text{п2}} \eta_{\text{ак}}}} - 1}$	0,8842	0,8844
36. Дійсний підігрів повітря в 2-й частині компресора $\Delta T_{\text{к2}}$, К					$\frac{T_{1.2} \left(\pi_{\text{к2}}^{\frac{k_{\text{п2}} - 1}{k_{\text{п2}}}} - 1 \right)}{\eta_{\text{к2}}}$	163,1	160,8
37. Температура повітря за 2-ою частиною компресора T_2 , К					$T_{1.2} + \Delta T_{\text{к2}}$	570,3	568,0
38. Середня температура процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $T_{\text{сер.к2}}$, К					$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{\text{к2}} \cdot \eta_{\text{к2}}}{2}$	479,3	478,3
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{\text{пн2}}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{\text{сер.к2}})$	1,0528	1,052
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $k_{\text{п2}}$					$\frac{c_{\text{пн2}}}{c_{\text{пн2}} - R_{\text{п}}}$	1,3748	1,3752
41. Тиск повітря на вході у 2-у частину компресора $P_{1.2}$, МПа					$P_{2.1} \cdot v_{\text{к}}$	0,2993	
					ДП.142.6231м.02.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
					Арк.		

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
42. Тиск повітря на виході з 2-ої частини компресора P_2 , МПа					$P_{1.2} \cdot \pi_{\kappa 2}$		0,898	
43. Міра регенерації r					Приймаємо		0,85	
44. КВПТ в регенераторі за повітряною стороною v_{rp}					Приймаємо		0,98	
45. КВПТ в регенераторі за газовою стороною v_{rg}					Приймаємо		0,985	
46. Тиск повітря на виході з регенератора P_{2r} , МПа					$P_2 v_{rp}$		0,880	
47. Температура газів за турбіною T'_4 , К					Приймаємо з подальшим уточненням		982	
48. Температура повітря за регенератором T_{2r} , К					$T_2 + r(T'_4 - T_2)$		919,9	
49. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(t_{\text{сер.кз}}, \alpha = 1)$		1,238	
50. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{rp} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(t_{\text{сер.кз}})$		1,1185	
51. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{rp} \Big _{293}^{T_{2r}}$, кДж/(кг·К)					$f(t_{\text{сер.кз}}^{\text{вх}})$		1,036	
52. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$					$\frac{c_{rp} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{rp} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p \cdot \eta_{\kappa 3} - \left[c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{rp} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$		0,0167	
53. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α					$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$		3,493	
54. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа					$P_2 \cdot v_{\kappa 3}$		0,845	
55. Число рядів охолоджуваних вінців турбін $n_{\text{ох1}}$					Приймається [1]		5	
					ДП.142.6231м.02.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_d \leq 100 \text{ К}$	1,40	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної турбін β_t	Приймається	0,9	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток турбін g_{ox}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{oxl} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t1}$	0,0853	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$	$\alpha_{к2} - g_{ox} - 0,011$	0,882	
61. Коефіцієнт витрати газу для турбіни β_t	$\left(\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}} \cdot \alpha_{кз} \right) + g_{ox} + 0,014$	0,9954	
62. Коефіцієнт витрати газу для газовідводу $\beta_{гв}$	$\beta_t + 0,006$	0,9994	
63. Середня температура процесу розширення у турбіні $T_{сер.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,9(\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2})}{2 \cdot \eta_{т1}}$	1147,1	
64. Середня теплоємність газу для процесу розширення у турбіні $c_{pг1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1}, \alpha)$	1,236	
65. Показник ізоентропи для процесу розширення у турбіні $k_{г1}$	$\frac{c_{pг1}}{c_{pг1} - R_{г1}}$	1,3025	
66. Температурний перепад у турбіні ΔT_t , К	$T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{k_{г1}-1}{k_{г1}}}} \right) \eta_T$	567,8	
67. Міра розширення газу у турбіні π_t	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_T}{T_3 \cdot \eta_T - \Delta T_t} \right)^{\frac{k_{г1}}{k_{г1}-1}}$	8,055	
68. Тиск газу перед турбіною P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{кз}$	0,845	

ДП.142.6231м.02.ПЗ

Арк.

Зм.

Лист

№ докум.

Підпис

Дата

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
69. Тиск газу за турбіною P_4 , МПа					$\frac{P_3}{\pi_{\tau 1}}$		0,1049	
70. Температура газу за турбіною T_4 , К					$T_3 - \Delta T_{\tau}$		982,2	
71. Тиск газу за регенератором P_5 , МПа					$P_4 \nu_{rg}$		0,1033	
72. Температура газу за регенератором T_5 , К					$T_4 - \frac{c_{pn2}}{\beta_t c_{pr1}} (T_{2r} - T_2)$		630,3	
73. Питома потужність ГТД $N_{\text{питГТД}}$, кВт/(кг/с)					$c_{pg} \cdot \Delta T_{\tau} \cdot \beta_t \cdot \nu_{vx} \cdot \eta_m$		333,6	
74. ККД електрогенератора η_{Γ}					Береться		0,985	
75. Приведена витрата повітря через 1-у частину компресора G_{k1np} , кг/с					$\frac{N_e}{N_{\text{питГТД}} \cdot \eta_p \cdot \eta_{\Gamma}}$		237,8	
76. Витрата повітря через 1-у частину компресора G_{k1} , кг/с					$G_{k1np} \cdot \nu_{vx}$		234,2	
77. Витрата повітря через 2-у частину компресора G_{k2} , кг/с					$G_{k1} \cdot \alpha_{k2}$		230,7	
78. Витрата повітря через камеру згоряння G_{pk3} , кг/с					$G_{k1} \cdot \alpha_{k3}$		159,7	
79. Годинна витрата палива на двигун $G_{\text{пал}200}$, кг/год					$g_{\text{пал}} \cdot G_{pk3} \cdot 3600$		9583	
80. Витрата газу через турбіну G_{τ} , кг/с					$\beta_t \cdot G_{k2}$		233,1	
81. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата турбін G_{ox} , кг/с					$G_{k1} \cdot g_{ox}$		28,89	
82. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{\Gamma B}$, кг/с					$\beta_{\Gamma B} \cdot G_{k1}$		234,1	
					ДП.142.6231м.02.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
83. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{год}} / N_e$	0,1597	
84. ККД ГТА на клемах генератора η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,451	

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. ВИКОРИСТАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИПУСКНИХ ГАЗІВ

2.2.1. Особливості теплової схеми газотурбінної установки

Температура на виході з ГТА простого циклу нині становить 650...900 К, тому випускні гази несуть в собі значну кількість теплової енергії, яка може бути корисно використана. (Слід зазначити, що тенденція збільшення початкової температури газів перед турбіною двигуна, здійснювана з метою підвищення ККД газотурбінного агрегату, веде до зростання і кінцевої їх температури, що означає подальше зростання потенціалу випускних газів.)

Утилізація тепла випускних газів полягає у його використанні для отримання пари або нагрівання води. Конструктивно це забезпечується введенням до складу енергетичної установки **котла-утилізатора** (теплообмінного апарату з конвективними поверхнями нагріву) з обслуговуючим обладнанням. Іноді для підвищення параметрів пари в газоході між двигуном і котлом передбачається допалювання невеликої кількості палива. Сукупність обладнання, яке вводиться до складу енергетичної установки для утилізації тепла випускних газів, отримала назву **теплоутилізаційного контуру** (ТУК).

В даний час утилізація тепла є найбільш ефективним способом підвищення економічності газотурбінних агрегатів.

Отримана при утилізації пара може використовуватися для:

- опалення та виробничих потреб;
- отримання додаткової потужності в паровій турбіні;
- отримання додаткової потужності в турбіні самого газотурбінного агрегату.

Енергетичні установки, в яких пара або гаряча вода, отримані при утилізації, використовуються для опалення або виробничих потреб, отримали назву **когенераційних**.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

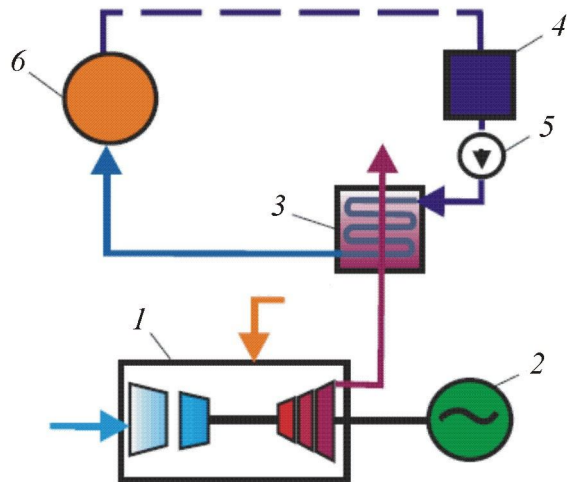


Рис. 2.8. Схема когенераційної газотурбінної установки:

1 – двигун; 2 – електрогенератор, 3 – котел-утилізатор; 4 – витратний бак живильної води; 5 – насос; 6 – споживач теплової енергії

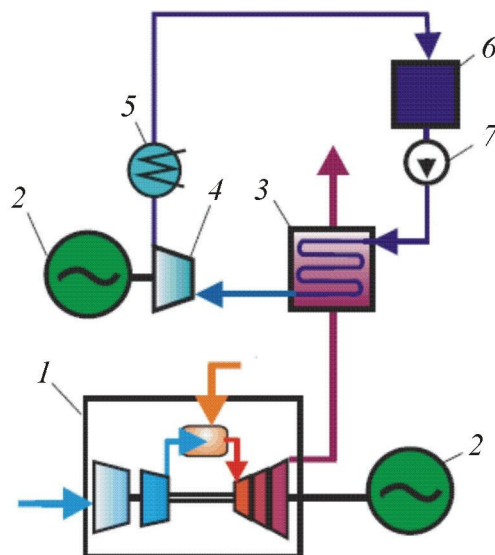


Рис. 2.9. Схема парогазової установки:

1 – двигун; 2 – електрогенератор, 3 – котел-утилізатор; 4 – парова турбіна; 5 – конденсатор; 6 – резервуар живильної води; 7 – насос

Термін "когенерація" означає в перекладі "спільне генерування". У даному випадку мається на увазі, що газотурбінна установка здійснює спільне генерування механічної енергії (на вихідному валу двигуна) та теплової енергії (у вигляді пари або гарячої води), які подаються споживачу (рис. 2.8). Механічна потужність в таких установках визначається потужністю газотурбінного двигуна, а величина теплової потужності може змінюватися в широких межах за рахунок вибору схеми теплоутилізаційного контуру (парового або водяного, спільного парового і водяного, контуру, оснащеного додатковою камерою згоряння та ін.).

Сучасні когенераційні установки мають високі значення коефіцієнта використання енергії палива (75...85%) і найбільш ефективні у ролі електростанцій для промислових підприємств і комунальних господарств, де є постійна потреба як в електричній, так і в тепловій енергії у вигляді гарячої води або пари.

Енергетичні установки, в яких пара, отримана при утилізації, використовується для генерування додаткової потужності в паровій турбіні, отримали назву **парогазових** (рис. 2.9). Раніше для їх позначення широко використовувалися терміни "газопаротурбінні установки" (ГПТУ) і "газотурбінні установки з теплоутилізаційним контуром" (ГТУ з ТУК).

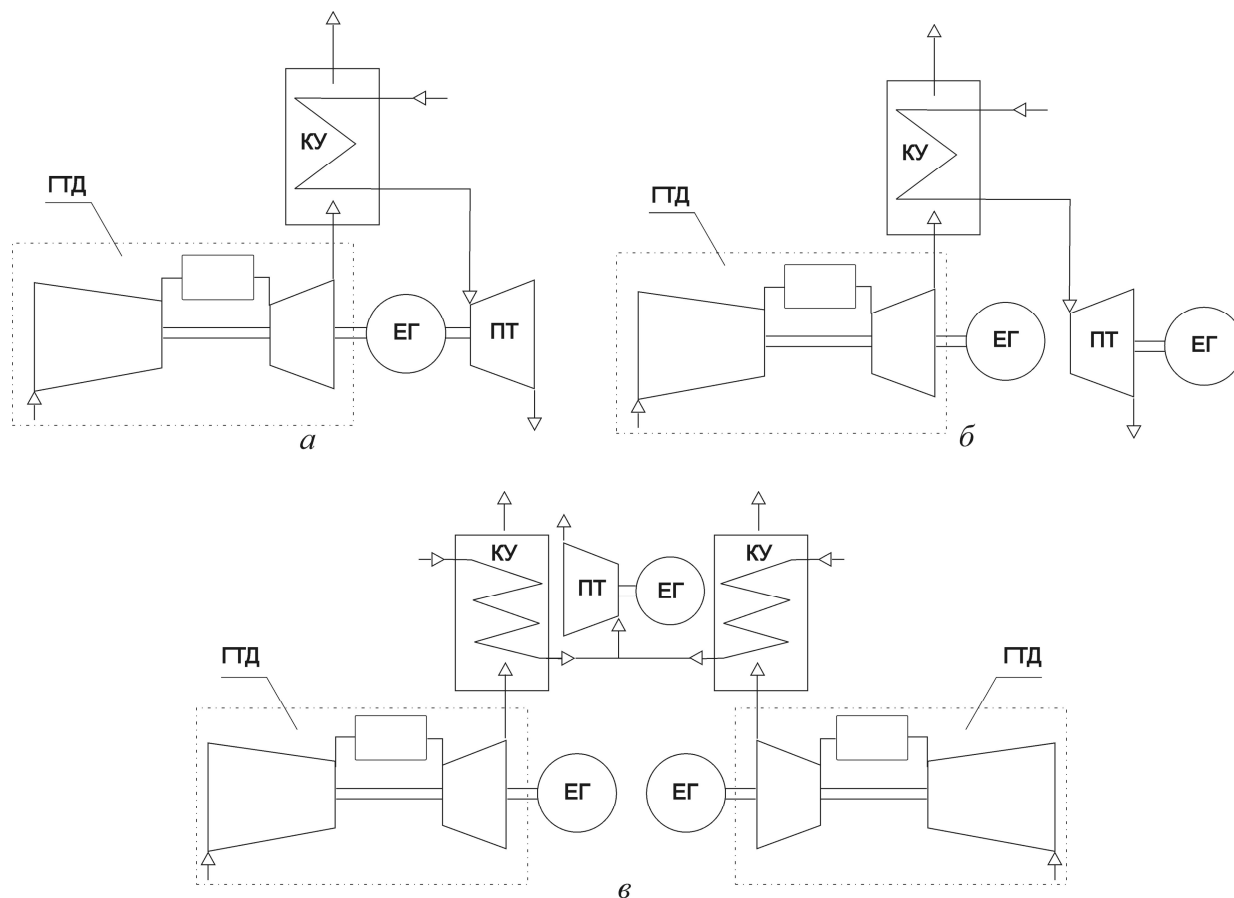


Рис. 2.10. Схеми одновальної (а) та багатовальної (б, в) парогазових установок:

ПТ – парова турбіна; КУ – котел-утилізатор; ЕГ – електрогенератор

Такі установки можуть виконуватися одновальними (рис. 2.10,а) або багатовальними (рис. 2.10,б,в). Найбільшого поширення в цей час отримали **багатовальні конструкції**, які виконуються за схемою **моно-блоку** (один ГТД та одна парова турбіна) (див. рис. 2.10,б) або **дубль-блоку** (два ГТД та одна парова турбіна) (див. рис. 2.10,в). Типове розташування обладнання багатовальної ПГУ виробництва компанії "Siemens AG" показане на рис. 2.11.

Більш перспективною в даний час вважається **одновальна схема ПГУ**,

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

характерною особливістю якої є розміщення газотурбінного двигуна і парової турбіни в одну лінію із спільним валом, який приводить у дію один спільний генератор (див. рис. 2.10,а). Типова послідовність розташування обладнання такого енергоблоку: двигун – електрогенератор – муфта, яка самопереключається та самосинхронізується, – парова турбіна. Муфта даного типу забезпечує можливість повністю незалежної роботи ГТД.

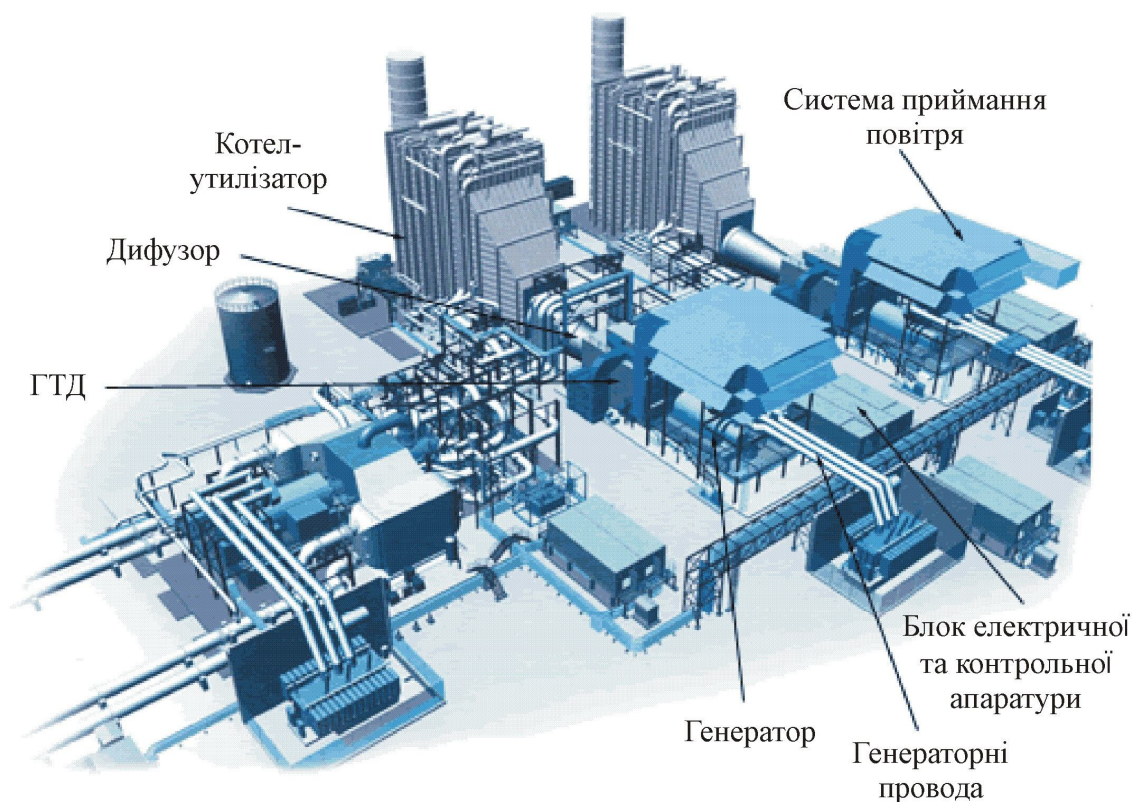


Рис. 2.11. Схема багатовальної парогазової установки компанії "Siemens AG"

Перевагами одновальної схеми є: порівняно невеликий займаний простір і висота будівлі; короткі терміни будівництва; висока експлуатаційна гнучкість; незалежний запуск газотурбінного двигуна; висока оперативна готовність до виробництва електроенергії.

Типовими прикладами використання такої схеми є парогазові установки SCC-1000F 1S, SCC5-3000E 1S, SCC5-4000F 1S та SCC6-6000G 1S компанії "Siemens AG" (рис. 2.12), KA11N2-1 "Alstom S.A.", а також S109H "General Electric Co." (рис. 2.13).

Парогазові установки провідних світових виробників випускаються з теплоутилізаційними контурами двох або трьох тисків, що дозволяє більш глибоко здійснити утилізацію тепла випускних газів і максимально підвищити ефективний ККД. Установки з контурами трьох тисків найчастіше виконуються з проміжним перегрівом пари. Прикладами ПГУ трьох тисків з проміжним перегрівом пари є установки KA26-1, KA26-2, KA24-1, KA24-2 компанії "Alstom S.A.", SCC6-5000F 1x1, SCC6-5000F 2x1, SCC6-6000G 1S, SCC6-6000G 2x1 та SCC5-3000E 1S виробництва "Siemens AG", значна частина ПГУ з двигунами "Frame 7" та "Frame 9" останніх модифікацій "General Electric Co."

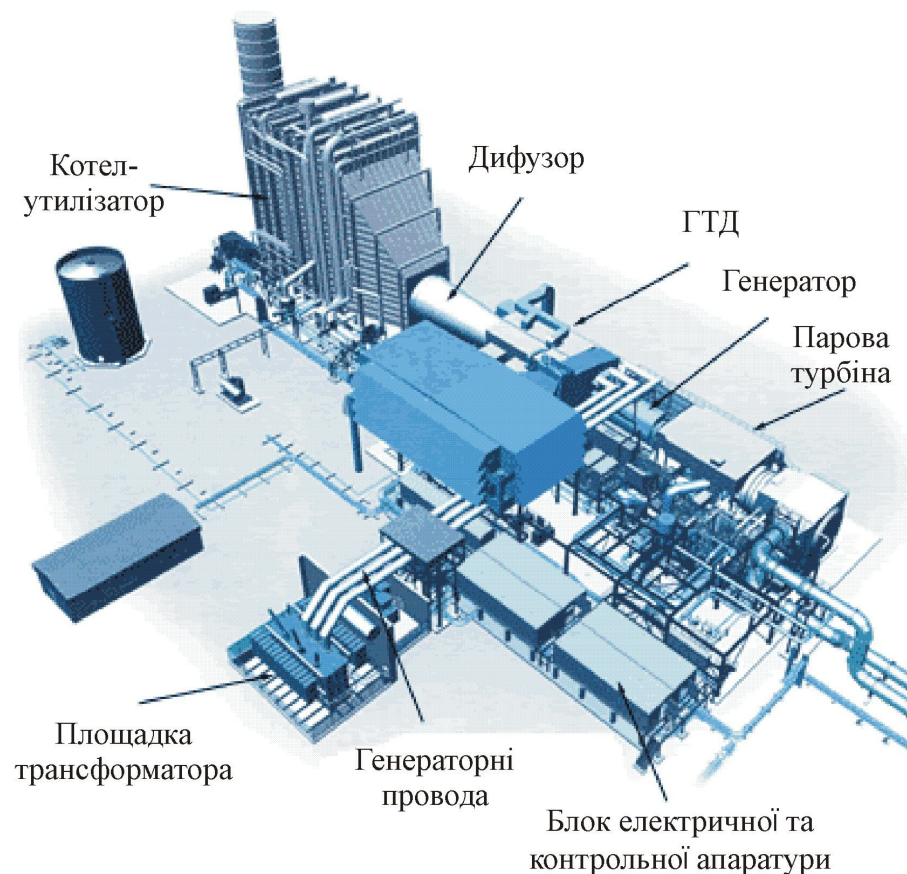


Рис. 2.12. Схема одновальної парогазової установки компанії "Siemens AG"

Через велику складність, а також значні розміри, масу та вартість парогазові установки використовують головним чином у ролі енергетичних (тобто для приводу генераторів струму). Деяке застосування ПГУ отримали і в ролі суднових установок. Так, наприклад, підприємство ДП НВКГ "Зоря"-

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

"Машпроект" розробило газотурбінний агрегат М25, яким у період з 1979 по 1987 р. були оснащені чотири контейнеровози типу "Капитан Смирнов".

Контейнеровози типу "Капитан Смирнов" виконані двогвинтовими (рис. 2.14). Два агрегати М25 сумарною потужністю 37 МВт (рис. 2.15) забезпечують судну, яке має водотоннажність 35 000 т, швидкість 25 вузлів. Застосування теплоутилізаційного контуру збільшило потужність установки на 31%, її ККД при цьому зріс на 28% (з 28,5 до 36,5%) (у режимі без відбору пари).

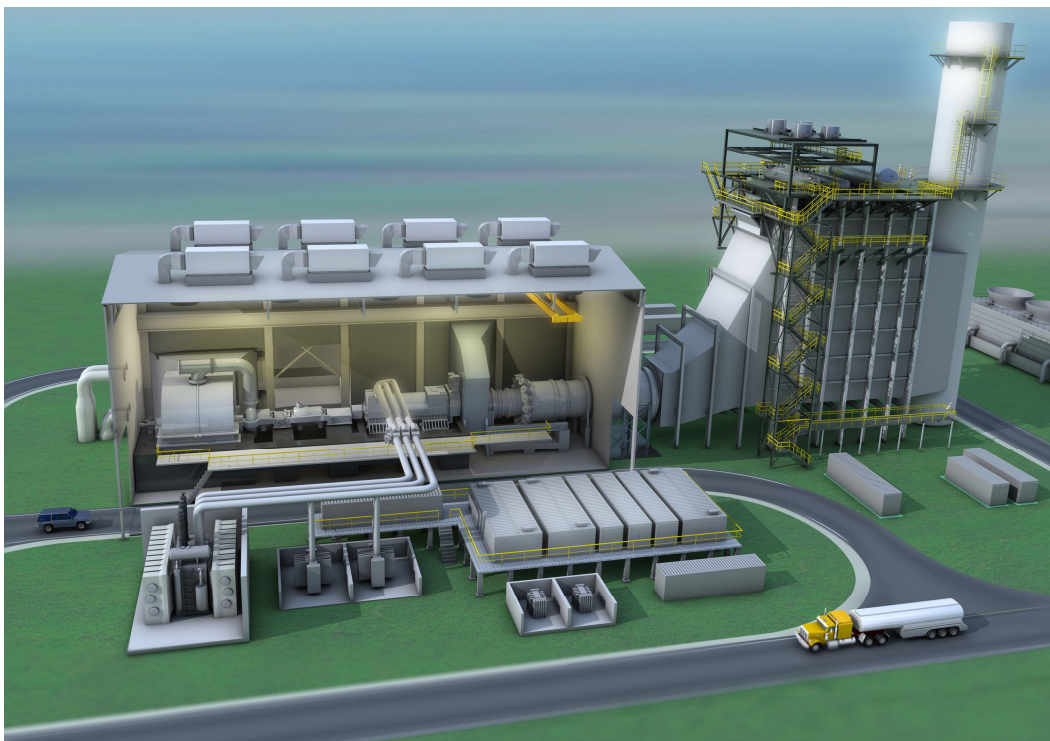


Рис. 2.13. Компонування електростанції з одновальною ПГУ компанії "General Electric Co."

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

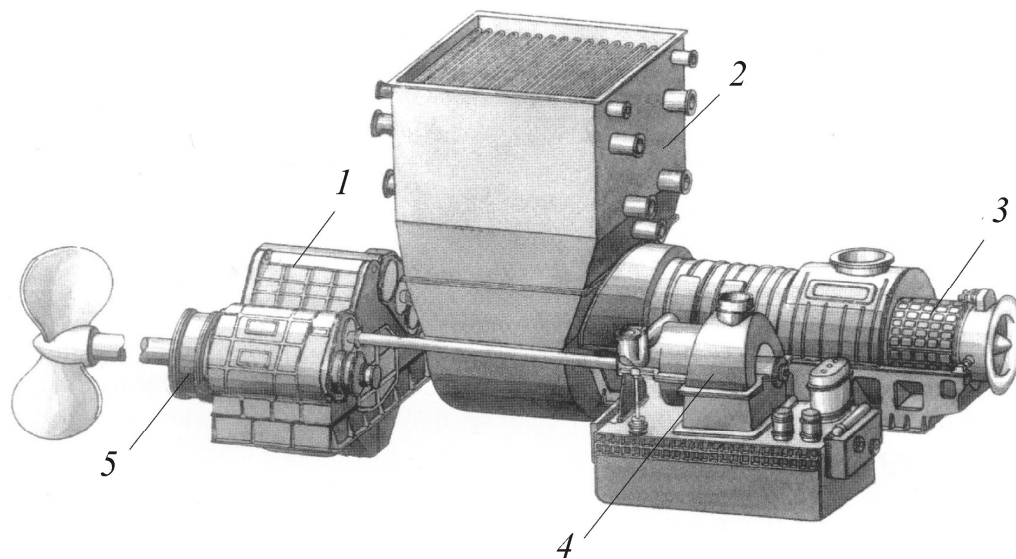


Рис. 2.14. Газотурбінний агрегат М25:

1 – редуктор; 2 – котел-утилізатор; 3 – газотурбінний двигун; 4 – парова турбіна; 5 – муфта

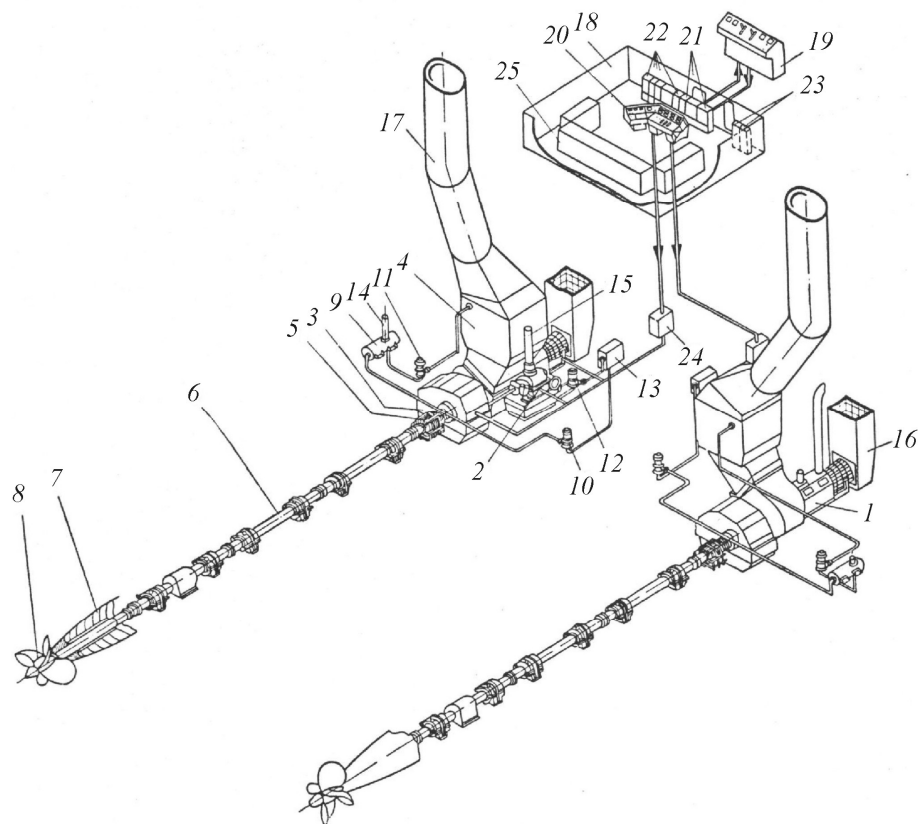


Рис. 2.15. Компонування пропульсивної установки судна "Капитан Смирнов":

1 – ГТД; 2 – парова турбіна; 3 – редуктор; 4 – котел-утилізатор; 5 – упорний підшипник; 6 – валопровід; 7 – дейдвудний пристрій; 8 – гребний гвинт; 9 – сепаратор пари; 10 – живильний насос; 11 – циркуляційний насос; 12 – конденсатний насос; 13 – "теплий ящик"; 14 – трубопровід подачі пари на перегрів; 15 – трубопровід подачі пари в парову турбіну; 16 – повітроприймальна шахта; 17 – газовипуск; 18 – центральний пост управління (ЦПУ); 19 – пульт управління в рульовій рубці; 20 – пульт управління в ЦПУ; 21, 22 та 23 – щити систем управління і контролю; 24 – станція управління ГТД; 25 – головний розподільний щит

Теплова схема енергетичної установки судна зображена на рис. 2.16.

Випускні газы від двигуна 4 направляються в котел-утилізатор 5 до пароперегрівача 6 і на парогенеруючу ділянку 7. Далі, пройшовши економайзер 8, вони відводяться в судновий газохід 9. Пара, яка генерується в котлі-утилізаторі, використовується в пропульсивній паровій турбіні 2, паровій турбіні утилізаційного турбогенератора (УТГ) 19 і загальносудновими споживачами 11.

Теплоутилізаційний контур включає до себе: котел-утилізатор 5 з живильним 23 і циркуляційним 12 насосами, а також сепаратором пари 10; пропульсивну парову турбіну 2 з конденсатором 1 та відповідними насосами (конденсатний 22 та ін); утилізаційний турбогенератор 19 з конденсатором 20 і насосами; "теплий ящик" 21; маслоохолоджувачі та інше обладнання. Паропродуктивність котла: перегрітої пари – 24 т/год при тиску 1,17 МПа і температурі 582 К; насиченої пари для загальносуднових потреб – 2 т/ч.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

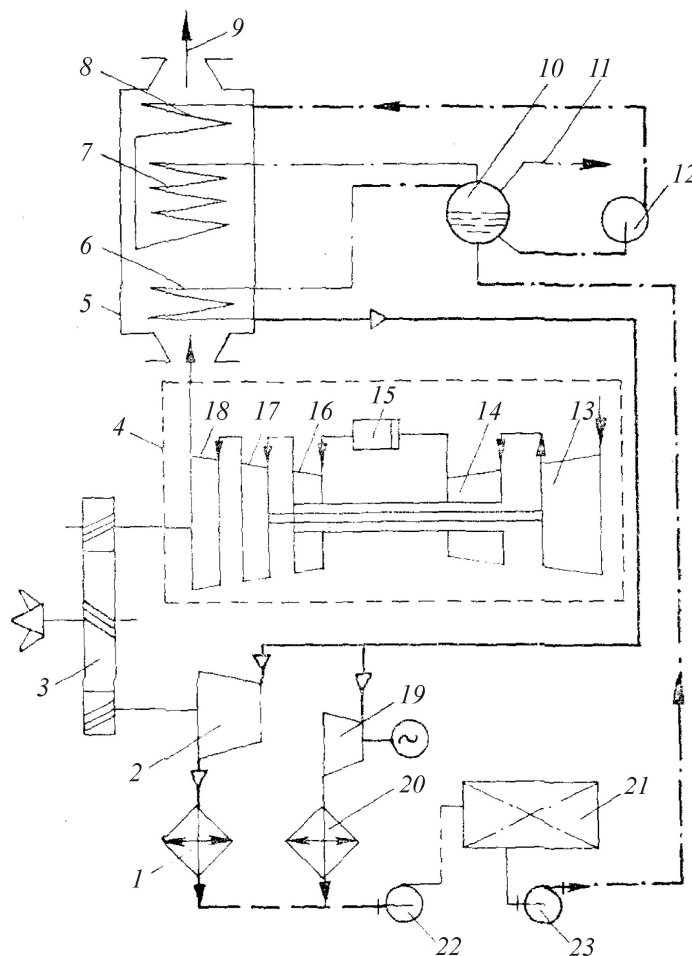


Рис. 2.16. Теплова схема енергетичної установки судна "Капитан Смирнов":

1 – конденсатор парової турбіни; 2 – пропульсивна парова турбіна; 3 – редуктор; 4 – ГТД; 5 – котел-утилізатор; 6 – пароперегрівач котла-утилізатора; 7 – парогенеруюча ділянка котла-утилізатора; 8 – економайзер котла-утилізатора; 9 – газовипуск; 10 – сепаратор пари; 11 – загальносуднові споживачі пари; 12 – циркуляційний насос; 13 – компресор низького тиску ГТД; 14 – компресор високого тиску ГТД; 15 – камера згоряння ГТД; 16 – турбіна високого тиску ГТД; 17 – турбіна низького тиску ГТД; 18 – силова турбіна (турбіна гвинта); 19 – УТГ; 20 – конденсатор УТГ; 21 – "теплый ящик"; 22 – конденсатний насос; 23 – живильний насос

Пропульсивна парова турбіна споживає 18 т/год пари тиском 1,12 МПа, а 6 т/год пари може витрачатися на УТГ. Однак це призведе до зниження загальної потужності агрегату.

Для ракетних крейсерів проекту 1164 "Атлант" підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" у 80-ті роки створюється **агрегат М21**.

Даний ГТА складається з працюючих на один вал (на кожному борту)

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

маршових і форсажних ГТД. На відміну від базового проекту 1134Б до маршових двигунів UGT 6000 додані парові турбіни, які отримують пару від теплоутилізаційних контурів, розміщених в газоходах як головних ГТД, так і трьох (з шести) газотурбогенераторів корабельної електростанції. Таким чином, на кожен з двох валів крейсера на маршовому режимі працює через спільний редуктор один двигун UGT 6000 потужністю 7,4 МВт і одна парова турбіна потужністю 4,4 МВт. На форсажному режимі до них підключаються ще по одному двигуну UGT 16000 потужністю 20,5 МВт кожен. Повна потужність пропульсивної установки становить 98,5 МВт, що забезпечує швидкість ходу 32 вузла.

Наявність ТУК підвищила ККД маршової частини установки на 12%, що збільшило дальність плавання в порівнянні з проектом 1134Б на 400 миль. На оперативно-тактичному ходу (18 вузлів) дальність, таким чином, становить 7500 миль.

В даний час М21 успішно експлуатується на трьох російських крейсерах – "Москва" (введений до дії у 1983 р.), "Варяг" (1989 р.) та "Маршал Устинов" (1986 р.).

Енергетичні установки, в яких пара, отримана при утилізації, використовується для генерування додаткової потужності в турбіні самого газотурбінного агрегату, отримали назву **контактних ГТУ з ТУК** (рис. 2.17).

У таких установках, які в цілому відносяться до класу когенераційних, частина водяної пари, одержуваної за рахунок утилізації тепла випускних газів, направляється в проточну частину двигуна, де змішується з основним потоком газу. Єдине газопарове робоче тіло, яке утворюється в результаті цього, впливаючи на лопатки турбіни, генерує механічну енергію обертання. Наслідком збільшеної витрати робочого тіла є підвищення генерованої потужності і ККД агрегату.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

В англомовній літературі контактні ГТУ з ТУК часто називають **установками, що працюють за циклом Ченга**, по імені американського вченого, професора Університету м. Санта-Клара (Каліфорнія, США) **Дах Ю Ченга**, який уперше запатентував цей цикл ("Cheng Cycle") у 1976 р. По липень 2000 р. Дах Ю Ченг отримав 46 патентів у США та інших країнах, які захищають його винаходи. З 1982 р. компанія Ченга "International Power Technology, Inc." (м. Сан-Хосе, Каліфорнія) співпрацює з "Allison Engine Company". У 1984 р. перша установка з подачею пари у проточну частину ГТД (501-КН5 потужністю 6 МВт) вводиться у дію в "San Jose State University" (м. Сан-Хосе, Каліфорнія).

У 1987-1991 роках ліцензію на технологію Ченга придбали компанії "US Turbine" (США), "Voest Alpine", "Hitachi Zosen Corp." (Японія), "Kawasaki Heavy Industries, Ltd." (Японія) і "Detco" (Австралія). Спільно з компанією "General Electric Co." був розроблений і запатентований більш вдосконалений цикл, відомий під назвою **LM2500 Cheng Cycle**. У 2002 р. перший агрегат даного типу з двигуном LM2500 вводиться в дію на "Kapaia Power Station" (о. Кауаї, Гавайські о-ви).

Необхідно відзначити, що "General Electric Co." випускає такі агрегати під зареєстрованим товарним знаком **STIG**, що означає "STeam Injected Gas".

В даний час загальна кількість введених у дію установок, що працюють за циклом Ченга, становить вже кілька сотень (тільки агрегатів 501-КН5 більше 130 од.).

На рис. 2.18 показана схема підведення пари до проточної частини двигуна **M7A-01ST** потужністю 6,7 МВт компанії "Kawasaki Heavy Industries,

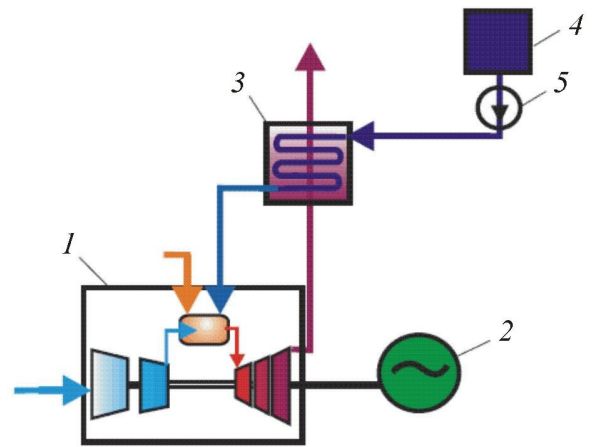


Рис. 2.17. Схема контактної ГТУ з ТУК:

1 – двигун; 2 – електрогенератор, 3 – котел-утилізатор; 4 – резервуар живильної води; 5 – насос

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ltd." (Японія). У порівнянні з модифікацією М7А-01 без подачі пари, М7А-01ST має потужність на 19% більшу, ККД – більше на 12% (33,8 замість 30,2%), початкова температура газу була знижена з 1448 К до 1408 К.

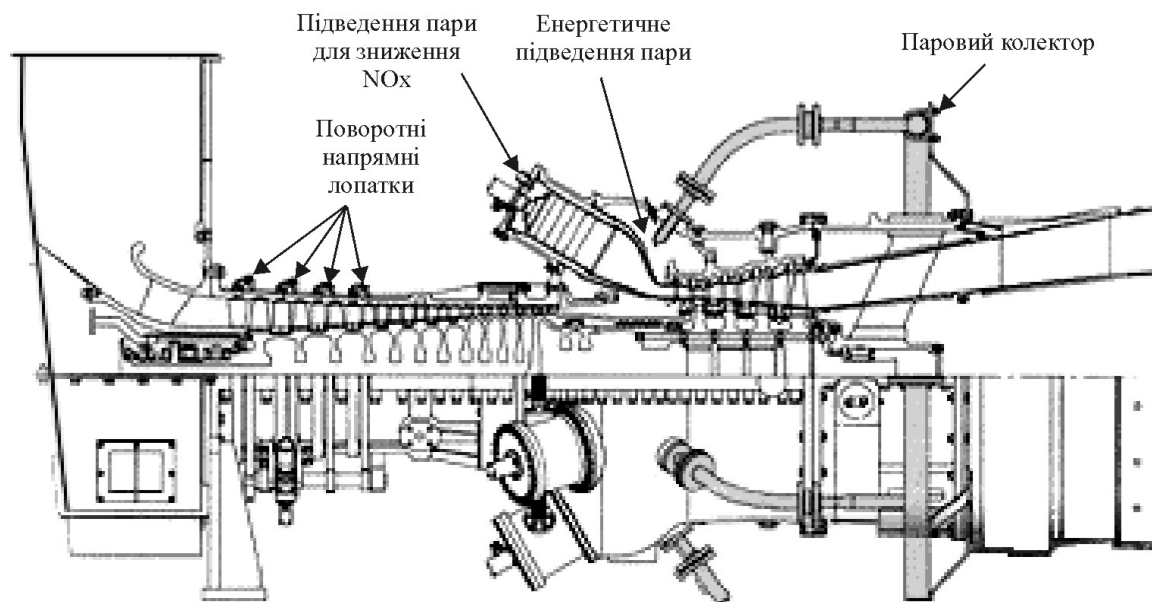


Рис. 2.18. Двигун М7А-01ST потужністю 6,7 МВт компанії "Kawasaki Heavy Industries, Ltd."

Установки даного типу серійно випускаються компаніями ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект", "General Electric Co.", "Kawasaki Heavy Industries, Ltd.", "Rolls-Royce plc" і деякими іншими фірмами.

Головною перевагою контактних ГТУ з ТУК в порівнянні з традиційними парогазовими установками є відсутність парової турбіни, що значною мірою спрощує обслуговування і експлуатацію, зменшує сумарну масу, розміри і вартість установки.

З цієї причини розвиток контактних ГТУ з ТУК вважається в цей час більш перспективним, ніж парогазових. Подача пари в камеру згоряння двигуна також сприяє зменшенню концентрації шкідливих речовин (NO_x та CO) у випускних газах, полегшує можливість охолодження гарячих деталей турбіни паром замість традиційно використовуваного компресорного повітря.

До **головних недоліків** таких ГТУ слід віднести складну систему управління, солевідкладення на деталях проточної частини турбіни (веде до

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

погіршення її ККД і розвитку корозії поверхні даних деталей) і значну витрату циклової води.

Оскільки пара після спрацювання в проточній частині двигуна разом з випускними газами виноситься в атмосферу, то для поповнення необхідної кількості прісної води котла (близько 20...30 т/год для установки потужністю 16...25 МВт) необхідна наявність спеціального цеху водопідготовки. Необхідно відзначити, що в деяких випадках викид великих кількостей парогазової суміші несприятливо впливає на екологічну обстановку в районі експлуатації таких установок.

Для скорочення витрат на підготовку живильної води підприємством ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект створена оригінальна **технологія "Водолей"**, яка дозволяє виділяти пару з випускних газів для повторного використання у циклі.

Для регенерації води (повернення її в цикл) була розроблена конструкція контактного конденсатора-газоохолоджувача і установка, показана на рис. 2.19.

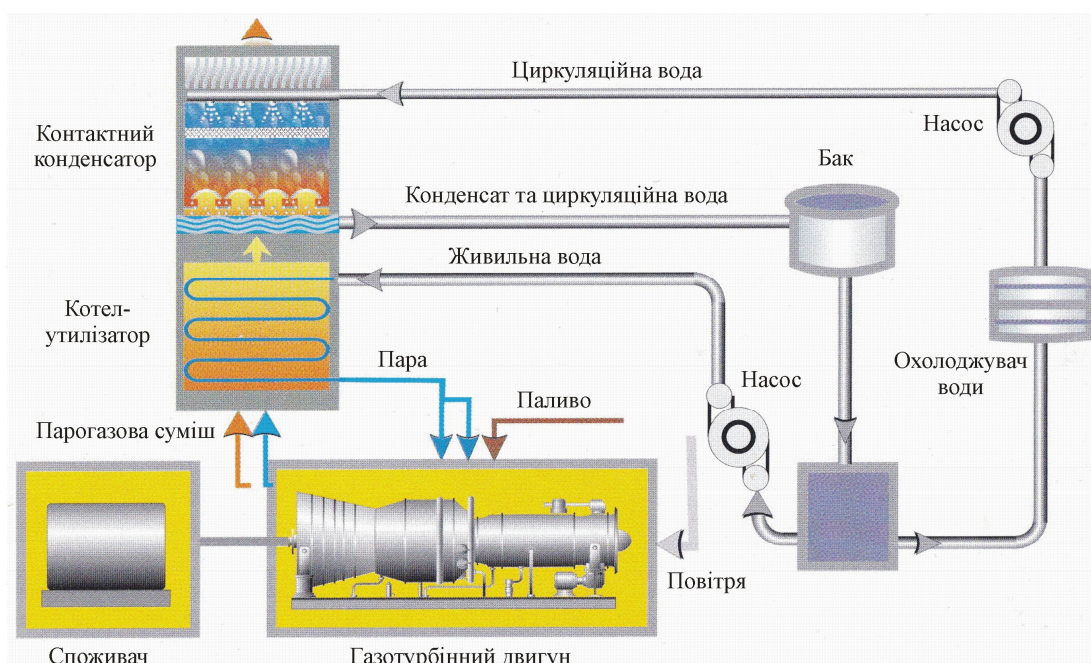


Рис. 2.19. Схема ГТУ з ТУК типу "Водолей"

У контактному парогазовому конденсаторі, встановленому на випускному патрубку котла-утилізатора, за рахунок зрошення водою відбувається охолодження парогазової суміші до температури початку процесу конденсації водяної пари (при атмосферному тиску – 100 °С), висаджування води та збір

конденсату. Зібраний конденсат надходить у бак-накопичувач, а з нього через блок очищення конденсату та водопідготовки направляється в котел-утилізатор і в зовнішній охолоджувач води.

Блок очищення конденсату (від солей і дрібних частинок) і водопідготовки може бути виконаний на основі зворотного осмосу, дистиляційно-опріснювальної установки, натрій-катіонітових фільтрів та ін.

Для поліпшення екологічних характеристик ГТА частина пари, яка підводиться до камери згоряння (приблизно 15% від загальної її кількості), надходить безпосередньо в зону горіння (т.зв. **екологічний підвід пари**), інша ж частина (т.зв. **енергетичний підвід**) змішується з газом на виході з камери згоряння (рис. 2.20).

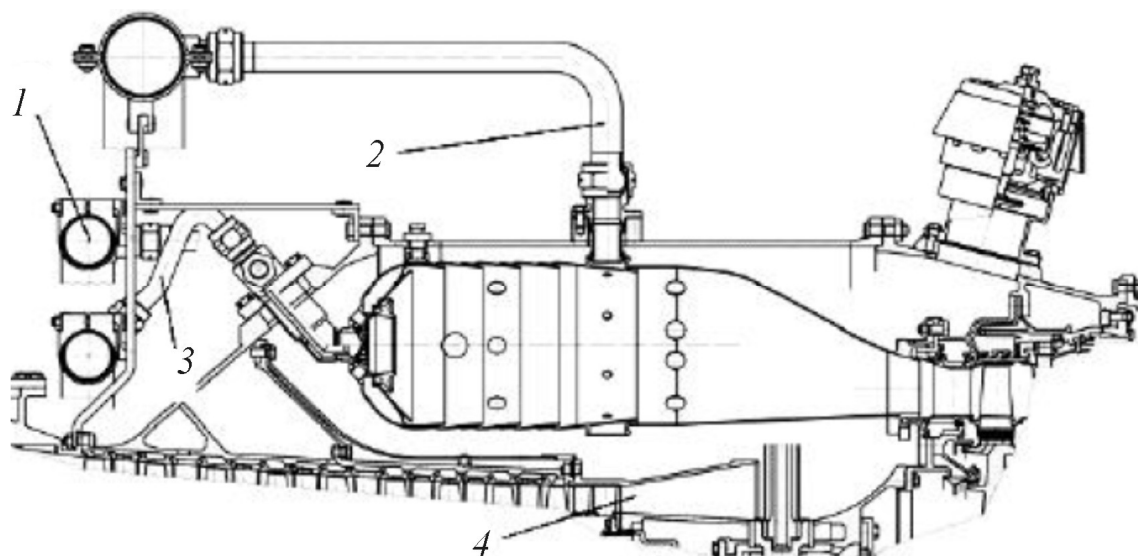


Рис. 2.20. Схема підведення пари до камери згоряння двигуна установки "Водолій-16": 1 – підведення "екологічної" пари; 2 – підведення "енергетичної" пари; 3 – підведення паливного газу; 4 – підведення повітря після КВТ

Позитивним ефектом роботи установок типу "Водолій" є їх здатність генерувати додаткову кількість прісної води, яка утворюється в результаті хімічної реакції окислення вуглеводневого палива при його спалюванні в камері згоряння двигуна. Тому кількість висадженої в контактному конденсаторі води більше, ніж кількість пари, генерованої котлом-утилізатором.

Установки типу "Водолій" найбільш перспективні для застосування у

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

маловодних регіонах і в екологічно чистих районах, де існують жорсткі обмеження на кількість пари і шкідливих речовин у випускних газах.

Такі установки також дозволяють додатково підвищити генеровану потужність при високих температурах зовнішнього повітря за рахунок упорскування води на вхід двигуна. При цьому забезпечується збереження параметрів ГТД та повернення води в цикл.

Головними недоліками установки є складна конструкція та значні маса і розміри парогазового конденсатора.

Перша установка подібного роду потужністю 25 МВт була розміщена на випробувальному стенді підприємства ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" у 1995 р.

Перша промислова установка типу "Водолій" введена в дію на компресорній станції "Ставище" (м. Богуслав, Київська обл., Україна) у 2003 р.. Її потужність склала 16 МВт, ефективний ККД – 42% при мірі підвищення тиску 19,5 і початковій температурі газу 1360 К.

Необхідно відзначити, що **в даний час газотурбінні установки з утилізацією тепла випускних газів розглядаються як найбільш ефективний і екологічно чистий вид енергетичної установки.** В останніх конструкціях стаціонарних ПГУ ефективний ККД досяг 60% (рис. 2.21), що значно вище, ніж в паротурбінних агрегатах як на органічному, так і на ядерному паливі (відповідно, 34...40% та 29...34%). Останні до того ж сильно дискредитували себе аваріями на Чорнобильській АЕС у 1986 р. та на японській станції "Фукусіма-1" у 2011 р.

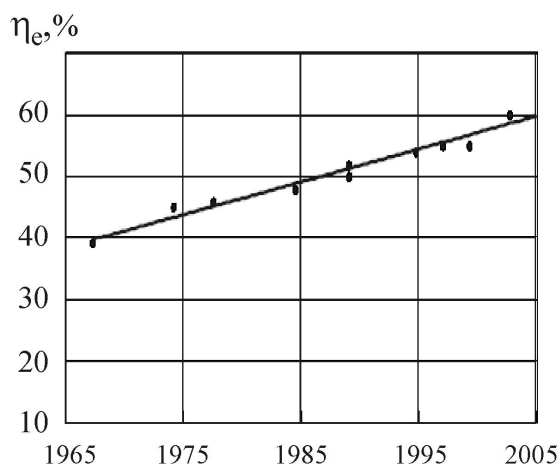


Рис. 2.21. Досягнута ефективність парогазових установок за роками випуску

У ролі базової для проектування обираємо схему багатовальної парогазової установки одного тиску. Передбачається використання котла-

утилізатора з горизонтальним розташуванням теплообмінних поверхонь та природньою циркуляцією робочого тіла.

Сумарна потужність проектуємої установки (газотурбінного двигуна та парової турбіни) на клеммах генераторів складає 60 МВт.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми GTA1CC дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

Детальний опис алгоритму програми, його структурно-логічна схема та розшифрування ідентифікаторів наведені раніше у розділі 1.2.

Значення вихідних параметрів для оптимізації газотурбінної установки з регенерацією тепла випускних газів наведені в табл.2.3.

Таблиця 2.3

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1550
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,980
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	1,000
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	1,000
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,022
Внутрішній ККД утилізаційної парової турбіни	0,80
КВПТ для котла-утилізатора	0,96

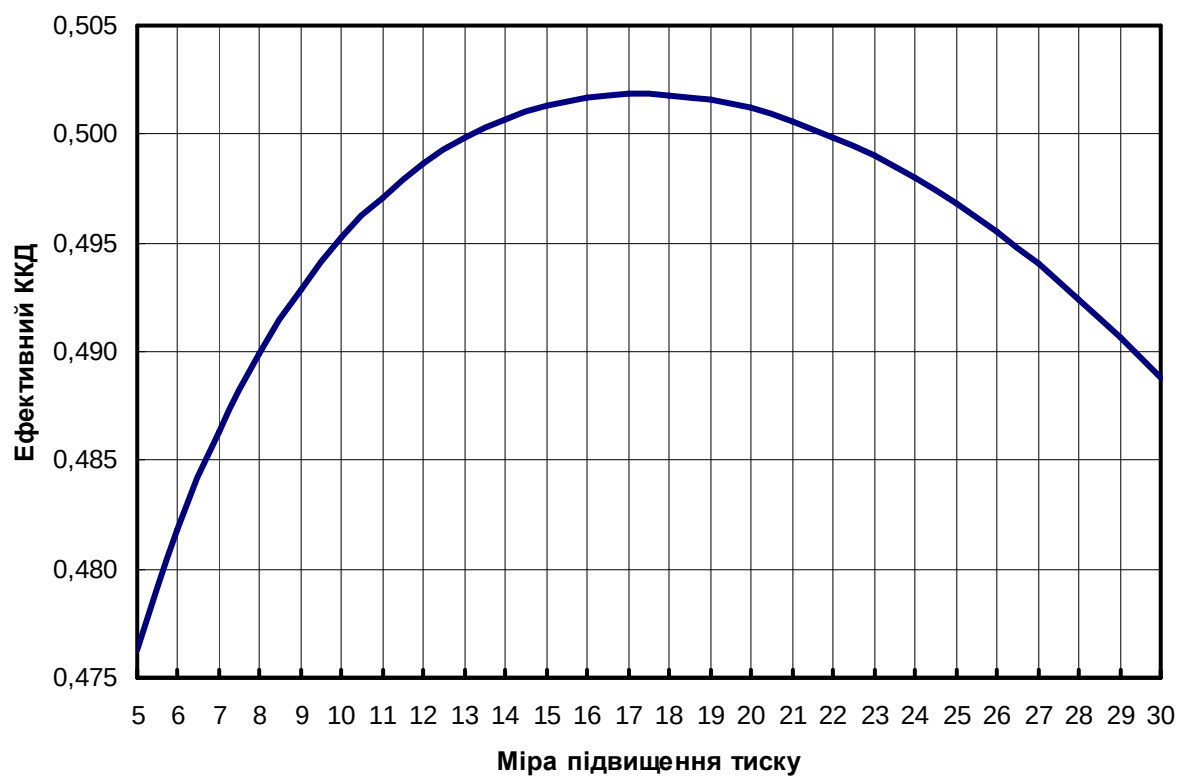


Рис. 2.22. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

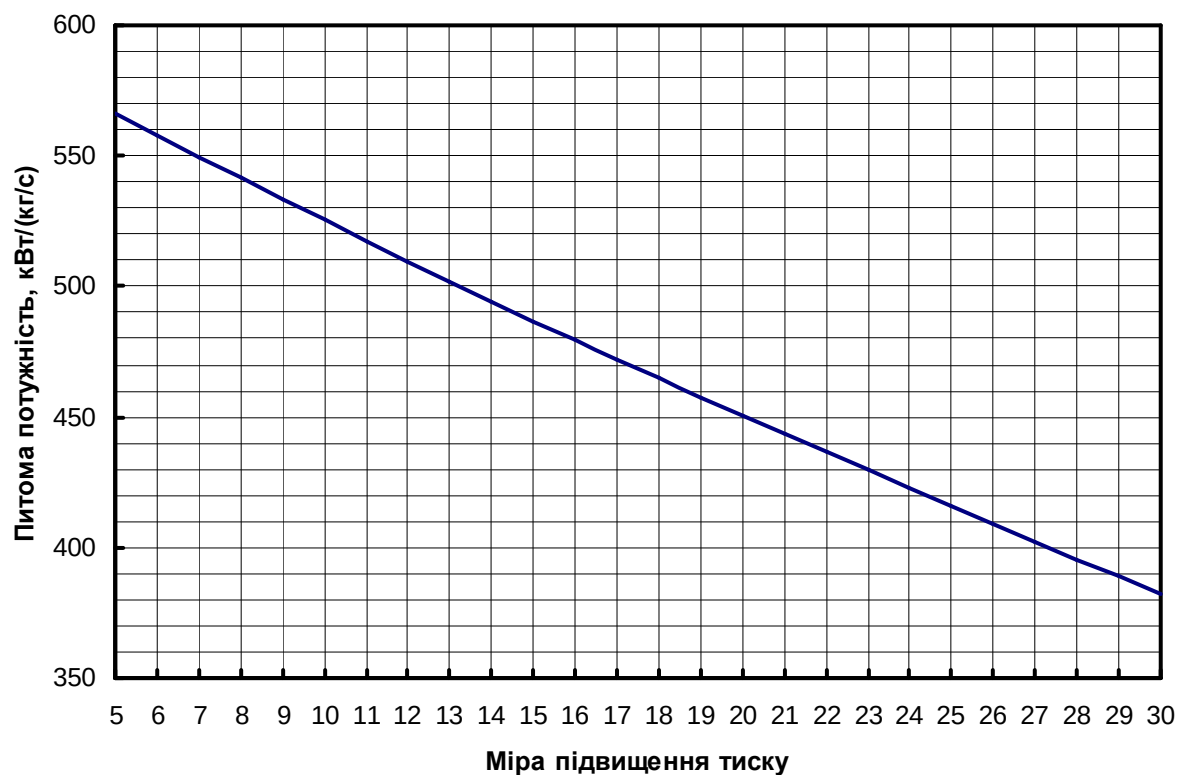


Рис. 2.23. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри

підвищення тиску у циклі

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис. 2.22 та рис. 2.23) – залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 17$: $\eta_{e \max} = 0,50186$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 472,0$ кВт/(кг/с). Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 11$, якій відповідає $\eta_{e.\text{роз}} = 0,49713$ та $N_{\text{пит}} = 517,5$ кВт/(кг/с).

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e.\max} - \eta_{e.\text{роз}}}{\eta_{e.\max}} = \frac{0,50186 - 0,49713}{0,50186} \cdot 100\% = 0,94\%,$$

що не перевищує норму 0,5...3,0 %, а збільшення питомої потужності становить

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{517,5 - 472,0}{472,0} \times 100\% = 9,64\%.$$

Зменшені значення π_k дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент гр.6231m Semenov M

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	3
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1550.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9800
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	5.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	1.0000
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	1.0000
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	0.8000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
5.0	0.47630	566.1	0.000	0.000	478.6	1139.7	0.499	4.4	0.0761	2.23
6.0	0.48185	557.9	0.000	0.000	506.2	1096.1	0.457	4.4	0.0784	2.28
7.0	0.48632	549.7	0.000	0.000	530.5	1060.3	0.425	4.4	0.0807	2.33
8.0	0.48992	541.5	0.000	0.000	552.5	1030.0	0.399	4.4	0.0830	2.38
9.0	0.49284	533.4	0.000	0.000	572.5	1003.8	0.377	4.4	0.0853	2.42
10.0	0.49522	525.4	0.000	0.000	590.8	980.9	0.359	4.4	0.0876	2.47
11.0	0.49713	517.5	0.000	0.000	607.9	960.4	0.344	4.4	0.0899	2.51
12.0	0.49865	509.7	0.000	0.000	623.9	942.1	0.330	4.4	0.0922	2.55
13.0	0.49982	501.9	0.000	0.000	638.8	925.5	0.319	4.4	0.0945	2.58
14.0	0.50071	494.3	0.000	0.000	653.0	910.3	0.309	4.4	0.0968	2.62
15.0	0.50132	486.8	0.000	0.000	666.3	896.3	0.299	4.4	0.0992	2.66
16.0	0.50170	479.4	0.000	0.000	679.1	883.4	0.291	4.4	0.1016	2.70
17.0	0.50186	472.0	0.000	0.000	691.2	871.4	0.284	4.4	0.1040	2.73
18.0	0.50182	464.8	0.000	0.000	702.8	860.2	0.278	4.4	0.1065	2.77
19.0	0.50159	457.6	0.000	0.000	713.9	849.7	0.272	4.4	0.1090	2.80
20.0	0.50119	450.5	0.000	0.000	724.6	839.8	0.266	4.4	0.1115	2.83
21.0	0.50062	443.5	0.000	0.000	734.8	830.6	0.261	4.4	0.1141	2.87
22.0	0.49989	436.5	0.000	0.000	744.7	821.8	0.257	4.4	0.1167	2.90
23.0	0.49901	429.6	0.000	0.000	754.3	813.4	0.253	4.4	0.1194	2.93
24.0	0.49798	422.7	0.000	0.000	763.5	805.5	0.249	4.4	0.1221	2.96
25.0	0.49680	415.9	0.000	0.000	772.5	798.0	0.246	4.4	0.1249	3.00
26.0	0.49548	409.1	0.000	0.000	781.2	790.8	0.243	4.4	0.1277	3.03
27.0	0.49402	402.3	0.000	0.000	789.6	784.0	0.240	4.4	0.1306	3.06
28.0	0.49242	395.6	0.000	0.000	797.8	777.4	0.237	4.4	0.1336	3.09
29.0	0.49068	388.9	0.000	0.000	805.7	771.1	0.235	4.4	0.1367	3.12
30.0	0.48880	382.2	0.000	0.000	813.5	765.1	0.233	4.4	0.1398	3.15

2.2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Тепловий проектувальний розрахунок ГТД на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних частин: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного двигуна, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих частин. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного двигуна, його питома потужність.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТД – 35 250 кВт (визначається протягом серії послідовних розрахунків), початкова температура газу – 1550 К, базовий двигун – UGT 60000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 11.

Результати розрахунків зведено до табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [1]	11	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1550	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається [1]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається [1]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [1]	1080	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [1]	0,900	-

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					Величина	Спосіб визначення	Наближення	
							Перше	Друге
					7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [1]	0,990	-
					8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{вх}$	Приймається [1]	0,985	-
					9. КВПТ у переходнику компресора v_k	Приймається [1]	1,0	-
					10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [1]	0,96	
					13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [1]	0,980	
					14. Внутрішній ККД турбіни η_t	Приймається [1]	0,900	
					17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [1]	0,995	
					18. Внутрішній ККД редуктора η_p	Приймається [1]	0,98	
					19. Коефіцієнт витрати компресора $\alpha_{к2}$	Приймається [1]	0,985	
					20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [1]	0,022	
					21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [1]	50032	
					22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [1]	17,18	
					23. Потужність ГТА на клемі генератора N_e , кВт	Задається завданням	35 250	
					24. Міра підвищення тиску в 2-й частині компресора $\pi_{к2}$	Приймається [1]	3,30	
					25. Міра підвищення тиску в 1-й частині компресора $\pi_{к1}$	$\pi_{к\Sigma} / \pi_{к2}$	3,333	
					26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,400	
					27. Адіабатичний ККД 1-й частини компресора $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} \eta_{ак} - 1}$	0,8819	0,8821
					28. Дійсний підігрів повітря в 1-й частині компресора $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1 (\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	134,1	133,0
					ДП.142.6231м.02.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

					Величина	Спосіб визначення	Наближення	
							Перше	Друге
					41. Тиск повітря на вході в 2-у частину компресора $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1} \cdot \nu_k$	0,3326	
					42. Тиск повітря на виході з 2-ої частини компресора P_2 , МПа	$P_{1.2} \cdot \pi_{k2}$	1,097	
					43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}}, \alpha = 1)$	1,238	
					44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{rp} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}})$	1,1185	
					45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{rp} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}}^{\text{вх}})$	1,036	
					46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$	$\frac{c_{rp} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{rp} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p \cdot \eta_{kз} - \left[c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{rp} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0239	
					47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$	2,439	
					48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{kз}$	1,054	
					49. Число рядів охолоджуваних вінців турбін $n_{\text{ох1}}$	Приймається [1]	5	
					50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T_3 - T_d \leq 100 \text{ К}$	1,40	
					51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
					52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної турбін β_t	Приймається	0,9	
					53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток турбін $g_{\text{ох}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t1}$	0,109	
					ДП.142.6231м.02.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
54. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$					$\alpha_{к2} - g_{ox} - 0,011$		0,865	
55. Коефіцієнт витрати газу для турбіни β_t					$(\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}} \cdot \alpha_{кз}) + g_{ox} + 0,014$		1,0046	
56. Коефіцієнт витрати газу для газовідводу $\beta_{зв}$					$\beta_t + 0,006$		1,0086	
57. Середня температура процесу розширення у турбіні $T_{сер.т1}$, К					$T_3 - \frac{0,9(\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2})}{2 \cdot \eta_{т1}}$		1457,3	
58. Середня теплоємність газу для процесу розширення у турбіні $c_{pг1}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т1}, \alpha)$		1,236	
59. Показник ізоентропи для процесу розширення у турбіні $k_{г1}$					$\frac{c_{pз1}}{c_{pз1} - R_{г}}$		1,3025	
60. Температурний перепад у турбіні $\Delta T_{г}$, К					$T_3(1 - \frac{1}{\pi_{г}^{\frac{Kз-1}{Kз}}})\eta_{г}$		589,6	
61. Міра розширення газу у турбіні $\pi_{г}$					$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{г}}{T_3 \cdot \eta_{г} - \Delta T_{г}} \right)^{\frac{k_{г1}}{k_{г1}-1}}$		10,19	
62. Тиск газу перед турбіною P_3 , МПа					$P_2 \cdot v_{кз}$		1,054	
63. Тиск газу за турбіною P_4 , МПа					$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$		0,1034	
64. Температура газу за турбіною T_4 , К					$T_3 - \Delta T_{г}$		960,4	
65. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)					$c_{pг} \cdot \Delta T_{г} \cdot \beta_t \cdot v_{вх} \cdot \eta_{м}$		334,9	
66. ККД електрогенератора $\eta_{г}$					Береться		0,985	
67. Приведена витрата повітря через 1-у частину компресора $G_{к1пр}$, кг/с					$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p \cdot \eta_{г}}$		107,4	
68. Витрата повітря через 1-у частину компресора $G_{к1}$, кг/с					$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$		105,8	
					ДП.142.6231м.02.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
69. Витрата повітря через 2-у частину компресора $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	104,2	
70. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	91,5	
71. Годинна витрата палива на двигун $G_{нал_{год}}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	7858	
72. Витрата газу через турбіну G_T , кг/с	$\beta_t \cdot G_{к2}$	106,3	
73. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата турбін $G_{ох}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох}$	28,89	
74. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{к1}$	106,7	
75. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{год}} / N_e$	0,223	
76. ККД ГТА на клеммах генератора η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,323	

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА ОДНОГО ТИСКУ

Для розрахунку обираємо одноконтурну схему котла-утилізатора (рис. 2.24), який являє собою теплообмінник протитокового типу, в якому за рахунок тепла випускних газів ГТД відбувається підігрів живильної води, її випарування та перегрів одержаної пари до розрахункових параметрів.

Для кожного з елементів котла-утилізатора можна записати рівняння теплового балансу. Спільно для поверхонь пароперегрівача та випарника воно буде мати такий вигляд:

$$G_{\Gamma} (I_d - I_{\text{ЭК}}) = G_{\Pi} (h_0 - h_{\text{ЭК}}), \quad (2.1)$$

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

Ентальпія

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

де $C_{\text{ПГ}}$ – теплоємність випускних газів ГТД при постійному тиску та заданій температурі, t_s – температура насиченої пари при обраному тиску p_0 ; G_{Π} – витрата пари; I_d – ентальпія газів на вході до котла-утилізатора. Оскільки $h_{\text{ЭК}} = h'(p_0)$, де h' – ентальпія води у стані насичення при тиску p_0 , то масова витрата генеруємої пари

$$G_{\Pi} = G_{\Gamma} (I_d - I_{\text{ЭК}}) / G_{\Pi} (h_0 - h_{\text{ЭК}}), \quad (2.2)$$

Рівняння теплового балансу для економайзера

$$G_{\Gamma} (I_{\text{ЭК}} - I_{\text{УХ}}) = G_{\Pi} (h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}}), \quad (2.3)$$

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

З рівняння (2.3) визначається температура випускних газів $\Theta_{\text{УХ}}$:

$$\Theta_{\text{УХ}} = \Theta_{\text{ЭК}} - G_{\Pi} (h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}}) / (c_{\text{ПГ}} G_{\Gamma}). \quad (2.4)$$

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Одержані дані дозволяють визначити ККД котла-утилізатора (коефіцієнт утилізації):

$$\eta_{KY} = (I_d - I_{yx}) / (I_d - I_a), \quad (2.5)$$

де I_a – ентальпія газів при температурі навколишнього середовища Θ_a . Якщо прийняти, що ізобаричні теплоємності газів на вході до котла-утилізатора і виході з нього приблизно рівні, то можна застосувати наступні формулу:

$$\eta_{KY} = (\Theta_d - \Theta_{yx}) / (\Theta_d - \Theta_a), \quad (2.6)$$

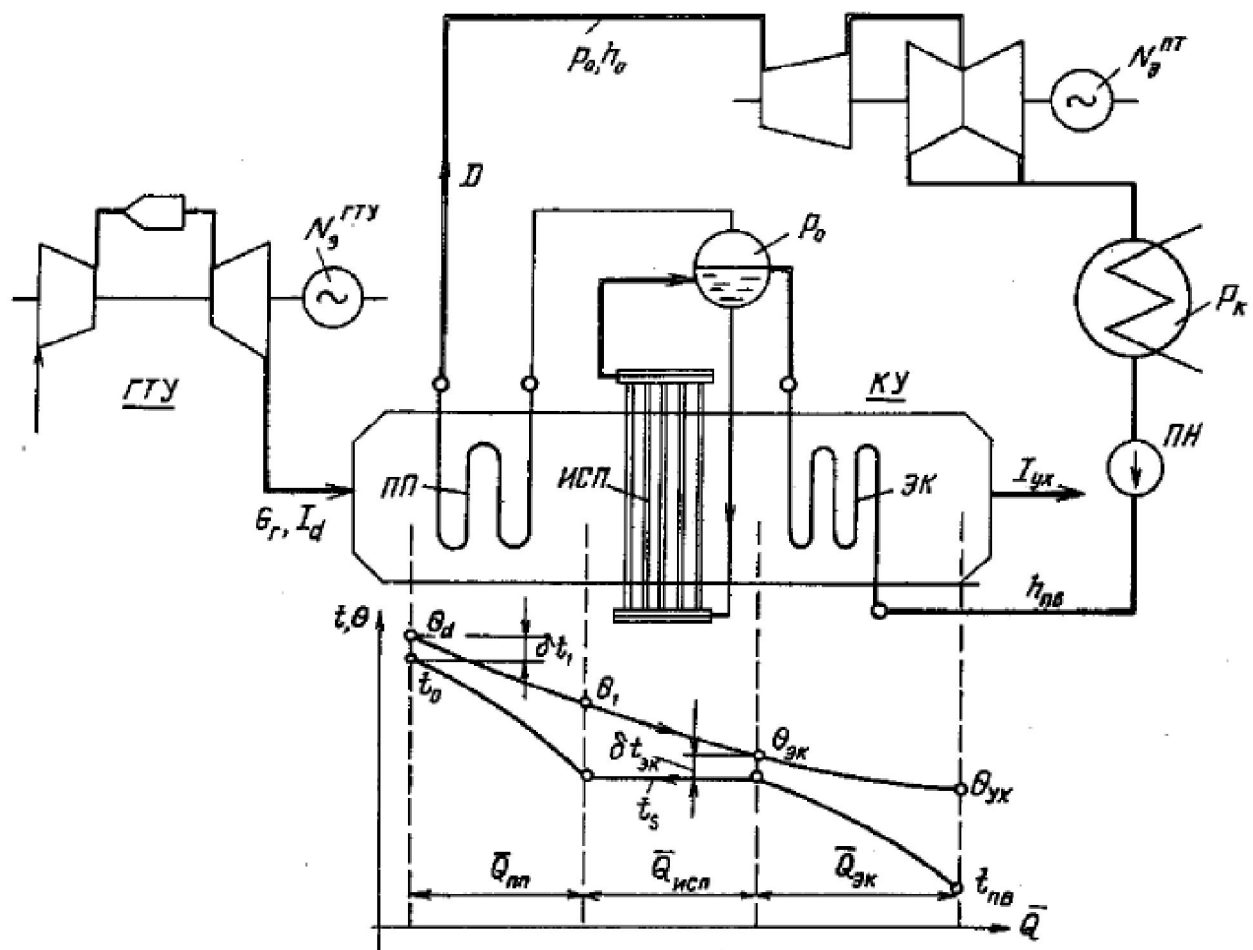


Рис. 2.24. Принципова схема парогазової установки одного тиску

В результаті розрахунку необхідно побудувати діаграму $t - \bar{Q}$ (див. рис. 2.24), де $\bar{Q}$ – тепло, яке передається газами робочому тілу паротурбінної установки за рухом в котлі-утилізаторі:

$$\bar{Q}_{исп} = Q_{исп} / Q_{ку}; \quad \bar{Q}_{ип} = Q_{ип} / Q_{ку}; \quad \bar{Q}_{эк} = Q_{эк} / Q_{ку};$$

$$Q_{ку} = Q_{ип} + Q_{исп} + Q_{эк},$$

де $Q_{ип}, Q_{исп}, Q_{эк}$ – абсолютні значення тепла, відданого газами ГТД.

Розрахунок котла-утилізатора зведено до табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1. Витрата газів через котел-утилізатор G_r , кг/с	З розрахунку ГТА	106,7
2. Температура газів за ГТД Θ_d , °С	З розрахунку ГТА	687,3 (960,4 К)
3. Мінімальний температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1 , °С	Приймаємо 40...50	40
4. Температура генеруємої пари t_0 , °С	$\Theta_d - \delta t_1$	647,3
5. Тиск генеруємої пари p_0 , МПа	Приймаємо 3...5	4,0
6. Ентальпія генеруємої пари h_0 , кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	3784
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °С	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 $f(p_0, t_{п.в})$	254,4
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °С	Приймаємо 8...15	10
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s , °С	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	250,4
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	1087
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1 , кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	2801
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{эк}$, °С	$t_s + \delta t_{эк}$	260,4

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}}$, кДж/(кг·К)					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)	1,120
15. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с					$\frac{G_{\text{г}} c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{эк}})}{h_0 - h_{\text{эк}}}$	18,92
16. Температура газів за пароперегрівом Θ'_1 , °С					Приймаємо з наступним уточненням	535
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta'_1}$, кДж/(кг·К)					За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_d + \Theta'_1) + 273; \alpha)$	1,154
18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1 , °С					$\Theta_d - \frac{G_{\text{п}} (h_0 - h_1)}{G_{\text{г}} c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta'_1}}$	536,3
19. Перевірка умови					$ \Theta_1 - \Theta'_1 \leq 5.$ При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_1 в п.16	1,3
20. Температура газів за котлом-утилізатором Θ'_{yx} , °С					Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температури t_s	123
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pg} \Big _{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{yx}}}$, кДж/(кг·К)					За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_{\text{эк}} + \Theta'_{\text{yx}}) + 273; \alpha)$	1,080
22. Температура газів за котлом-утилізатором Θ_{yx} , °С					$\Theta_{\text{эк}} - \frac{G_{\text{п}} (h_{\text{эк}} - h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}} c_{pg} \Big _{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{yx}}}}$	123,7
					ДП.142.6231м.02.ПЗ	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
						Арк.

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
23. Перевірка умови					$ \Theta_{yx} - \Theta'_{yx} \leq 5.$ При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_{yx} в п.20	0,7
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}}$, кДж/(кг·К)					За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_d + \Theta_{yx}) + 273; \alpha)$	1,105
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 $f(T = 0,5(\Theta_d + \Theta_n) + 273; \alpha)$	1,094
27. ККД котла-утилізатора η_{ky}					$\frac{c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}} (\Theta_d - \Theta_{yx})}{c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_n} (\Theta_d - \Theta_n)}$	0,847
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі Q_{ky} , кВт					$G_{\Gamma} c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}} (\Theta_d - \Theta_{yx})$	66 447
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{пп}$, кВт					$G_{\Gamma} c_{pg} \Big _{\Theta_d}^{\Theta'_1} (\Theta_d - \Theta_1)$	18 594
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\bar{Q}_{пп}$					$Q_{пп} / Q_{ky}$	0,280
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт					$G_{\Gamma} c_{pg} \Big _{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{yx}} (\Theta_{эк} - \Theta_{yx})$	15 749
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\bar{Q}_{эк}$					$Q_{эк} / Q_{ky}$	0,237
33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{исп}$, кВт					$Q_{ky} - Q_{пп} - Q_{эк}$	32 103

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\bar{Q}_{\text{исп}}$	$Q_{\text{исп}} / Q_{\text{ку}}$	0,483

Таблиця Д1. Середні масові ізобарні теплоємності продуктів згорання 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

2.2.5. НАБЛИЖЕНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

Розрахунок внутрішнього відносного ККД парової турбіни проводиться за наближеними формулами в два етапи. Спочатку визначаємо ККД частини високого тиску (до змішання з потоком пари з контуру низького тиску котла-утилізатора) $\eta_{0i}^{\text{в.д}}$, а також параметри пари в камері змішання і розраховуємо внутрішній відносний ККД $\eta_{0i}^{\text{н.д}}$ частини низького тиску (від камери змішування до конденсатора). Приклад розрахунку параметрів парової турбіни наведений в табл. 2.6.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6

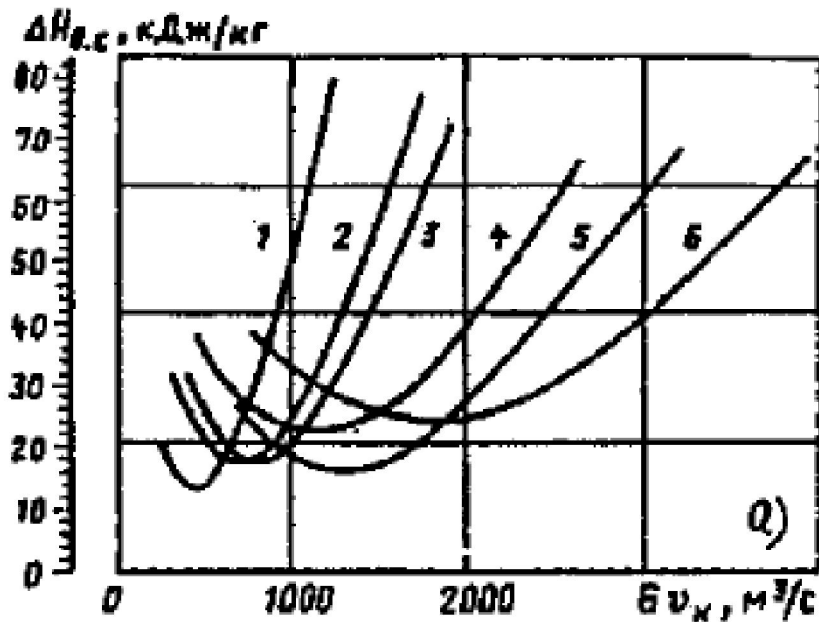
Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	Див. п. 15 табл. 2.5	18,92
2. Температура генеруємої пари t_0 , °C	Див. п. 4 табл. 2.5	647,3
3. Тиск генеруємої пари p_0 , МПа	Див. п. 5 табл. 2.5	4,0
4. Ентальпія генеруємої пари h_0 , кДж/кг	Див. п. 6 табл. 2.5	3784
5. Питомий об'єм генеруємої пари v_0 , м ³ /кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	0,1046
6. Ентропія генеруємої пари s_0 , кДж/(кг·К)	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	7,49
7. Тиск пари між 1-ю і 2-ю частинами турбіни $p_0^{\text{н.д}}$, МПа	Приймаємо рівним $0,1 p_0$	0,4
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 $f(s_0, p_0^{\text{н.д}})$	3024
9. Ізоентропійний теплоперепад в 1-й частині турбіни $\Delta H_0^{\text{в.д}}$, кДж/кг	$h_0 - h_{1\text{т}}^{\text{в.д}}$	760
10. Відносний внутрішній ККД 1-ї частини турбіни $\eta'_{0\text{i}}^{\text{в.д}}$	Приймаємо з подальшим уточненням	0,885
11. Внутрішній теплоперепад в 1-й частині турбіни $\Delta H_i^{\text{в.д}}$, кДж/кг	$\Delta H_0^{\text{в.д}} \cdot \eta'_{0\text{i}}^{\text{в.д}}$	673,0
12. Ентальпія пари в кінці дійсної течії в 1-й частині турбіни $h_z^{\text{в.д}}$, кДж/кг	$h_0 - \Delta H_i^{\text{в.д}}$	3111
13. Питома 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 $f(h_z^{\text{в.д}}, p_0^{\text{н.д}})$	0,680

Найменування параметра					Спосіб визначення		Чисельне значення	
14. Коефіцієнт обліку 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_{cp} , м ³ /кг					$\sqrt{v_0 v_z^{в.д}}$		0,267	
16. Відносний внутрішній ККД 1-ї частини турбіни $\eta_{0i}^{в.д}$					$\left(0,92 - \frac{0,2}{G_{п} v_{cp}}\right) \cdot \left[1 + \frac{\Delta H_0^{в.д} - 700}{20000}\right] k_{вл}$		0,883	
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		0,002	
18. Ентальпія пари на вході в 2-у частину турбіни $h_0^{н.д}$, кДж/кг					Дорівнює $h_z^{в.д}$		3111	
19. Температура пари на вході в 2-у частину турбіни $t_0^{н.д}$, °С					За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0^{н.д}, h_0^{н.д})$		321,5	
20. Ентропія пари на вході у 2-у частину турбіни $s_0^{н.д}$, кДж/(кг·К)					За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0^{н.д}, h_0^{н.д})$		7,642	
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 $f(s_0^{н.д}, p_k)$		2331	
23. Ізоентропійний теплоперепад у 2-й частині турбіни $\Delta H_0^{н.д}$, кДж/кг					$h_0^{н.д} - h_{2t}^{н.д}$		780	
24. Відносний внутрішній ККД 2-ї частини турбіни $\eta'_{0i}{}^{н.д}$					Приймаємо з подальшим уточненням		0,875	
25. Внутрішній теплоперепад у 2-й частині турбіни $\Delta H_i^{н.д}$, кДж/кг					$\Delta H_0^{н.д} \cdot \eta'_{0i}{}^{н.д}$		683	

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
26. Ентальпія пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни h_k , кДж/кг					$h_0^{н.д} - \Delta H_i^{н.д}$	2429
27. Питомий об'єм пара в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни v_k , м ³ /кг					За таблицями води і водяної пари, як $f(h_k, p_k)$	26,65
28. Міра сухості пари в кінці дійсної течії у 2-й частині турбіни x_k					За таблицями води і водяної пари, як $f(h_k, p_k)$	0,9454
29. Витрата пари через конденсатор G_k , кг/с					Дорівнюється G_n	18,92
30. Втрати енергії з вихідною швидкістю з останнього ступеня турбіни $\Delta H_{вс}$, кДж/кг					За рис. 2.25, як $f(G_k \cdot v_k)$	18
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	2639
32. Ізоентропійний теплоперепад в області вологої пари $\Delta H_0^{вл}$, кДж/кг					$h_{вл} - h_{2t}^{н.д}$	308
33. Коефіцієнт обліку вологості пари $k_{вл}$					$1 - 0,36(1 - x_k) \frac{\Delta H_0^{вл}}{\Delta H_0^{н.д}}$	0,992
34. Відносний внутрішній ККД 2-ї частини турбіни $\eta_{0i}^{н.д}$					$0,87 \left(1 + \frac{\Delta H_0^{н.д} - 400}{10000} \right) k_{вл} - \frac{\Delta H_{вс}}{\Delta H_0^{н.д}}$	0,873
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	0,002
36. Внутрішня потужність парової турбіни N_i , кВт					$G_n (\Delta H_0^{в.д} \eta_{0i}^{в.д} + \Delta H_0^{н.д} \eta_{0i}^{н.д})$	25 582

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
37. Наявна потужність парової турбіни N_0 , кВт	$G_n (\Delta H_0^{в.д} + \Delta H_0^{н.д})$	29 138
38. Відносний внутрішній ККД парової турбіни η_{0i}	$\frac{N_i}{N_0}$	0,878



Выходные характеристики ЦНД со стандартными лопатками ЛМЗ: а- потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ в зависимости от $G v_k$, 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})

Рис. 2.25.

2.2.6. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

ПАРОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

При визначенні потужності парової турбіни і ККД паротурбінної установки необхідно врахувати, що ККД циліндрів високого та низького тисків відрізняються і витрата через них також різна. Внутрішню потужність парової турбіни можна визначити з співвідношення

$$N_i^{ITT} = H_i^{ЧВД} G_0^{ВД} + H_i^{ЧНД} (G_0^{ВД} + G_0^{НД}),$$

де $H_i^{ЧВД}$ – внутрішній теплоперепад ЦВТ, $H_i^{ЧНД}$ – внутрішній теплоперепад ЦНТ.

Електрична потужність ПТУ

$$N_{\varepsilon}^{ITT} = N_i^{ITT} \eta_{МЕХ} \eta_{ЭГ}$$

де $\eta_{МЕХ}$ та $\eta_{ЭГ}$ – механічний ККД і ККД електричного генератора.

Сумарна електрична потужність ПГУ

$$N_{\varepsilon}^{ПГУ} = N_{\varepsilon}^{ITT} + N_{\varepsilon}^{ПТУ},$$

де $N_{\varepsilon}^{ПГУ}$ – сумарна потужність всіх ГТУ.

Абсолютний електричний ККД ПТУ

$$\eta_{\varepsilon}^{ПТУ} = N_{\varepsilon}^{ПТУ} / Q_{КУ}$$

де $Q_{КУ} = G_{\Gamma} (I_d - I_{yx})$ – теплота, підведена в котлі-утилізаторі.

Абсолютний електричний ККД паросилової установки

$$\eta_{\varepsilon}^{ПСУ} = \eta_{\varepsilon}^{ПТУ} \eta_{КУ}$$

Абсолютний електричний ККД парогазової установки визначається по співвідношенню

$$\eta_{\varepsilon}^{ПГУ} = \eta_{\varepsilon}^{ПТУ} + (1 - \eta_i^{ГТУ}) \eta_{\varepsilon}^{ПСУ}$$

або

$$\eta_{\varepsilon}^{ПГУ} = N_{\varepsilon}^{ПГУ} / Q_{КС} = N_{\varepsilon}^{ПГУ} / (N_{\varepsilon}^{ГТУ} / \eta_{\varepsilon}^{ГТУ}),$$

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $Q_{\text{КС}}$ - кількість теплоти, підведеної в камері згоряння ГТУ.

Приклад розрахунку економічних показників парогазової установки наведений в табл. 2.7.

Таблиця 2.7

Наименование параметра	Способ определения	Численное значение
1. Механічний ККД паротурбогенератора $\eta_{\text{м}}$	Приймаємо рівним 0,99	0,99
2. ККД електрогенераторів $\eta_{\text{ег}}$	Приймаємо рівним 0,985	0,98
3. Внутрішня потужність парової турбіни N_i , кВт	Див. п. 41 табл. 2.6	25 582
4. Тепло, віддане газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{газ}}$, кВт	Див. п. 55 табл. 2.5	66 447
5. Абсолютний внутрішній ККД паротурбінної установки $\eta_i^{\text{пту}}$	$\frac{N_i}{Q_{\text{газ}}}$	0,385
6. ККД котла-утилізатора $\eta_{\text{ку}}$	Див. п. 27 табл. 2.5	0,847
7. Абсолютний електричний ККД паросилової установки $\eta_{\text{э}}^{\text{псу}}$	$\eta_i^{\text{пту}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ег}}$	0,316
8. Потужність газотурбінного агрегата на клеммах генератора $N_e^{\text{гта}}$, кВт	З розрахунку ГТА	35 250
9. Потужність парогазової установки на клеммах генератора $N_{\text{э}}^{\text{пгу}}$, кВт	$N_e^{\text{гта}} + N_i \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ег}}$	60 069
10. ККД газотурбінного агрегата на клеммах генератора $\eta_e^{\text{гта}}$	З розрахунку ГТА	0,323
11. Тепло, підведене в камеру згоряння газотурбінного агрегату $Q_{\text{КС}}$, кВт	$\frac{N_e^{\text{гта}}}{\eta_e^{\text{гта}}}$	109 133
12. ККД парогазової установки на клеммах генераторів $\eta_{\text{э}}^{\text{пгу}}$	$\frac{N_{\text{э}}^{\text{пгу}}}{Q_{\text{КС}}}$	0,550

2.3. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СПРОЕКТОВАНИХ УСТАНОВОК

На основі результатів детального теплового розрахунку трьох типів газотурбінної установки (простого термодинамічного циклу, циклу з регенерацією та циклу з утилізацією тепла випускних газів) виконуємо їх порівняльний аналіз.

Нагадаємо, що усі три типа газотурбінної установки мали такі спільні вихідні дані для проектування:

Потужність установки на клеммах генератора, кВт	60 000
Температура газу перед турбіною, К	1550
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для перехідника між компресорами	1,000
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	1,000
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,022

Усі три типа газотурбінної установки використовували у ролі палива природний газ з теплотворною здатністю 50 032 кДж/кг.

Установка простого термодинамічного циклу та установка з утилізацією тепла випускних газів використовували редуктор (ККД редуктора – 0,98) між ротором силової турбіни ГТД та генератором струму, що пояснювалось необхідністю підвищення довжини лопаток останніх ступенів компресора. Установка з регенерацією тепла такий редуктор не використовувала.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При проектуванні установки з утилізацією тепла приймалося, що коефіцієнт відновлення повного тиску в котлі-утилізаторі становить 0,96. Пара генерується в контурі одного тиску, який використовує котел-утилізатор з горизонтальним розташуванням теплообмінних поверхонь та природньою циркуляцією теплоносія.

Установка з регенерацією тепла проектувалася на міру регенерації 0,85, коефіцієнт відновлення повного тиску в регенераторі за повітряною стороною приймався 0,98, за газовою стороною – 0,985.

Результати порівняльного аналізу ефективності спроектованих газотурбінних установок наведено на рис. 2.26-2.35 та в табл. 2.8-2.10.

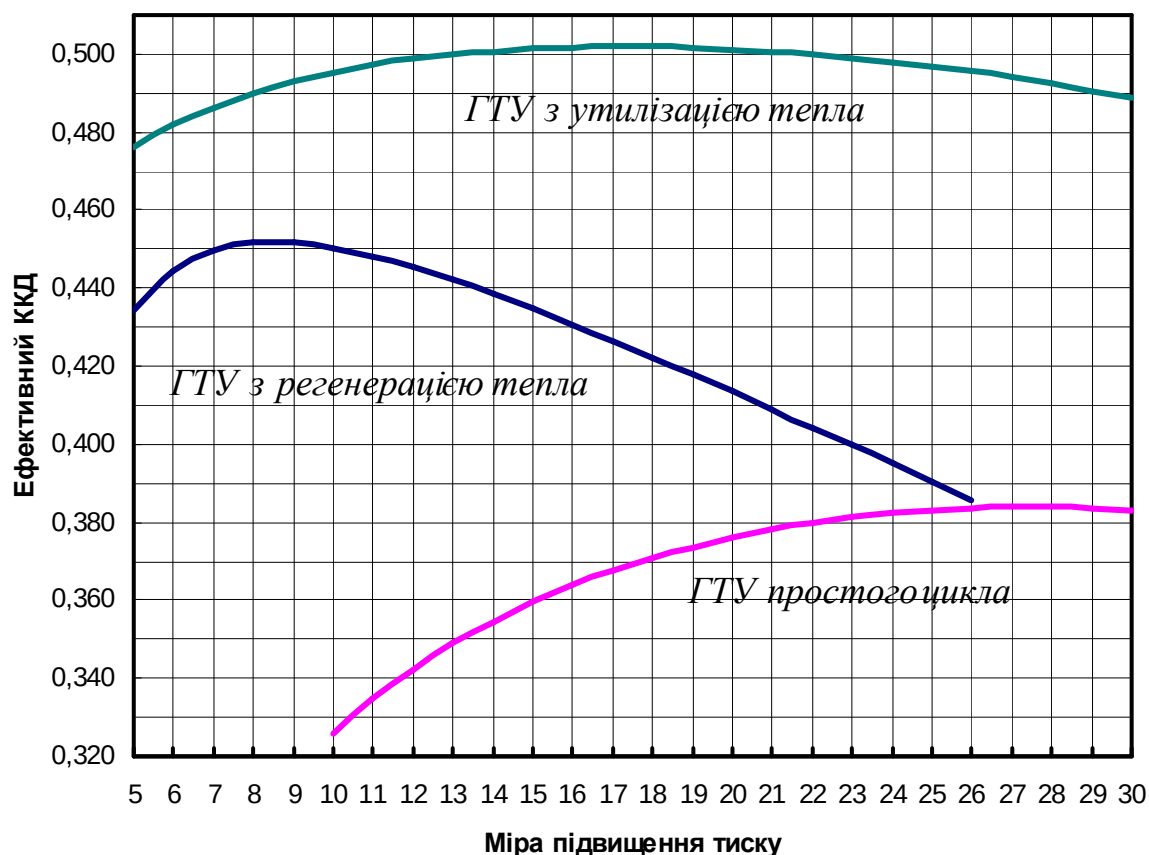


Рис. 2.26. Залежність ефективного ККД газотурбінної установки від міри підвищення тиску у циклі

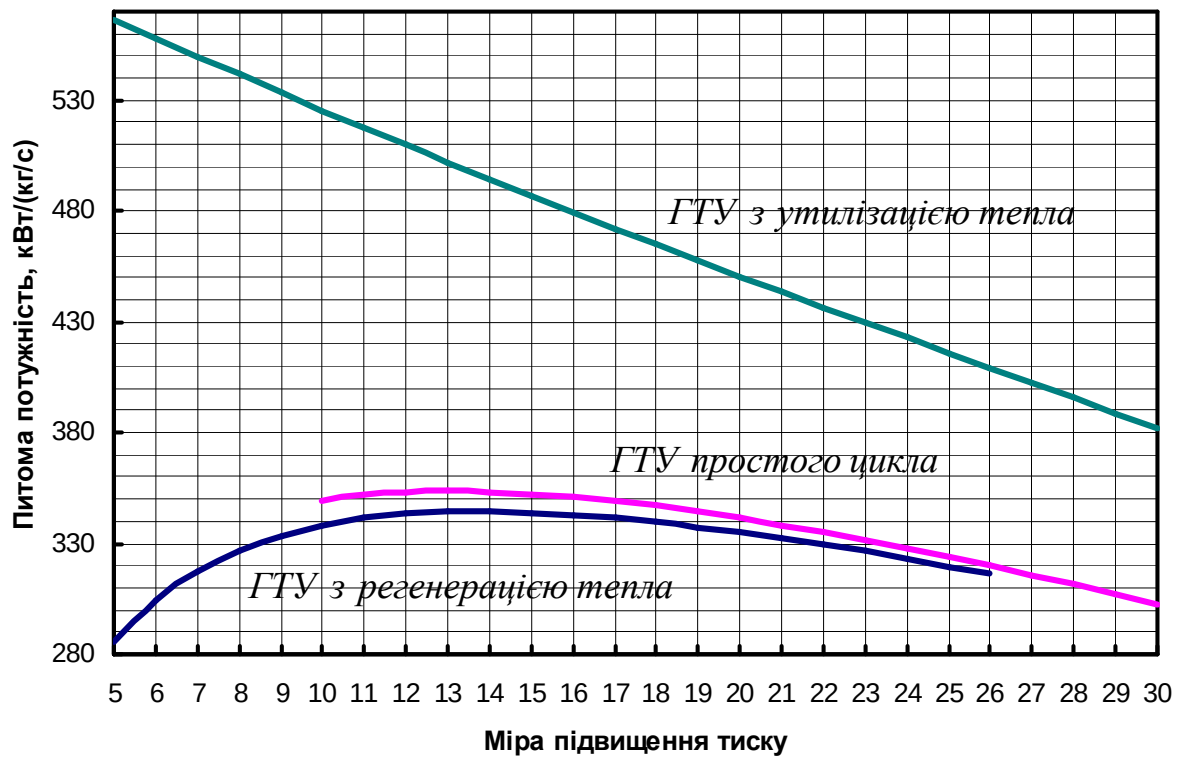


Рис. 2.27. Залежність питомої потужності газотурбінної установки від міри підвищення тиску у циклі

Таблиця 2.8

Тип газотурбінної установки	Оптимальне значення міри підвищення тиску	Розрахункове значення міри підвищення тиску
ГТУ простого циклу	28	22
ГТУ з регенерацією тепла	9	9
ГТУ з утилізацією тепла	17	11

Таблиця 2.9

Тип газотурбінної установки	Питома потужність при оптимальній мірі підвищення тиску, кВт/(кг/с)	Питома потужність при розрахунковій мірі підвищення тиску, кВт/(кг/с)
ГТУ простого циклу	308	332
ГТУ з регенерацією тепла	334	334
ГТУ з утилізацією тепла	472	518

Таблиця 2.10

Параметр	ГТУ простого циклу	ГТУ з регенерацією тепла	ГТУ з утилізацією тепла
1. ККД ГТУ на клеммах генератора	0,365	0,451	0,550
2. Оптимальне значення міри підвищення тиску	28	9	17
3. Розрахункове значення міри підвищення тиску	22	9	11
4. Питома витрата палива на ГТУ, кг/(кВт·год)	0,197	0,160	0,131
5. Температура газу за турбіною ГТД, К (°С)	756 (483)	982 (709)	960 (687)
6. Температура газу за ГТУ, К (°С)	756 (483)	630 (357)	397 (124)
7. Витрата повітря через компресор, кг/с	194	234	106
8. Годинна витрата палива на ГТУ, кг/год	11 820	9583	7858

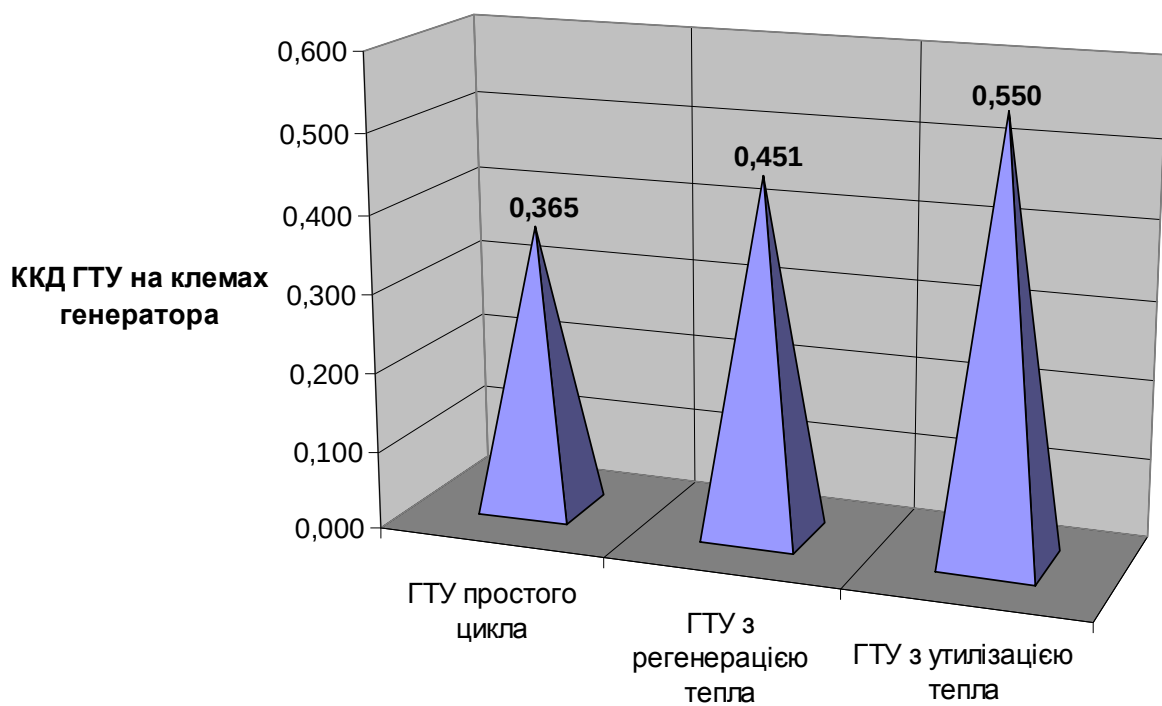


Рис. 2.28. ККД газотурбінних установок на клеммах генератора

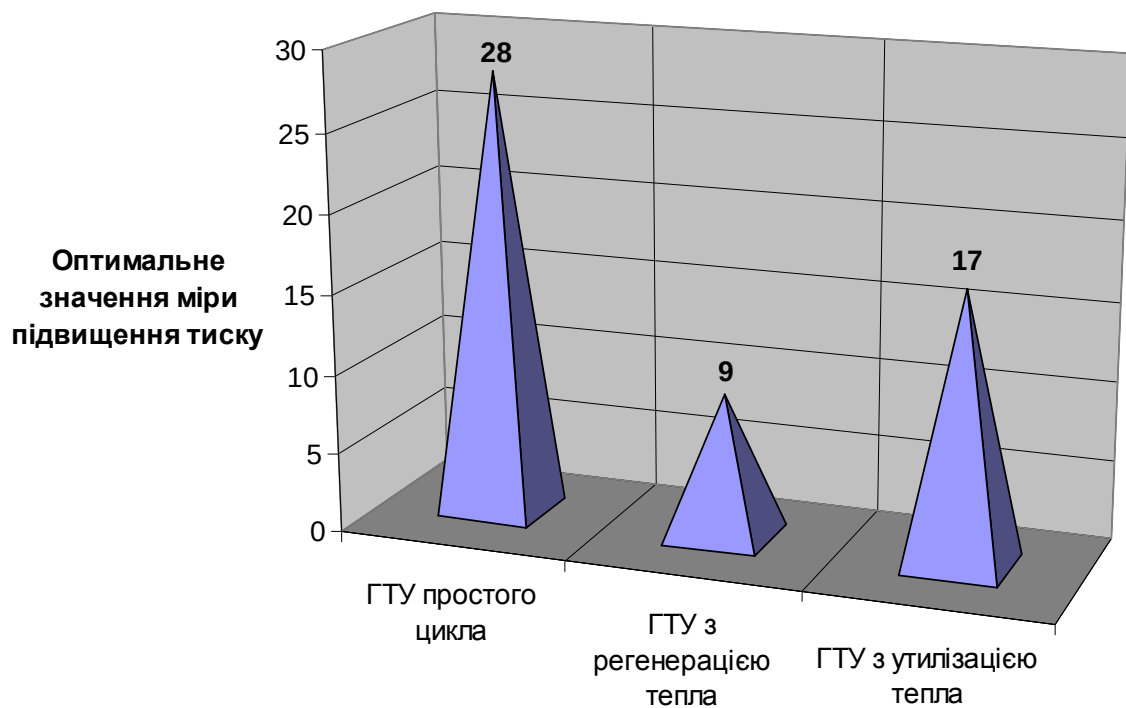


Рис. 2.29. Оптимальне значення міри підвищення тиску газотурбінних установок

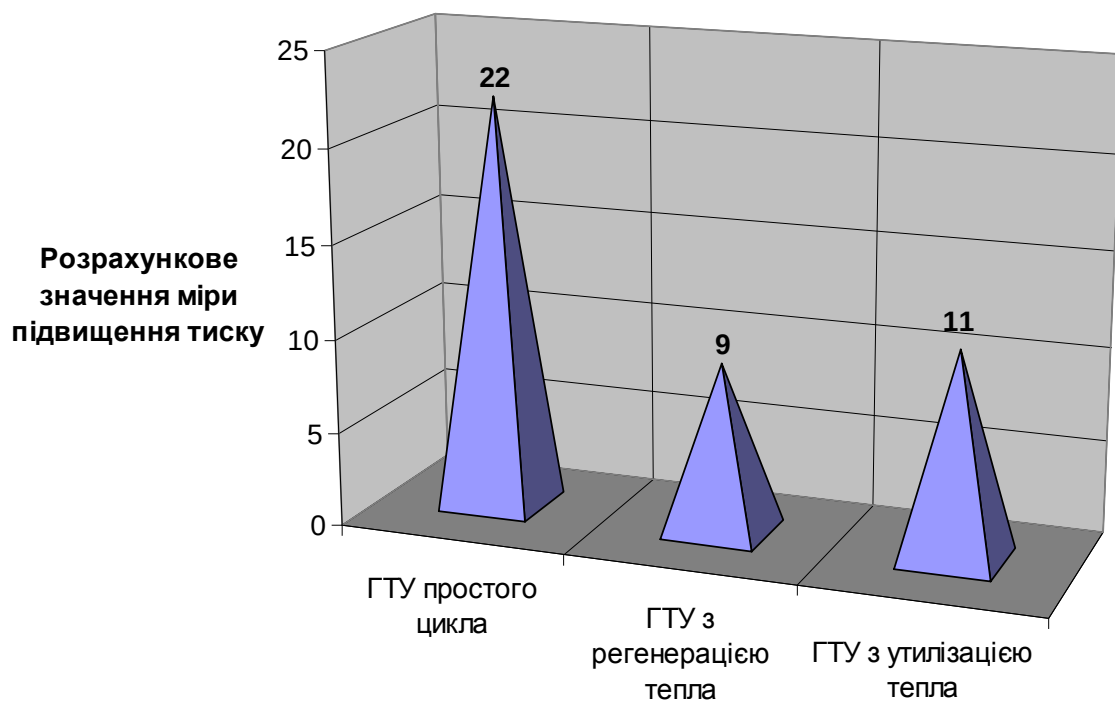


Рис. 2.30. Розрахункове значення міри підвищення тиску газотурбінних установок

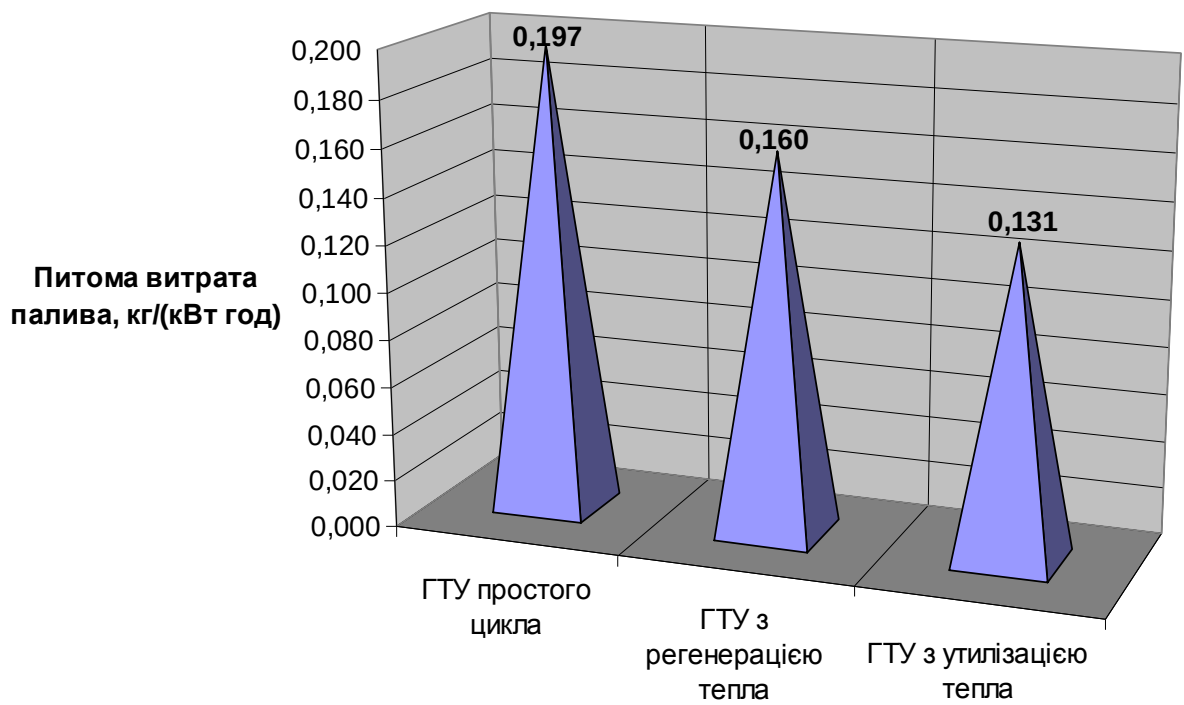


Рис. 2.31. Питома витрата палива газотурбінних установок

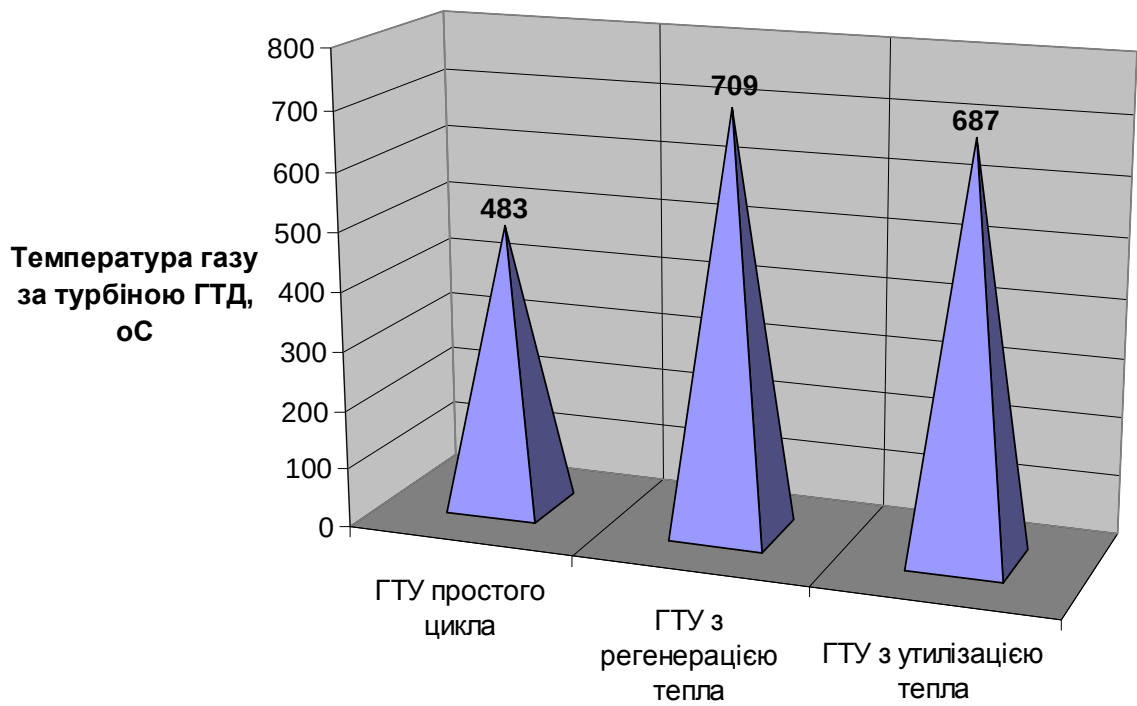


Рис. 2.32. Температура газу за турбіною ГТД

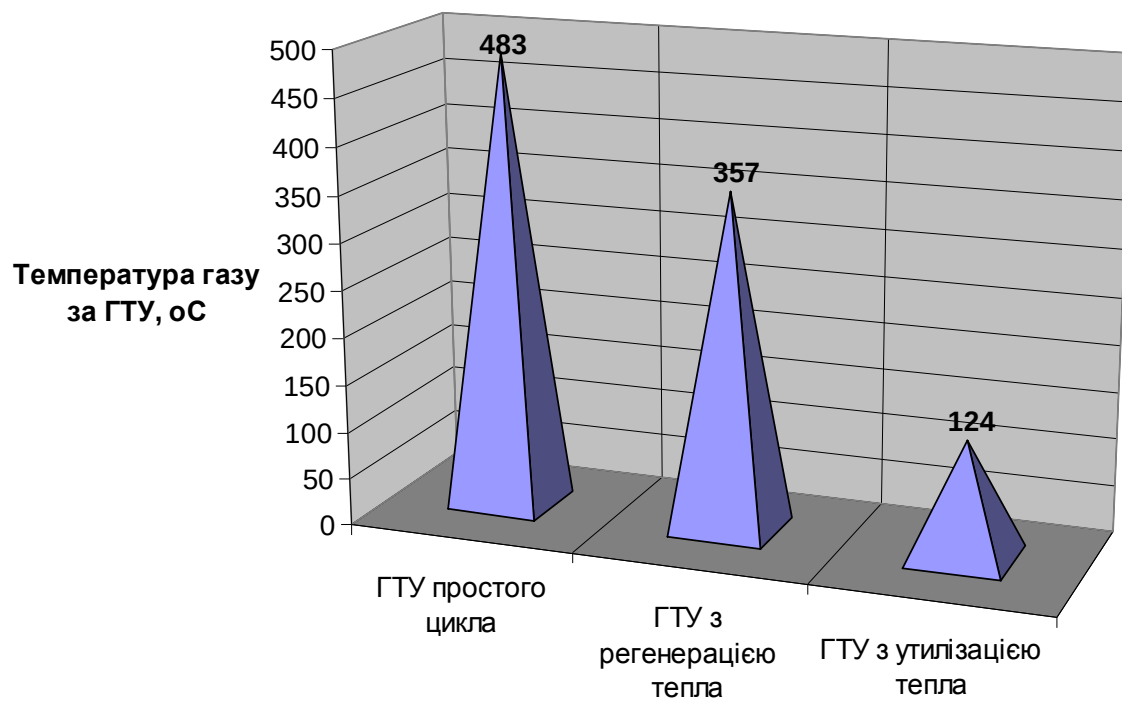


Рис. 2.33. Температура газу за газотурбінною установкою

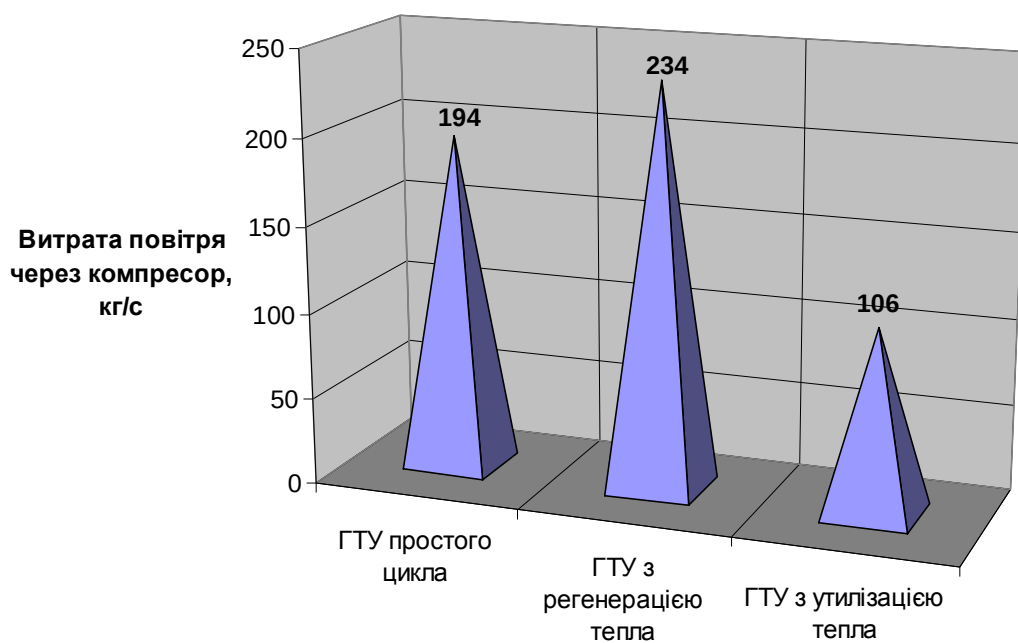


Рис. 2.34. Витрата повітря через компресор ГТД

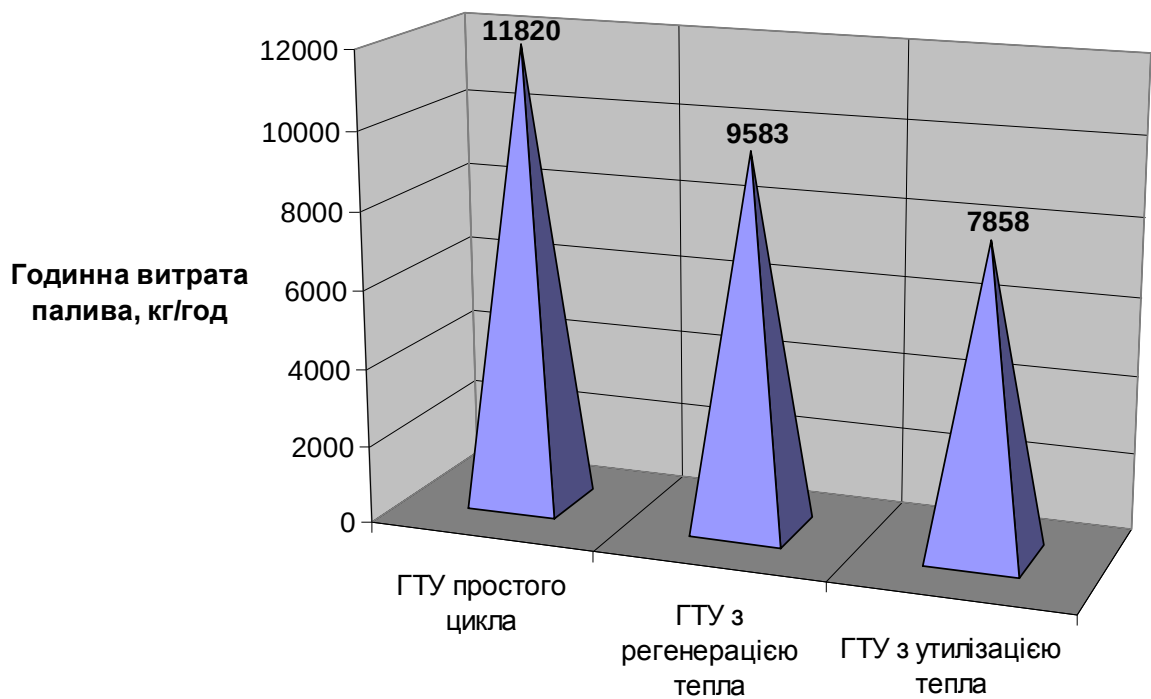


Рис. 2.35. Годинна витрата палива в ГТУ

За результатами порівняльного аналізу можна зробити такі висновки.

1. З розглянутих варіантів найбільше зростання ефективності газотурбінної установки дає утилізація тепла випускних газів. ККД на клемах генератора такої установки відповідно в 1,51 та 1,12 рази більше, ніж ККД установки простого циклу та установки з регенерацією тепла.

2. Ускладнення теплової схеми газотурбінної установки введенням регенерації або утилізації зменшує оптимальне значення міри підвищення тиску у циклі (з 28 до 9 та 17 відповідно), що призводить до зменшення числа ступенів компресора та їх навантаження. Найбільш суттєво впливає на оптимальне значення міри підвищення тиску введення регенерації.

3. Більш ефективне перетворення енергії в установках з регенерацією та утилізацією, порівняно з установкою простого циклу, призводить до меншої температури газів, які виходять в атмосферу, та до меншої годинної та питомої витрати палива. Окрім позитивного економічного ефекту це призводить до суттєвого зменшення забруднення навколишнього середовища.

4. Особливості термодинамічних циклів ГТУ з регенерацією та утилізацією обумовили перерозподіл теплових параметрів безпосередньо в газотурбінному двигуні. Окрім зміни міри підвищення тиску суттєві зміни відбулися з іншими параметрами ГТД. Наприклад, температура газу за турбіною збільшилася в таких циклах з 756 К до 982 та 960 К відповідно.

5. Витрата повітря через двигун введенням регенерації збільшилася з 194 до 234 кг/с (тобто на 21%); введенням утилізації вона зменшилася до 106 кг/с (на 45%).

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3
КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА ПРОСТОГО ЦИКЛУ

Конструювання та конструктивні розрахунки проводяться для газотурбінного агрегата, який виконаний за простим термодинамічним циклом і розрахунок якого наведений раніше у розділі 1.

3.1. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТРЕТЬОГО
СТУПЕНЯ ТУРБІНИ

З термогазодинамічного розрахунку турбіни двигуна на середньому діаметрі беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 2,350$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,257$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 369$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 20^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 389$ м/с;

відношення $(u/c_1)_{cp} = 330/611 = 0,949$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 78,9^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 158$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 21,2^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 428$ м/с;

швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,97$;

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,96$.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середнь- ому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
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: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,827	1,175	1,523
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,703	1	1,297
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	259,5	369,0	478,4
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	536,0	388,7	311,5
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	14,4	20	25,3
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,484	0,949	1,536
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	27,1	48,5	65,9
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	291,7	132,9	236,8

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	27,1	21,2	17,2
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	340,1	428,4	525,2
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	74,5	78,9	81,4
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	160,9	157,9	156,8
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,117	0,531	0,702

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.
Результати розрахунку зведені до табл. 3.1.

3.2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТРЕТЬОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ НА МІЦНІСТЬ

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток першого ступеня турбіни проектуемого двигуна на міцність. У ролі вихідних даних приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через ступінь $G = 163,1$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 3549$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 2,350$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,257$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 62$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 975$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 147\,198$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 103\,400$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1080$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 1):
швидкості $c_1 = 389$ м/с та $c_2 = 158$ м/с; кути $\alpha_1 = 20,0^\circ$ та $\alpha_2 = 78,9^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	27,1	48,5	65,9
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	27,1	21,2	17,2

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

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{\text{розр}} = T_1 = 975 \text{ К.}$$

Оскільки отримане значення не є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про відсутність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 1).

2) У ролі матеріала для робочих лопаток обираємо сплав на нікелевій основі **ЧС88-ВИ** (ХН57КВЮТМБЛ), 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 %.

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

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

$T, \text{ К}$	$\sigma_{100}, \text{ МПа}$
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.

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

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

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. 3.2.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2

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:

$$\sigma_{\text{дл}} = 8856,10 - 0,56098 \cdot P_{\text{л}} + 8,90164 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{\text{л}})^2.$$

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

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 975 (\lg 30000 + 20) = 22\,641.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 717,9 \text{ МПа}.$$

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.

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис. 3.1).

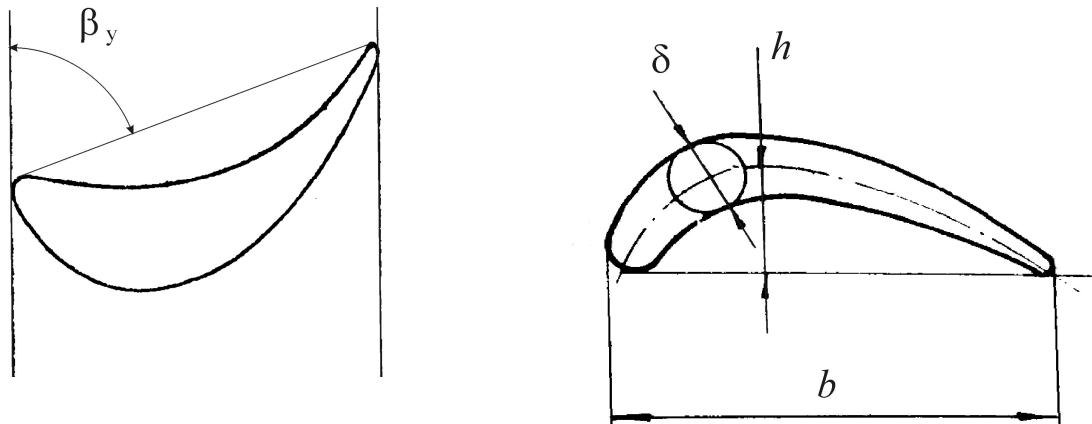


Рис. 3.1. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис. 3.1), або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [6], кут установки профілю

$$\beta_y = 57,84 - 0,3929\beta_1 + 0,8221\beta_2.$$

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

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,146	69,5	0,156	0,039	0,055	$46,8 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,139	56,2	0,167	0,025	0,050	$32,3 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,132	46,1	0,183	0,007	0,046	$10,3 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [6]:

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

При розрахунку площі профілю охолоджуваної робочої лопатки (а до таких належать лопатки перших двох ступенів газотурбінних двигунів більшості виробників) слід враховувати наявність у перерізі цієї лопатки каналів для проходження охолоджуючого повітря.

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

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

де $F_o = 46,8 \cdot 10^{-4}$ м² – площа кореневого перерізу (див. табл. 3.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\pi}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(46,8 - 10,3) \cdot 10^{-4}}{(46,8 - 32,3) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,957,$$

$$a = \frac{F_o - F_n}{l^m} = \frac{(46,8 - 10,3) \cdot 10^{-4}}{0,257^{0,957}} = 5,90 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{cp} = 32,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_n = 10,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл. 3.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_n = \frac{F_n}{F_o} = \frac{10,3 \cdot 10^{-4}}{46,8 \cdot 10^{-4}} = 0,221.$$

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3549}{30} = 371 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{62} \cdot 8100 \cdot (371)^2 \cdot (1,524)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,132 = 49\,601 \text{ Н},$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 1,524 \text{ м}$, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002 \text{ м}$ та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,132 \text{ м}$ вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\begin{aligned} \sigma_{po} &= \frac{m + \mu_n}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] = \\ &= \frac{0,957 + 0,221}{0,957 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 371^2}{2} 2,350 \cdot 0,257 + \frac{49601}{46,8 \cdot 10^{-4}} \right] = 442,7 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

8) Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбінної частини сучасних ГТА виконуються з охолодженням, то вони мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому 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. 3.2). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни убік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

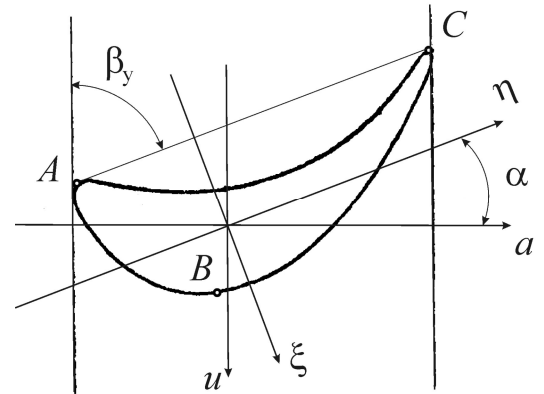


Рис. 3.2. Розміщення координатних осей

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

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 69,5 = 20,5^\circ,$$

де $\beta_y = 69,5^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл. 3.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис. 3.2)¹. Для цього використовуємо формули:

¹ Точки A та C , які орієнтовно знаходяться біля вхідної та вихідної кромки лопатки, є максимально віддаленими від обох осей інерції; точка B – лише від осі мінімальної жорсткості.

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

$$= -0,053 \frac{0,156 \cdot 0,039^3}{0,055} \left[1 + \left(\frac{0,055}{0,039} \right)^2 \right] = -2,66 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

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

$$= 0,084 \cdot 0,156 \cdot 0,039^2 \frac{1 + \left(\frac{0,055}{0,039} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,055}{0,039}} = 3,58 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,156^2 \cdot 0,039 = -8,34 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,156^2 \cdot 0,039 = 6,26 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,156$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,039$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,055$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл. 3.3).

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:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{163,1}{62} (389 \cos 20 + 158 \cos 78,9) = 2247 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{163,1}{62} (389 \sin 20 - 158 \sin 78,9) + \frac{3,14 \cdot 2,350}{62} 0,257 \cdot (147198 - 103400) = 3510 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 3510 \sin 20,5 + 2247 \cos 20,5 = 3335 \text{ Н},$$

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 3510 \cos 20,5 - 2247 \sin 20,5 = 2500 \text{ Н.}$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A:

$$\sigma_{\text{ио}A}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{3335 \frac{0,257}{2}}{-2,66 \cdot 10^{-5}} - \frac{2500 \frac{0,257}{2}}{-8,34 \cdot 10^{-5}} = 33,3 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

для точки B:

$$\sigma_{\text{ио}B}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{3335 \frac{0,257}{2}}{3,58 \cdot 10^{-5}} - \frac{2500 \frac{0,257}{2}}{-\infty} = -32,4 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

для точки C:

$$\sigma_{\text{ио}C}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{3335 \frac{0,257}{2}}{-2,66 \cdot 10^{-5}} - \frac{2500 \frac{0,257}{2}}{6,26 \cdot 10^{-5}} = 57,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 57,7 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{\text{ро}} + 0,2 |\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 442,7 + 0,2 \cdot 57,7 = 454,2 \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{\text{ро}} = 442,7 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п. 7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{717,9}{454,2} = 1,58,$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 717,9 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п. 3).

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДИСКА ТРЕТЬОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ ЗА РУЙНІВНИМИ ОБЕРТАМИ

1) Виконуємо в масштабі рисунок диска газової турбіни (рис. 3.3).

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

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

- товщину поясу кріплення $h_{кр} = 0,095$ м;
- радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,916$ м;
- зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,818$ м;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,092$ м.

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска (див. рис. 3.3). 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.

У місцях ступінчастої зміни товщини диска на одному радіусі позначаємо два розрахункових перетини (наприклад, на рис. 3.3 це перетини 1 та 2, 3 та 4 та ін.), кожному з яких відповідає своя товщина диска.

Якщо диск має внутрішній центральний отвір, то на радіусі r_i позначаємо додатковий розрахунковий перетин з товщиною диска, яка дорівнює нулю. (Тим самим у методику розрахунку вводиться перевірка диска також для першої форми руйнування [8].)

3) Густина поясу кріплення

$$\rho_{кр} = 0,5 (\rho_l + \rho_d) = 0,5 (8100 + 8320) = 8210 \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_l = 8100 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу лопатки.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

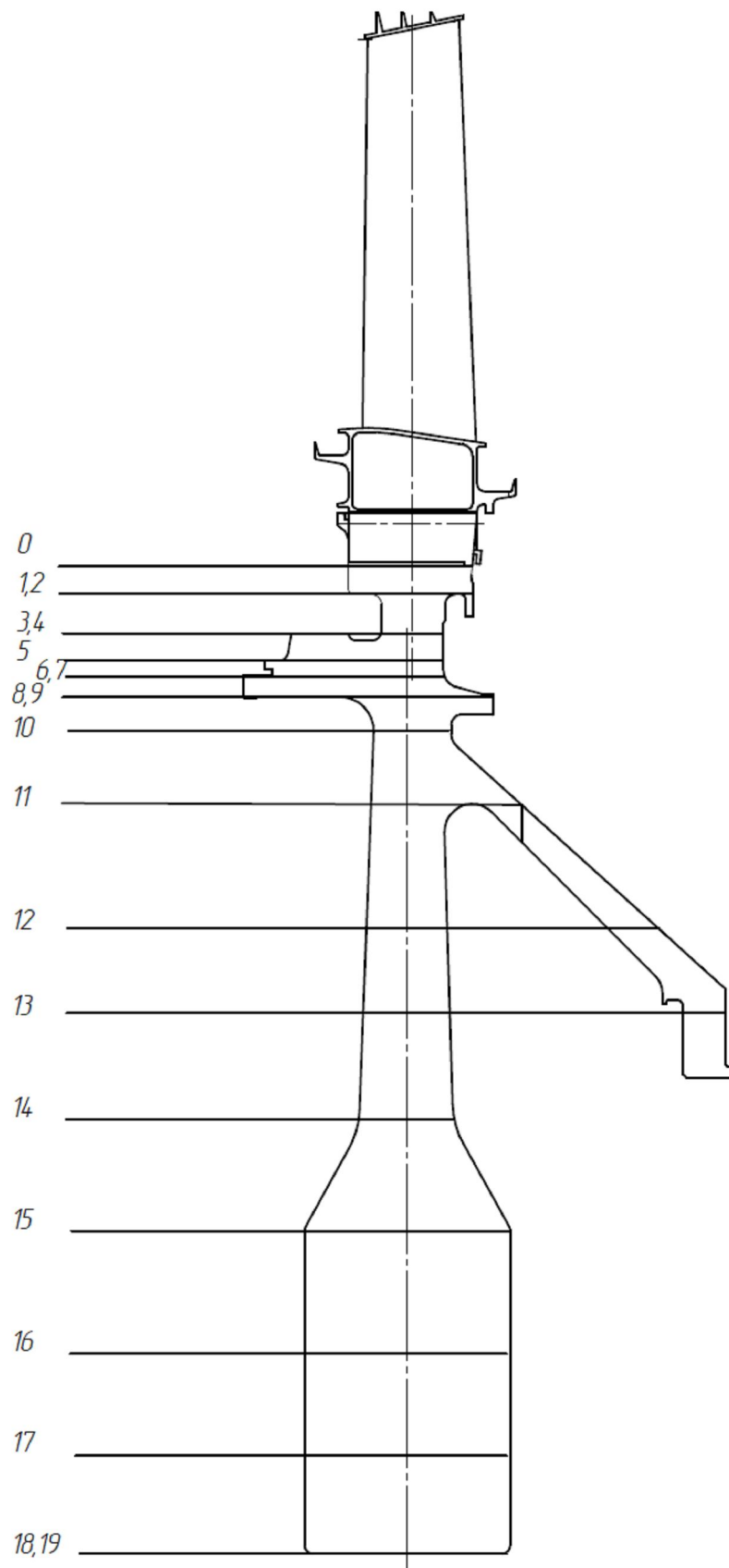


Рис. 3.3. Диск третього ступеня турбіни з позначенням розрахункових перетинів

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,916^3 - 0,818^3}{3} \right) \cdot 0,095 = 7,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3549}{30} = 371 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 3549$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2 \pi \rho_{кр} \omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8210 \cdot 371^2 \cdot 7,01 \cdot 10^{-3} = 49\,741\,729 \text{ Н}.$$

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

$$C_{\Sigma} = z C_o + C_{кр} = 62 \cdot 2071836 + 49\,741\,729 = 178\,195\,561 \text{ Н},$$

де $z = 62$ – число робочих лопаток на вінці;

$C_o = \sigma_{po} F_o = 442,7 \cdot 4,68 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6 = 2\,071\,836 \text{ Н}$ – відцентрова сила в кореновому перерізі однієї лопатки.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2 \pi} = \frac{178195561}{2 \cdot 3,14} = 28\,360\,704.$$

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

$$T_a = T_{расч} - (50 \dots 100) = 925 - 100 = 875 \text{ К},$$

де $T_{расч} = 975 \text{ К}$ – розрахункова (з урахуванням охолодження) температура металу лопаток.

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

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

11) Розрахунок запасу міцності диска за руйнівними обертами проводиться чисельним методом за методикою, яка викладена в роботі [8], за допомогою формули

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Розрахунок зведений у табл. 3.4.

Значення радіусів розрахункових перетинів r і толщин диска h на цих радіусах (рядки № 1 і 2 табл. 3.4) визначаються безпосередньо з рис. 3.3.

При ступінчастій зміні товщини диска на одному радіусі проставлені два розрахункові перетини. Для кожного з них характерна своя товщина диска. Приклади визначення цих товщин наведені на рис. 3.4.

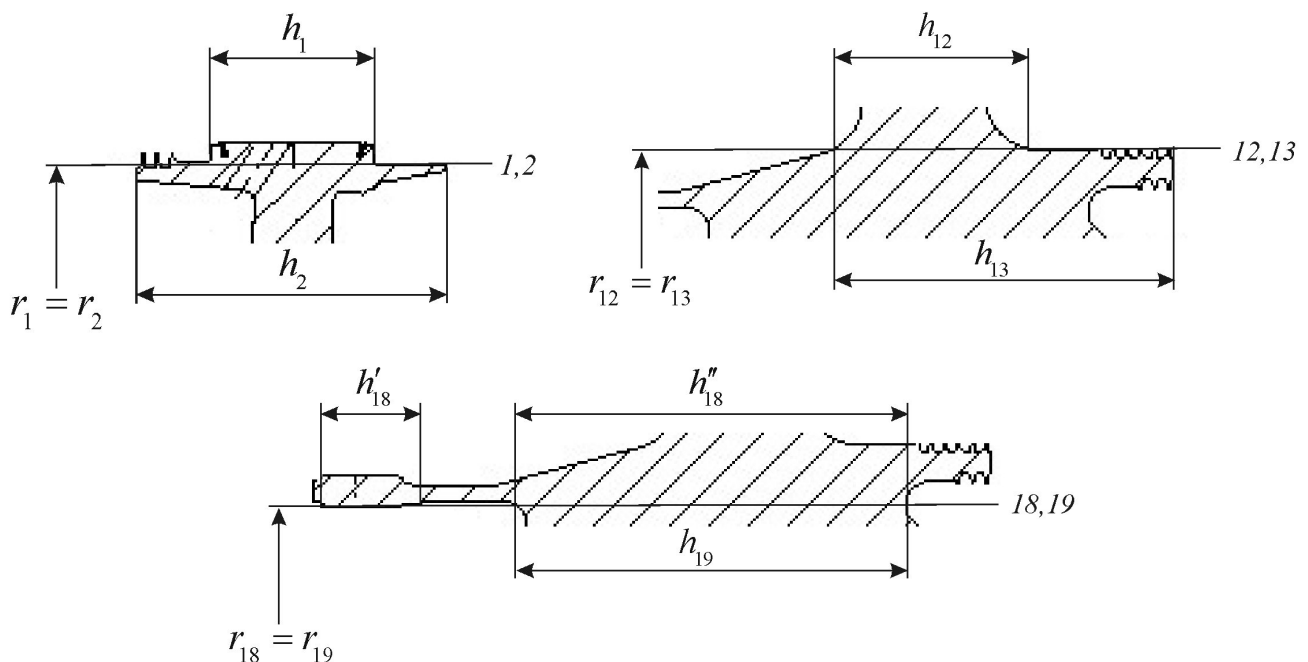


Рис. 3.4. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

Температура диска на довільному радіусі r (рядок № 3 табл. 3.4) може бути визначена за формулою¹

¹ Вважаємо, що температура за радіусом диска змінюється по квадратичній параболі.

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

Для визначення границі міцності матеріалу ЭИ698-ВД (рядок № 4 табл. 3.4) залежно від температури T використовуємо формулу:

$$\sigma_{\epsilon} = 1072,6 + 0,3973 \cdot T - 6,128 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \text{ (МПа)}.$$

12) З табл. 3.4 (рядок № 19) видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має **перетин диска під № 10**:

$$K_{\epsilon}^{\min} = 1,42.$$

Саме в цьому перетині при невиконанні умов міцності і почнеться процес руйнування. Оскільки перетин № 10 знаходиться на радіусі, який є більшим, ніж r_i , то руйнування буде проходити по 2-й формі (через відрив частини диска)¹.

13) Допустиме значення запасу міцності диска, згідно з [8], становить $[K_{\epsilon}] = 1,4 \dots 1,6$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_{\epsilon} \geq [K_{\epsilon}]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_{\epsilon}^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_{\epsilon}}{\rho_{\delta}}} = \frac{1}{371 \cdot 1,42} \sqrt{\frac{1025 \cdot 10^6}{8310}} = 0,795 \text{ м.}$$

де $\sigma_{\epsilon} = 1025 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.

Таблиця 3.4

¹ Якщо найменше значення запасу міцності буде відповідати розрахунковому перетину з радіусом r_i , то руйнування диска при недотриманні умов міцності буде проходити по 1-й формі – з утворенням зламів уздовж меридіональних перетинів.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	1	2	3	4	5	6
1.r, м	0,818	0,797	0,797	0,768	0,768	0,749	0,737
2.h, м	0,095	0,095	0,066	0,066	0,083	0,132	0,127
3.t, °C	875	852	852	822	822	802	790
4. σ_{θ} , Па	951	966	966	985	985	997	1004
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	90,35	91,79	63,77	65,04	81,79	131,60	127,49
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	90,35	182,14	155,56	128,81	146,83	213,39	259,09
7. $(\Delta r / r)_{\rho}$, м	0	0,0105	0,0000	0,0145	0,0000	0,0095	0,0060
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0	1,912	0,000	1,868	0,000	2,027	1,555
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	0	1,912	1,912	3,780	3,780	5,807	7,362
10. r^2 , м ²	0,6691	0,6352	0,6352	0,5898	0,5898	0,5610	0,5432
11. $r^2 h$, м ³	6,36E-02	6,03E-02	4,19E-02	3,89E-02	4,90E-02	7,41E-02	6,90E-02
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	6,36E-02	1,24E-01	1,02E-01	8,09E-02	8,79E-02	1,23E-01	1,43E-01
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0	1,30E-03	0,00E+00	1,17E-03	0,00E+00	1,17E-03	8,58E-04
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	0	1,30E-03	1,30E-03	2,47E-03	2,47E-03	3,64E-03	4,50E-03
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	0	0,474	0,474	0,902	0,902	1,328	1,641
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	22,964	23,439	23,439	23,866	23,866	24,292	24,605
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	73,907	73,157	50,825	49,948	62,814	98,567	93,959
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	73,907	75,069	52,737	53,728	66,594	104,374	101,321
19. K_{θ}	1,79	1,79	1,50	1,50	1,67	2,07	2,03

Продовження таблиці 2.4

					ДП.142.6231м.02.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Позначення	Розрахунковий переріз						
	7	8	9	10	11	12	13
1.r, м	0,737	0,721	0,721	0,697	0,643	0,552	0,489
2.h, м	0,148	0,182	0,113	0,055	0,111	0,097	0,095
3.t, °C	790	775	775	752	705	634	593
4. σ_{ϵ} , Па	1004	1013	1013	1025	1048	1078	1093
5. $\sigma_{\epsilon} h$, Па м	148,57	184,29	114,42	56,36	116,36	104,57	103,80
6. $2(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н/м	276,06	332,86	298,71	170,78	172,73	220,93	208,37
7. $(\Delta r / r)_{\rho}$, м	0,0000	0,0080	0,0000	0,0120	0,0270	0,0455	0,0315
8. $(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н	0,000	2,663	0,000	2,049	4,664	10,052	6,564
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\epsilon} h dr$, Н	7,362	10,025	10,025	12,074	16,738	26,790	33,354
10. r^2 , м ²	0,5432	0,5198	0,5198	0,4858	0,4134	0,3047	0,2391
11. $r^2 h$, м ³	8,04E-02	9,46E-02	5,87E-02	2,67E-02	4,59E-02	2,96E-02	2,27E-02
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	1,49E-01	1,75E-01	1,53E-01	8,55E-02	7,26E-02	7,54E-02	5,23E-02
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,00E+00	1,40E-03	0,00E+00	1,03E-03	1,96E-03	3,43E-03	1,65E-03
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	4,50E-03	5,90E-03	5,90E-03	6,93E-03	8,89E-03	1,23E-02	1,40E-02
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	1,641	2,151	2,151	2,525	3,240	4,491	5,092
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	24,605	25,116	25,116	25,489	26,204	27,456	28,056
17. $\sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	109,49 6	132,873	82,498	39,283	74,822	57,722	50,759
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	116,85 7	142,898	92,523	51,358	91,560	84,512	84,112
19. K_{ϵ}	2,18	2,39	1,92	1,42	1,87	1,75	1,73

Продовження таблиці 2.4

					ДП.142.6231м.02.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

3.4. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГТД

Паливна система проектного двигуна (рис. 3.5) призначена для здійснення автоматичного запуску, подачі палива до двигуна, його дозування за сигналами САУ і припинення подачі палива по команді оператора або при спрацьовуванні захистів.

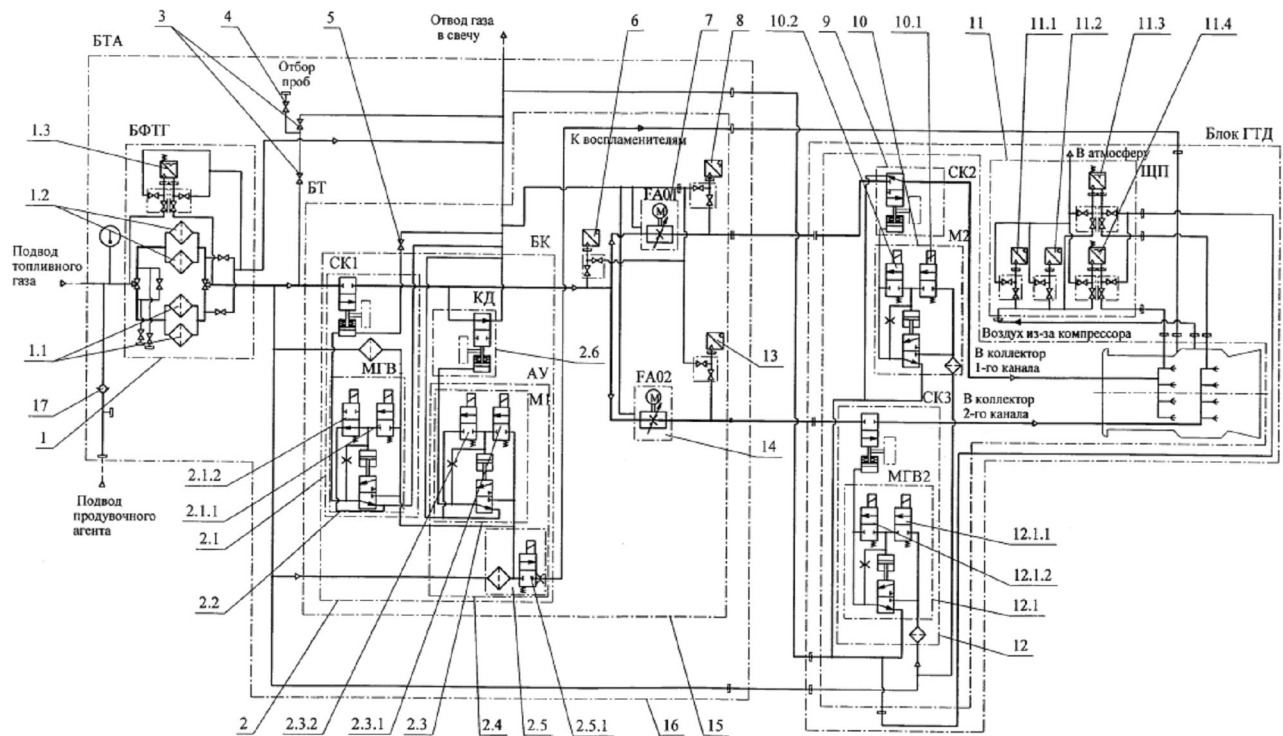


Рис. 3.5. Паливна система газотурбінного двигуна:

1 – блок фільтрації паливного газу; 1.1, 1.2 – фільтр; 1.3 – датчик-реле різниці тисків; 2 – блок кранів; 2.1 – стоп-кран; 2.1.1, 2.1.2 – електромагнітний клапан; 2.2 – маніпулятор газовий вибухобезпечний; 2.3.1, 2.3.2 – електромагнітний клапан; 2.4 – агрегат керування; 2.5 – блок пускового газу; 2.5.1 – електромагнітний клапан; 2.6 – кран дренажний; 3, 5 – кран дисковий; 4 – кран гольчатий; 6 – перетворювач тиску; 7 – клапан регулювальний; 8 – перетворювач тиску; 9 – стоп-кран; 10 – маніпулятор; 10.1, 10.2 – електромагнітний клапан; 11 – приборний щит; 11.1, 11.2 – перетворювач тиску; 11.3, 11.4 – датчик-реле різниці тисків; 12 – стоп-кран; 12.1 – маніпулятор газовий вибухобезпечний; 12.1.1, 12.1.2 – електромагнітний клапан; 13 – перетворювач тиску; 14 – регулювальний клапан; 15 – паливний блок; 16 – блок паливних агрегатів; 17 – зворотній клапан

Паливна система виконує наступні функції:

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- виконання заданої програми пуску двигуна і автоматичний вивод його на холостий хід генератора;
- автоматична підтримка частоти обертання генератора при зміні навантаження, включаючи режими скидання і набору навантаження;
- обмеження закидів температури газів перед турбіною вище гранично допустимої;
- подачу палива до запальників при запуску;
- автоматичне припинення подачі палива при нормальній або аварійній зупинці двигуна;
- дренажування палива з колекторів і трубопроводів при зупинках двигуна;
- продування газопроводу продувальним агентом перед стоп-краном 2.1 блоку кранів 2;

Система паливна забезпечує:

- вимір величин тисків паливного газу до і після регулюючих клапанів 7, 14;
- вимір і передачу в САУ сигналів реле про величинах перепадів тиску газу на горілочних пристроях камери згоряння двигуна.

Паливна система складається з блоку паливних агрегатів 16, розташованого в окремому укритті, а також агрегатів, розташованих на двигуні і в блоці двигуна.

Пройшовши очищення і підігрів в блоці газопідготовки об'єкта паливний газ через блок фільтрації паливного газу 1 підводиться до блоку кранів 2 БТА 16.

Після розкрутки двигуна пусковим пристроєм, за алгоритмом запуску включається система запалення і подається напруга на клапан електромагнітний 2.5.1 блоку пускового газу 2.5.

Через дросельний пакет агрегата управління 2.4 газ надходить до запальників камери згоряння і запалюється.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Подається напруга на клапани електромагнітні 10.1 та 12.1.2 стоп-кранів 9 і 12 першого і другого каналів пальників. Стоп-крани відкриваються. За сигналами мікрровимикачів відкритого положення стоп-кранів 9 і 12 напруга з електромагнітних клапанів 10.1, 12.1.2 знімається.

Після відкриття стоп-кранів 9 і 12 подається напруга на електромагнітний клапан 2.3.1 маніпулятора 2.3 апарату управління 2.4. Дренажний кран 2.6 закривається. За сигналом мікрровимикача закритого положення дренажного крана напруга з електромагнітного клапана 2.3.1 знімається.

Подається напруга на клапани електромагнітні 2.1.1 та 2.1.2 стоп-крана блоку кранів 2. Стоп-кран 2.1 відкривається і газ надходить до клапанів регулюючих 7 і 14. За сигналом мікрровимикача відкритого положення стоп-крана напруга з електромагнітного клапана 2.1.1 знімається, а на електромагнітному клапані 2.1.2 перекладається на знижену.

Після відкриття стоп-крана 2.1 подається команда відкриття регулюючого клапана 7 на задану величину. В результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на горілчаних пристроях першого каналу, що забезпечує займання паливного газу і полум'яперебросування по жаровим трубам. Після цього система запалення і електромагнітний клапан 2.5.1 відключаються.

Подальше дозування паливного газу на запуск і вихід на холостий хід здійснює САУ за допомогою управління спочатку тільки клапаном регулюючим 7.

Вимірювання величини тиску газу до і після клапана регулюючого здійснюється перетворювачами тиску 6, 8. Якщо перепад тисків паливного газу і тиск повітря за компресором в момент відкриття регулюючого клапана 7 перевищить допустиму величину або не відбулося займання газу протягом необхідного проміжку часу від моменту відкриття стоп крана 2.1, САУ формує сигнал на аварійну зупинку двигуна.

Термообмеження в процесі запуску забезпечує САУ шляхом впливу на регулюючий клапан 7. У разі спрацювання системи термозахисту забезпечується

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

аварійна зупинка ГТД шляхом закриття стоп-крана 2.1 і регулюючого клапана 7.

Після прогріву двигуна на холостому ході проводиться його вивід на режим. Вивід на режим виконується САУ шляхом впливу регулятора САУ на регулюючий клапан 7. Подальше збільшення режиму відбувається за рахунок відкриття регулюючого клапана 14.

При зниженні режиму двигуна або нормальній зупинці відбувається почергове припинення подачі газу до пальникових пристроїв другого, а потім першого каналів.

Зниження режиму двигуна відбувається за рахунок впливу електронної системи на клапан регулюючий 14, з подальшою подачею напруги на електромагнітний клапан 12.1.2 вибухобезпечного газового маніпулятора 12.1. Стоп-кран 12 закривається і перекриває подачу газу в другий канал горілочних пристроїв камери згоряння. За сигналом мікровимикача закритого положення стоп-крана 12 напруга з електромагнітного клапана 12.1.2 знімається. Закривається клапан регулюючий 14.

Потім, шляхом впливу на регулюючий клапан 7, режим двигуна знижується до режиму охолодження.

Після команди оператора на зупинку двигуна подається команда на закриття регулюючого клапана 7, подається напруга на електромагнітні клапани 10.2 та 2.3.2 і знімається – з електромагнітного клапана 2.1.2.

Стоп-крани 2.1 і 9 закриваються, а дренажний кран 2.6 відкривається. Тим самим припиняється подача газу в перший канал пальників камери згоряння, а газ, що знаходиться в трубопроводах, дренажує в свічку.

При перевищенні оборотів двигуна або температури газів за турбіною вище допустимих значень електронна система автоматичного регулювання видає сигнал на аварійну зупинку двигуна. Напруга з електромагнітного клапана 2.1.2 знімається, стоп-кран 2.1 закривається і припиняє подачу газу в двигун.

Подається напруга на електромагнітні клапани 2.3.2, 10.2, 12.1.1. Стоп-крани 9 і 12 закриваються, а кран дренажний 2.6 відкривається.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Клапани регулюючі 7 та 14 закриваються, двигун зупиняється.

4.5.1. Опис і робота агрегатів паливної системи

Блок паливних агрегатів (рис. 3.6) складається з блоку фільтрації паливного газу 1, блоку паливного 2, комунікацій, на яких встановлені клапан зворотний 17 (рис. 4.30), клапан голчастий 4, крани дискові 3, 5.

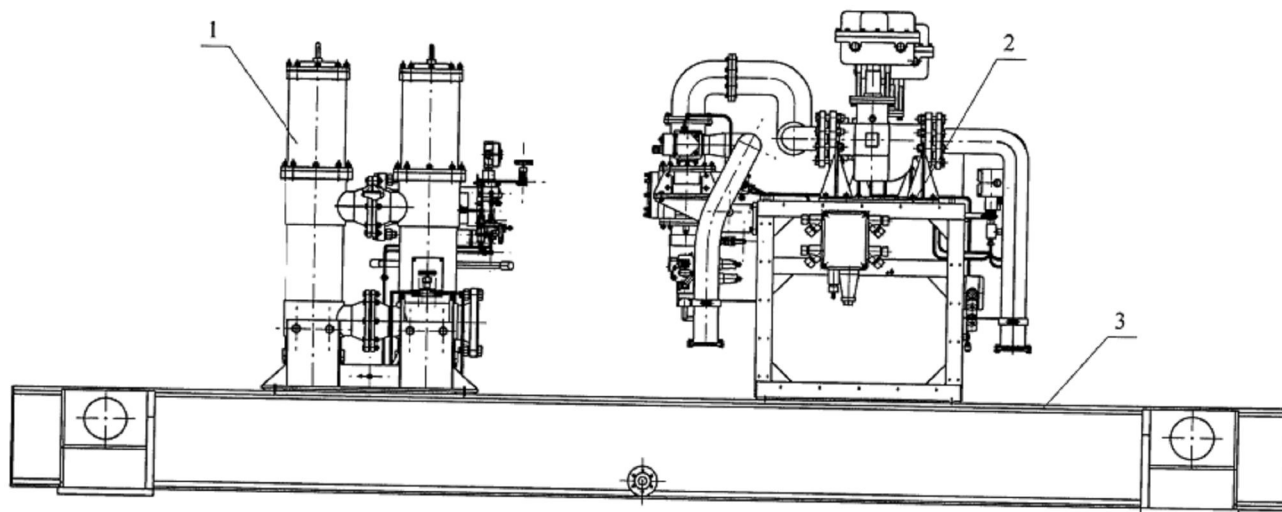


Рис. 3.6. Блок паливних агрегатів на рамі:

1 – блок фільтрації паливного газу; 2 – паливний блок; 3 – рама

Блок фільтрації паливного газу (рис. 3.7) призначений для очищення від механічних домішок паливного газу, який підводиться в паливну систему двигуна.

Блок фільтрації паливного газу складається з чотирьох фільтрів 17, з'єднаних між собою фланцевими з'єднаннями і працюючими попарно. Кожен фільтр блоку складається з корпусів 9 і 10, в яких розміщений фільтруючий елемент 2, і кришок 5, 19. Роз'єми між корпусами і кришками герметизуються кільцями ущільнювачів.

На вході і виході блоку фільтрації паливного газу розташовані крани кульові 14 і 16, що забезпечують підведення і відведення газу від блоку.

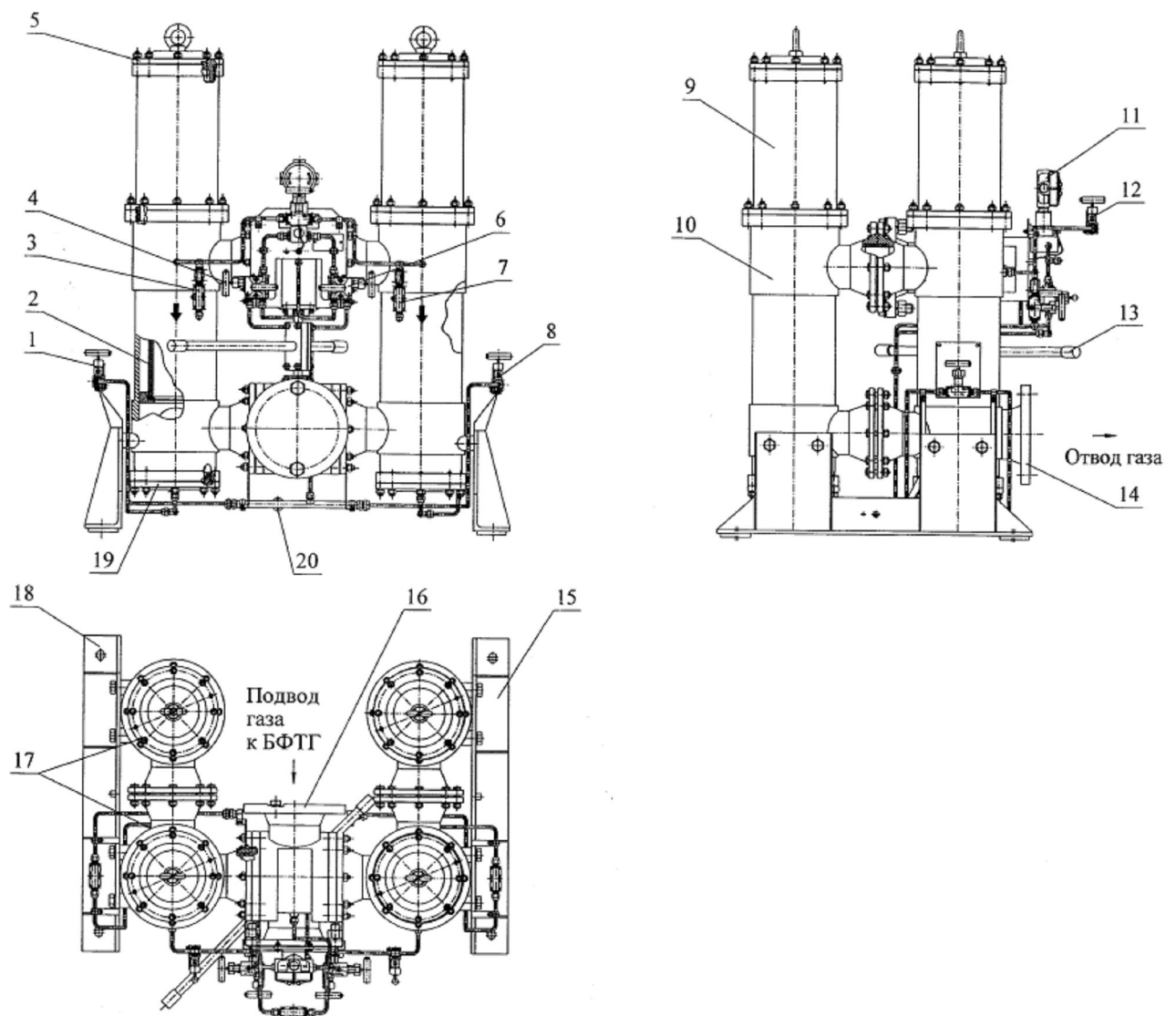


Рис. 3.7. Блок фільтрації паливного газу:

1, 3, 7, 8, 12 – голчастий кран; 2 – фільтровальний елемент; 4, 6 – манометричний кран; 5, 19 – кришка; 9 – корпус; 10 – корпус; 11 – датчик-реле різниці тисків; 13 – ручка; 14, 16 – кульовий кран; 17 – фільтр; 15, 18 – кронштейн; 20 – штуцер

Паливний газ після системи паливopідготовки підводиться в блок фільтрації паливного газу (до кульового крану 16). Залежно від положення ручки 13 газ потрапляє в ліву чи праву пару фільтрів. Пройшовши очищення в фільтруючих елементах 2, паливний газ надходить до виходу з блоку (до кульового крану 14) і далі до блоку паливного.

Для контролю технічного стану працюючих фільтрів передбачений датчик-реле різниці тиску 11. При досягненні величини перепаду тисків, що

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

дорівнює налаштування датчика-реле різниці тиску 11, в САУ надходить сигнал про необхідність перемикавання фільтрів на резервні.

Для забезпечення нормальних умов експлуатації та безпечного обслуговування блоку фільтрації паливного газу передбачена арматура, що складається з манометрических кранів 4 і 6, голчастих кранів 1, 3, 7, 8 і 12. Крани манометрические 4 і 6 призначені для забезпечення підведення паливного газу до датчика-реле різниці тиску 11, для продувки трубопроводу, який підводить газ, і для скидання тиску паливного газу в дренаж при заміні реле різниці тиску. Голчасті крани 3 та 7 призначені для підведення продувочного агента перед виконанням регламентних робіт, крани 1 і 8 – для дренажування газу з фільтрів, виведених з роботи, кран 12 – для підведення газу в непрацюючі фільтри перед введенням їх в експлуатацію.

Усі витоки, пов'язані з обслуговуванням блоку фільтрації паливного газу, через штуцер 20 відводяться в дренаж.

Для монтажу блоку фільтрації паливного газу в блоці паливних агрегатів передбачені кронштейни 15 і 18.

Клапан голчастий 4 (рис. 3.6) призначений для підведення продувочного агента до блоку фільтрації паливного газу, для дренажування газу з блоку фільтрації паливного газу, для відбору проб після продувки газопроводу перед стоп-краном 2.1 блоку кранів 2.

Клапан голчастий (рис. 3.8) складається з корпусу 9, штуцера 8 підведення і штуцера 10 відведення середовища, крана напірного 2.

Кран напірний 2 складається з корпусу 7, в якому розміщені голка 6, сальники 5 і кільце 3.

Герметичність голки 6 забезпечується кільцем 3, сальником 5 і притиском 4. Для фіксації притиску 4 передбачений стопор 2.

Клапан зворотний 17 (рис. 3.9) призначений для запобігання попаданню паливного газу в систему продувочного агента.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Клапан зворотний складається з корпусу 1 (рис. 4.34) і кришки 8, в яких розміщені фільтр 2, сідло 4, клапан 5 з пружиною 7.

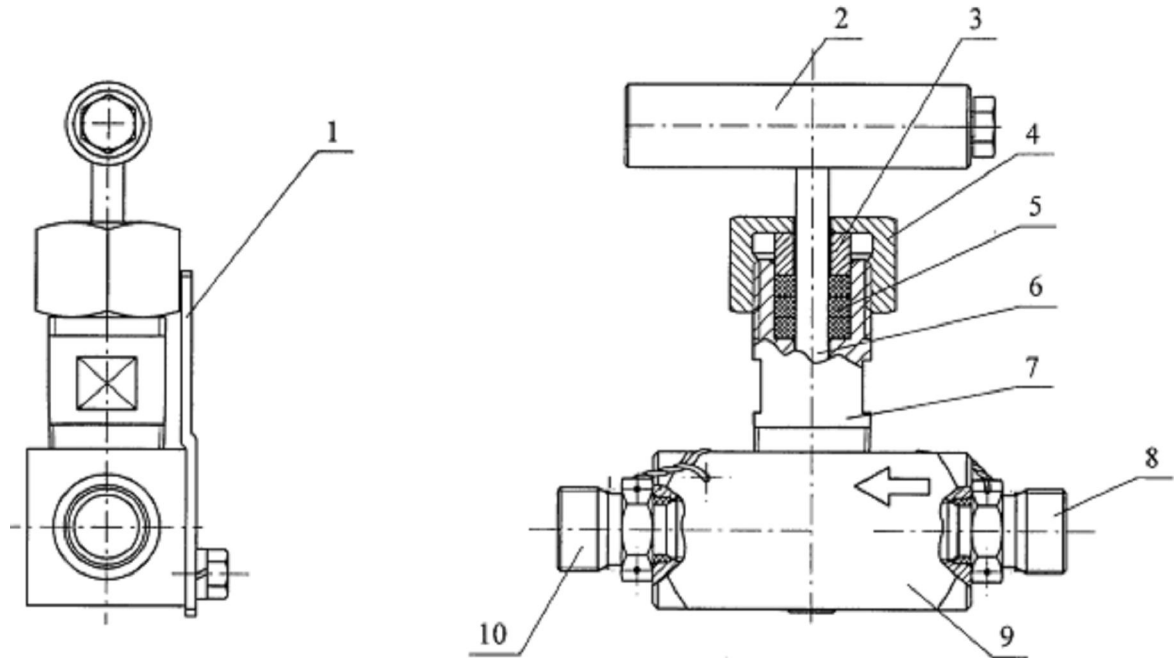


Рис. 3.8. Клапан голчастий:

1 – стопор; 2 – напірний кран; 3 – кільце; 4 – притиск; 5 – сальник; 6 – голка; 7, 9 – корпус; 8, 10 – штуцер

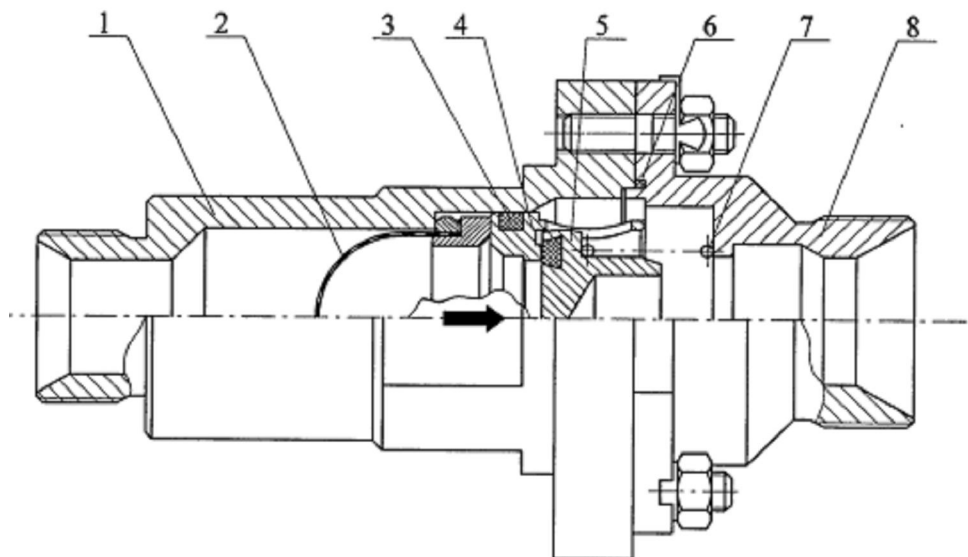


Рис. 3.9. Клапан зворотний:

1 – корпус; 2 – фільтр; 3, 6 – ущільнювальне кільце; 4 – сідло; 5 – клапан; 7 – пружина; 8 – кришка

Продувний агент підводиться до штуцерної частини корпусу 1. Під дією тиску клапан 5 долає зусилля пружини 17 і відкриває прохідний перетин в сидлі 4. Продувочний агент поступає в систему паливного газу.

Після припинення подачі продувочного агента клапан 5 під дією пружини 7 ущільнює робочу кромку сидла 4, запобігаючи потраплянню паливного газу в систему продувочного агента.

Блок паливний (рис. 3.10) призначений для розміщення агрегатів паливної системи, які забезпечують подачу і розподіл паливного газу по каналах пальників камери згоряння двигуна, нормальну і аварійну зупинку двигуна і дренажування газу в свічку з газопроводів паливної системи.

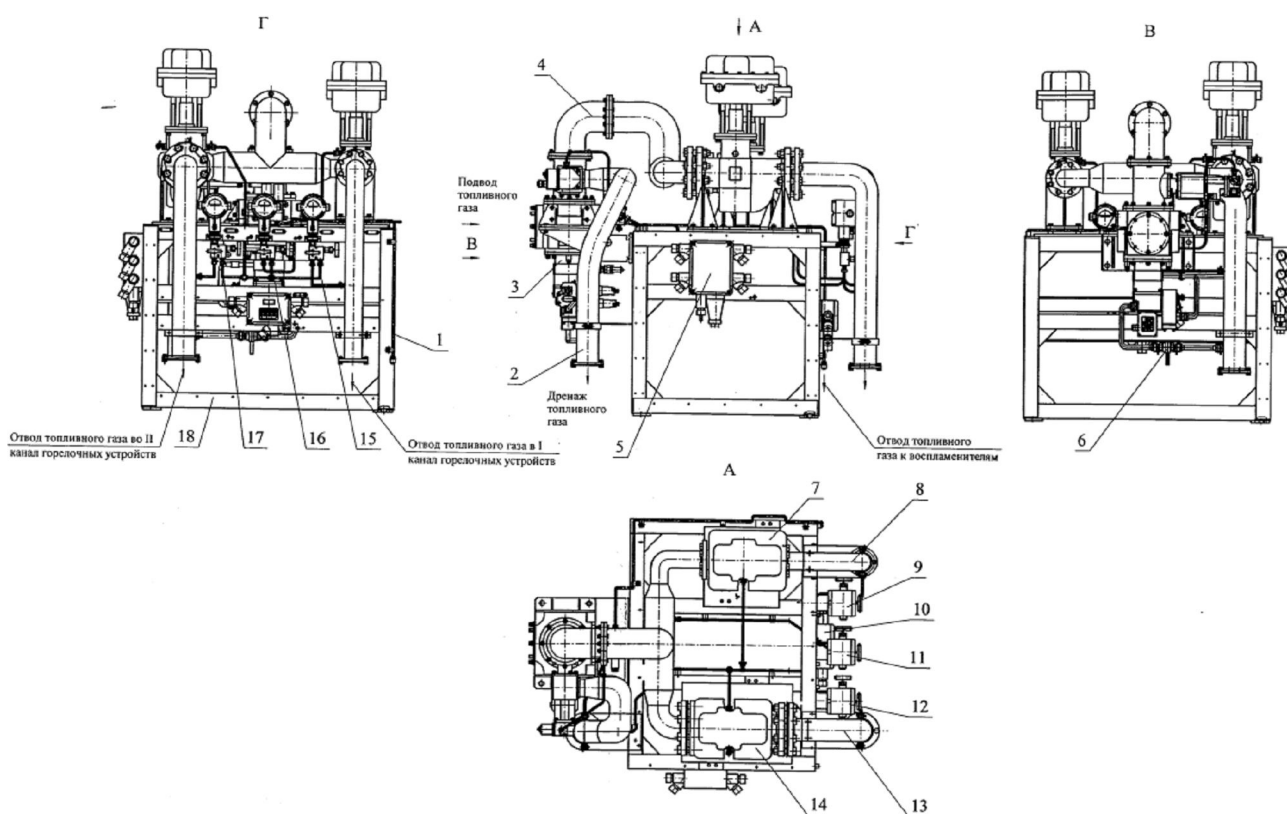


Рис. 3.10. Паливний блок:

1 – газопровід пускового палива; 2 – газопровід дренажа газу у свічку; 3 – блок кранів; 4 – газопровід відводу газу з блоку кранів; 5, 10 – клемний ящик; 6 – ручний кран; 7, 14 – регулювальний клапан; 8 – газопровід відводу газу у перший канал пальникових пристроїв; 9, 11, 12 – перетворювач тиску; 13 – газопровід відводу газу у другий канал пальникових пристроїв; 15, 16, 17 – манометричний кран; 18 – рама

Блок паливний складається з блоку кранів 3, клапанів регулюючих 7 і 14 першого і другого каналу пальників, газопроводів пускового палива 1, газопроводів 8, 13 відводу газу в перший і в другий канал пальників, газопроводу 4 для відводу газу від блоку кранів, газопроводу дренажу газу в свічку 2.

Для вимірювання величини тиску паливного газу до і після регулюючих клапанів передбачені датчики надлишкового тиску (перетворювачі тиску 9, 11, 12).

Для безпечної експлуатації перетворювачів тиску встановлені крани манометричні 15, 16, 17, які дозволяють відключити перетворювачі від імпульсного газопроводу і виконати скид газу в свічку з порожнини перетворювачів.

Підключення електромагнітних клапанів блоку кранів 3, перетворювачів тиску 9, 11, 12 здійснюється через ящики клемні 5, 10.

Для дублювання закриття стоп-крана блоку кранів 3 передбачений кран ручний 6.

Агрегати і трубопроводи паливного блоку змонтовані на рамі 18.

Блок кранів 2 (рис. 3.10) призначений для подачі паливного газу до клапанів регулюючих, припинення подачі паливного газу в двигун при спрацьовуванні захистів, дренажування газу з газопроводів блоку паливного при зупинках ГТД і подачі газу до запальників в процесі запуску.

Блок кранів (рис. 3.11) конструктивно об'єднує в один агрегат кран дренажний 4, агрегат управління 2, стоп-кран 1 з трубами дренажу і двома кронштейнами для кріплення.

Управління стоп-краном 1 здійснюється маніпулятором газовим вибухобезпечним 9 шляхом підведення газу до штуцера 8. Відведення витоків газу по ущільненням стоп-крана і витоків з маніпулятора газового вибухобезпечного здійснюється по трубопроводу через штуцер 12. Для ручного закриття стоп-крана 1 передбачено відведення газу через штуцер 10.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

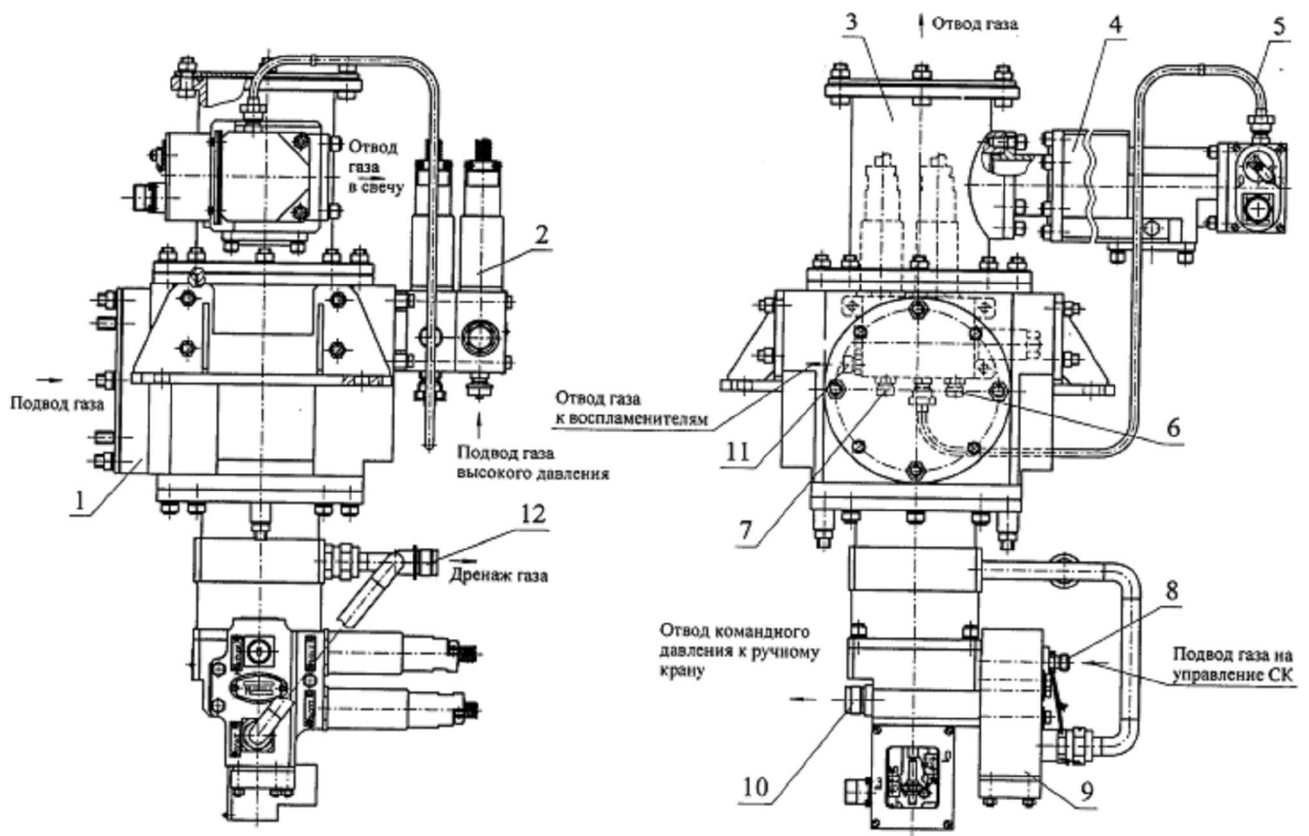


Рис. 3.11. Блок кранів:

1 – стоп-кран; 2 – агрегат управління; 3 – перехідник; 4 – дренажний кран; 5 – труба; 6, 7, 8, 10, 11, 12 – штуцер; 9 – маніпулятор газовий вибухобезпечний

Управління дренажним краном 4 здійснюється агрегатом управління 2 шляхом підведення газу до штуцера 6 і відведення газу по трубі 5 в порожнину сервопоршня дренажного крана.

Для відводу газу в дренаж при зупинках ГТД передбачений штуцер 7.

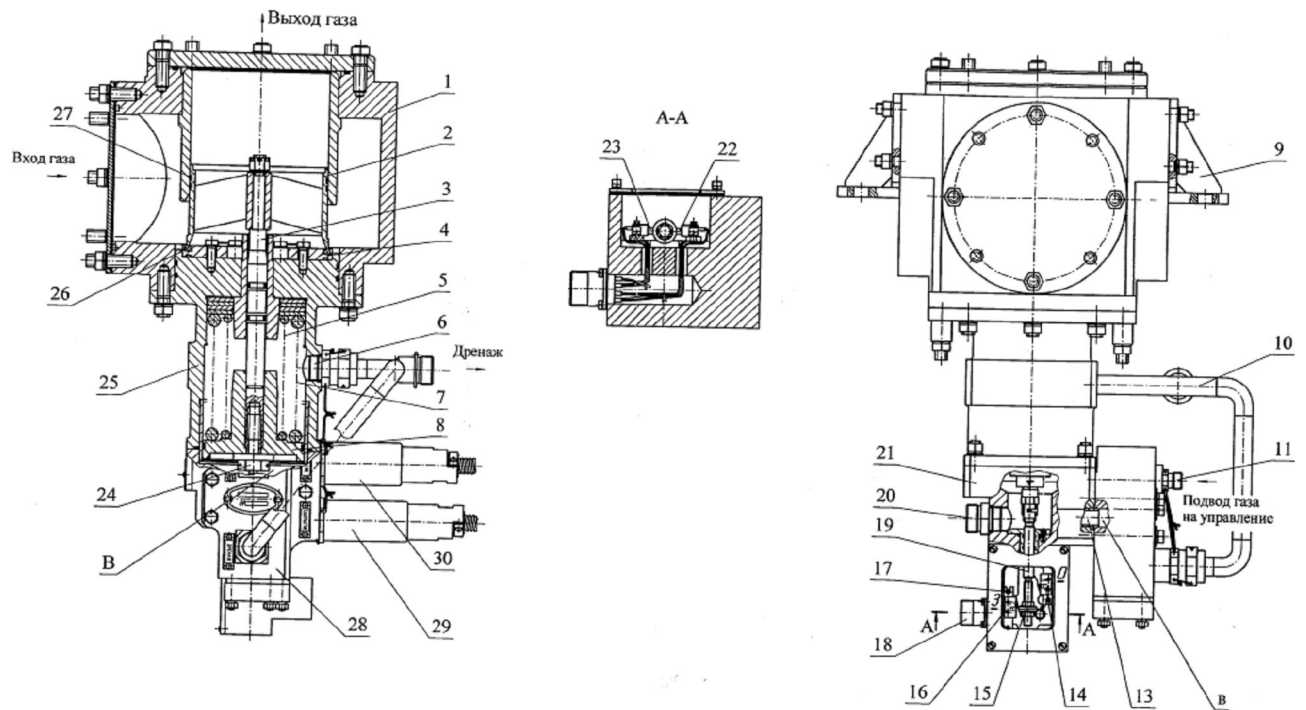
Відведення газу до запальників камери згоряння ГТД здійснюється від штуцера 11 апарату управління 2.

Стоп-кран 1 (рис. 3.12) блоку кранів призначений для подачі паливного газу до клапанів регулюючим і припинення подачі паливного газу в двигун при нормальній і аварійній зупинках двигуна.

Стоп-кран (рис. 4.37) складається з:

- корпусу 1, в якому розміщені клапан 2 і сідло 4 з ущільненням 26;
- корпусу 25 з пружинами 5 та 7;
- корпусу управління 21, в якому розміщені мікроперемикачі 14 і 16 з

- штока 3;
- поршня 8;
- гвинта 24, що з'єднує клапан 2, шток 3 і поршень 8;
- штока 19, з'єданого з гвинтом 24.
- труби дренажу 10;
- кронштейнів 9 для кріплення стоп-крана.



1, 25 – корпус; 2 – клапан; 3, 19 – шток; 4 – сидло; 5, 7 – пружина; 6, 11, 20 – штуцер; 8 – поршень; 9 – кронштейн; 10 – труба дренажа; 13 – втулка; 14, 16 – мікровимикач; 15 – гайка; 17 – гвинт; 18 – роз'єм; 21 – корпус управління; 22, 23 – плоска пружина; 24 – гвинт; 26, 27 – ущільнення; 28 – маніпулятор газовий вуглеводнебезпечний; 29, 30 – електромагнітний клапан

Основним елементом, що забезпечує герметичність стоп-крана, є клапан 2. Герметичність по сідлу 4 здійснюється за рахунок посадки робочої кромки клапана 2 на ущільнення 26. Натяг при посадці забезпечується пружинами 5 і 7.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Герметичність по втулці корпуса 1 забезпечують ущільнення 27.

Управління стоп-краном здійснюється за допомогою газового вибухобезпечного маніпулятора 28.

Після команди САУ на відкриття стоп-крана подається напруга на електромагнітні клапани 29, 30 маніпулятора 28.

В результаті цього командний тиск газу через канал «б» і втулку 13 потрапляє в поршневу порожнину «В» стоп-крана. Тиск в порожнині «В» зростає і поршень 8, долаючи зусилля пружин 5 і 7, переміщує клапан 2 у відкрите положення (крайнє верхнє положення).

Оскільки шток 19 пов'язаний зі штоком 3 гвинтом 24, то гайки 15, зміщуючись в бік відкриття стоп-крана, розмикають мікроперемикач 16 і замикають мікроперемикач 14, сигналізуючи в САУ про відкрите положення стоп-крана.

Для закриття стоп-крана подається команда з електронної САУ на газовий вибухобезпечний маніпулятор 28. Напруга з електромагнітного клапана 29 закриття стоп-крана знімається. В результаті відбувається дренажування газу з порожнини «В» через втулку 13, канал «б» і трубу 10 в дренаж. Тиск в порожнині «В» зменшується. Пружини 5 і 7, долаючи залишковий тиск газу в порожнині «В» переміщують клапан 2 в крайнє нижнє положення. Стоп-кран закривається. Гайки 15 розмикають мікроперемикач 14 і замикають мікроперемикач 16, сигналізуючи в САУ про закритє положення стоп-крана.

Для відводу газу в дренаж з ущільнень штока 3 і поршня 8 передбачений штуцер 6.

Для забезпечення ручного закриття стоп-крана передбачений кран дисковий 5 (рис. 3.12), який при відкритті з'єднує поршневу порожнину «В» з лінією дренажу через штуцер 20 (рис. 4.37). Тиск в порожнині «В» різко знижується, стоп-кран закривається.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Маніпулятор газовий вибухобезпечний призначений для управління стоп-краном 2.1 (рис. 3.11) блоку кранів 2 і стоп-краном другого каналу пальників 12.

Маніпулятор (рис. 3.13) складається з корпусу 4, електромагнітних клапанів 2 і 3, сідел 5 і 6, втулки 7, штовхача 10, мембрани 9, опори 11, клапанів 12 і 14, пружини 15, сідла 13, гайки 17, кришок 8 і 16, штуцерів 1 і 18.

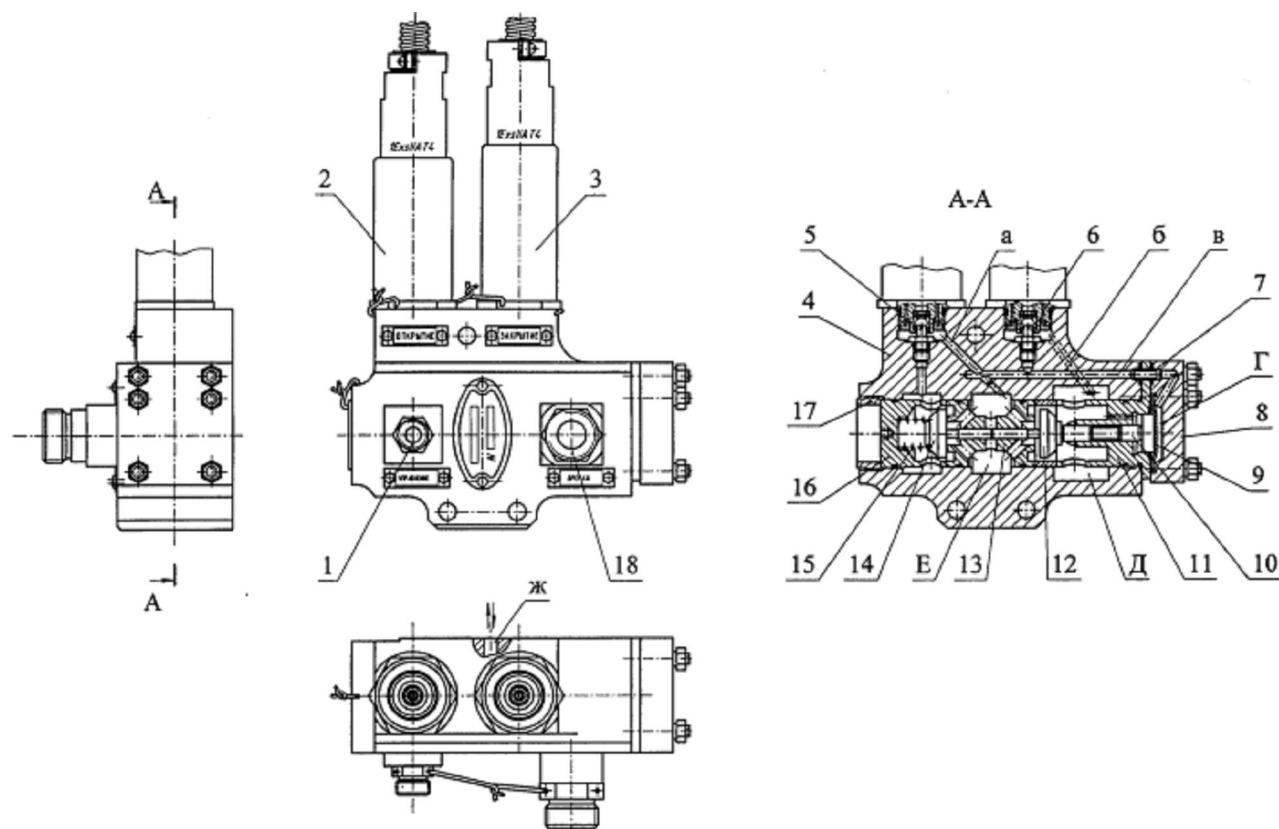


Рис. 3.13. Маніпулятор газовий вибухобезпечний:

1, 18 – штуцер; 2, 3 – електромагнітний клапан; 4 – корпус; 5, 6, 13 – сідло; 7 – втулка; 8, 16 – кришка; 9 – мембрана; 10 – штовхач; 11 – опора; 12, 14 – клапан; 15 – пружина, 17 – гайка

Робочим середовищем маніпулятора є паливний газ.

Командний тиск паливного газу підводиться до штуцера 1. У вихідному положенні (стоп-кран закритий) електромагнітний клапан 2 перекриває подачу командного тиску від штуцера 1 через сідло 5, а електромагнітний клапан 3 з'єднує порожнини «Г» і «Е» через канали «в», «б» і отвори в сідлі 13 з порожниною дренажу «Д».

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для перемикання маніпулятора подається напруга на електромагнітні клапани 2 і 3. Після чого електромагнітний клапан 3 закриває сідло 6 і розділяє порожнини «Г» і «Е», а електромагнітний клапан 2 відкриває сідло 5 і газ по каналах «а» і «в» надходить в порожнину «Г».

Зусилля, що діє на мембрану 9, передається на штовхач 10, який, зміщуючись вліво, переміщує клапани 12 і 14 в крайнє ліве положення. При цьому клапан 12 герметизує сідло 13 і роз'єднує порожнини «Д» і «Е», а клапан 14, через отвори в сідлі 13, з'єднує підведення газу на управління з порожниною «Е». Порожнина «Е», пов'язана каналом «ж» з поршневою порожниною стоп-крана. Після відкриття стоп-крана, по команді електронної системи управління, знімається напруга з електромагнітного клапана 2, а на електромагнітному клапані 3 перекладається на знижену.

Для повернення маніпулятора в початкове положення необхідно зняти напругу з електромагнітного клапана 3. Після цього електромагнітний клапан відкриває сідло 6. Газ з порожнини «Г» через канали «в» і «б» надходить в порожнину дренажу «Д», звідки через штуцер 18 відводиться в дренаж.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності. Функціями охорони праці є дослідження санітарії та гігієни праці, проведення заходів щодо зниження впливу шкідливих чинників на організм працівників у процесі праці. Основним методом охорони праці є використання техніки безпеки. При цьому вирішуються дві основні задачі: створення машин та інструментів, при роботі з якими виключена небезпека для людини, і розробка спеціальних засобів захисту, що забезпечують безпеку людини в процесі праці, а також проводиться навчання працюючих безпечним прийомам праці та використання засобів захисту, створюються умови для безпечної роботи.

Охорона праці водночас вирішує дві задачі. Одна з них – інженерно-технічна, що передбачає запобігання небезпечним подіям під час трудового процесу шляхом:

- заміни небезпечних матеріалів менш небезпечними;
- переходу на нові технології, які зменшують ризик травмування і захворювання;
- проектування і конструювання устаткування з урахуванням вимог безпеки праці;
- розробки засобів індивідуального та колективного захисту.

Друга задача – соціальна, пов'язана з відшкодуванням матеріальної та соціальної шкоди, отриманої внаслідок нещасного випадку або роботи в несприятливих умовах, тобто захист працівника та його прав. Виходячи з поставлених перед нею задач, охорона праці складається з правових та організаційних основ, виробничої санітарії, виробничої та пожежної безпеки на виробництві.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

- рухомі машини та механізми;
- пересувні частини виробничого устаткування;
- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищена чи знижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму, вібрацій, інфразвукових коливань, ультразвуку, іонізуючих випромінювань, статичної електрики, електромагнітних випромінювань, ультрафіолетової чи інфрачервоної радіації;
- підвищені чи знижені барометричний тиск, вологість, іонізація та рухомість повітря;
- небезпечне значення напруги в електричному колі; підвищена напруженість електричного чи магнітного полів;
- відсутність чи нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочої зони; підвищена яскравість світла; пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію.

До хімічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать хімічні речовини, які за характером дії на організм людини поділяються на:

- загальнотоксичні,
- подразнюючі;
- сенсibiliзуючі,
- канцерогенні,
- мутагенні,
- такі, що впливають на репродуктивну функцію.

До біологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, мікроскопічні гриби та ін.) та

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

продукти їх життєдіяльності, а також макроорганізми (рослини та тварини).

До психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать фізичні (статичні та динамічні) і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження органів чуття, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Один і той же небезпечний і шкідливий виробничий фактор за природою своєї дії може належати одночасно до різних груп. Дія окремих несприятливих факторів виробничого середовища може призвести невиробничої травми – порушення анатомічної цілісності організму людини або його функцій внаслідок впливу виробничих факторів.

Часто травма є наслідком нещасного випадку. Нещасний випадок на виробництві – раптовий вплив на працівника небезпечного виробничого фактора чи середовища, внаслідок яких заподіяна шкода здоров'ю або спричинена смерть.

Наслідком дії несприятливих виробничих факторів може бути і професійне захворювання – патологічний стан людини, обумовлений роботою і пов'язаний з надмірним напруженням організму або несприятливою дією шкідливих виробничих факторів.

Діагноз професійного захворювання ставиться у кожному випадку з урахуванням характеристики умов праці, тривалості роботи працюючого за даною професією, професійного маршруту робітника, даних попередніх періодичних медичних оглядів, результатів клініко-лабораторних та діагностичних досліджень.

Безпосередньо в залі оператора з турбоагрегатом існують такі шкідливі фактори як:

- підвищена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони
- підвищений рівень шуму
- підвищений рівень вібрацій

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно з нормами по ДСН 3.3.6.042-99 повинні виконуватися вимоги до мікроклімату та температури. Для робочої зони виробничих приміщень встановлюються оптимальні та допустимі мікрокліматичні умови з урахуванням важкості виконуваної роботи та періоду року. При одночасному виконанні в робочій зоні робіт різної категорії важкості рівні показників мікроклімату повинні встановлюватись з урахуванням найбільш чисельної групи працівників.

Наприклад, при виконанні робіт операторського типу, пов'язаних з нервово-емоційним напруженням в кабінетах, пультах і постах керування технологічними процесами, в залах обчислювальної техніки та інших приміщеннях повинні дотримуватися оптимальні умови мікроклімату (температура повітря 22-24 град.С, відносна вологість 60-40%, швидкість руху повітря не більш 0,1 м/сек.).

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь технологічного устаткування, освітлювальних приладів, інсоляція від зашкленних огорожень не повинна перевищувати 35,0 Вт/м² - при опроміненні 50% та більше поверхні тіла, 70 Вт/м² - при величині опромінюваної поверхні від 25 до 50%, та 100 Вт/м² - при опроміненні не більше 25% поверхні тіла працюючого.

Також згідно з ДСН-3.3.6.039- 99 та ДСН-3.3.6.037-99 необхідно дотримуватися норм виробничої вібрації та шуму.

4.2. РОЗРАХУНОК ВИРОБНИЧОГО ОСВІТЛЕННЯ

При проектуванні системи освітлення важливо використовувати ефективні методи розрахунку освітлення. Гарне освітлення здатне створити зручну обстановку, яка може тонізувати і заспокоювати нервову систему, піднімати настрій.

Поліпшення освітленості сприяє поліпшенню працездатності навіть у тих випадках, коли процес праці практично не залежить від зорового сприйняття.

При проектуванні будинків і споруд необхідно враховувати освітленість

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

приміщень, в яких будуть постійно перебувати люди. Особливо важлива освітленість в дитячих установах (дитячих садках і школах), лікарнях, кабінетах і т.п. Це пов'язано з напруженою зоровою роботою, яку вироблятимуть люди в цих приміщеннях.

Освітлення приміщень буває природне і штучне.

Природне освітлення це освітлення приміщення через вікна, стелі та інші прозорі будівельні конструкції. Штучне освітлення буває двох видів: загальне і комбіноване. Комбіноване освітлення рекомендується там, де потрібна висока точність виконуваних робіт, де виникають специфічні вимоги до освітлення, де обладнання створює глибокі, різкі тіні або робочі поверхні розташовані вертикально (штампи, гільйотинні ножиці), а також там, де на різних робочих місцях виробничого приміщення потрібно різна (що різко відрізняється) величина освітленості. Система загального освітлення може бути рекомендована в приміщеннях, де по всій площі виконуються однотипні роботи (в ливарних цехах), а також там, де створення місцевого освітлення скрутно. Для забезпечення найбільш сприятливого співвідношення яскравості в полі зору при комбінованому освітленні світильники загального освітлення повинні створювати на робочій поверхні не менше нормованої освітленості.

Робоче (загальне) освітлення – це основне освітлення, яке забезпечує нормальні умови для знаходження людини в приміщенні. Під нормальними розуміються умови життєдіяльності людини, при яких він не напружує зір, щоб виконати будь-яку дію для якого дане приміщення призначене.

Особливо важливо враховувати норми освітленості в приміщеннях, де люди тривало виконують напружену зорову роботу. На робочих місцях з таким видом робіт необхідно передбачати додаткове місцеве освітлення.

Джерелами світла в сучасних світильниках є три основних види ламп:

Лампи розжарювання – це найпростіший прилад, що перетворюють електричну енергію в світлову шляхом звичайного нагрівання вольфрамової спіралі.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Газорозрядні лампи – до цієї категорії відносяться лампи, в основі яких лежить світло, вироблене електричним розрядом в газі або парах металу. Дані світильники займають домінуючі позиції серед освітлювальних приладів. Види таких ламп відрізняються різноманіттям: це і «енергозберігаючі» лампи, активно прощтовхувані останнім часом в маси, і ртутні лампи типу ДРЛ, використовувані в прожекторах, і лампи вуличного освітлення (натрієві ДНаТ) і багато інших.

Світлодіодні лампи – новий і перспективний розвиток освітлювальних приладів, пов'язане з появою над'яскравих світлодіодів.

Поряд з робочим освітленням відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 у виробничих приміщеннях може бути передбачено аварійне освітлення для евакуації працюючих і аварійне освітлення для продовження робіт.

Аварійне освітлення для евакуації працюючих з приміщень при відключенні робочого освітлення повинно створювати в лінії основних проводів на рівні підлоги освітленість не менше 0,5 лк, а на відкритих територіях – не менше 0,25 лк.

Аварійне освітлення для продовження робіт слід передбачати, якщо відключення робочого освітлення і пов'язане з цим порушення нормального обслуговування устаткування механізмів може викликати:

- вибух, пожежа, отруєння людей;
- тривалість порушення технологічного процесу.

Світлотехнічним розрахунком можуть бути визначені:

- потужність ламп, необхідна для отримання заданої освітленості при обраному типі, розташуванні і числі світильників;
- число і розташування світильників, необхідних для отримання заданої освітленості при обраному типі світильників і потужності ламп в них;
- розрахункова освітленість при відомому типі, розташуванні світильників та потужності ламп в них.

Основними при проектуванні є задачі першого виду, оскільки тип

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

світильників і їх розташування повинні вибиратися виходячи з якості освітлення і його економічності.

Рішення задач при розрахунку освітлення другого виду провадиться, якщо потужність ламп точно задана, наприклад необхідно застосувати світильники з люмінесцентними лампами потужністю 80 Вт.

Завдання третього виду вирішуються для існуючих установок, якщо освітленість неможливо виміряти, і для перевірки проектів і розрахунків, наприклад, для перевірки точковий методом розрахунків, виконаних методом коефіцієнта використання.

Виконання світлотехнічних розрахунків можливе методами:

- 1) методом коефіцієнта використання світлового потоку,
- 2) методом питомої потужності,
- 3) точковим методом.

Метод коефіцієнта використання застосовується для (розрахунку загального рівномірного освітлення горизонтальних поверхонь при світильниках будь-якого типу.

Метод питомої потужності застосовується для наближеного попереднього визначення встановленої потужності освітлювальної установки.

Точковий метод розрахунку освітлення застосовується для розрахунку загального рівномірного і локалізованого освітлення, місцевого освітлення незалежно від розташування освітлюваної поверхні при світильниках прямого світла.

Крім вищевказаних методів розрахунку освітлення, мається комбінований метод, який застосовується в тих випадках, коли непридатний метод коефіцієнта використання, а світильники не відносяться до класу прямого світла.

Для деяких видів приміщень (коридорів, сходів і т. д.) Існують прямі нормативи, що задають потужність ламп для кожного такого приміщення.

Розглянемо методику проведення розрахунків по кожному з описаних методів

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Метод коефіцієнта використання світлового потоку

В результаті рішення по методу коефіцієнта використання світлового потоку знаходиться світловий потік лампи, за яким вона підбирається з числа стандартних. Потік обраної лампи не повинен відрізнятися від розрахункового більш ніж на +20 або -10%. При більшій розбіжності коригується намічене число світильників.

Розрахункове рівняння для визначення необхідного світлового потоку однієї лампи:

$$F = (E_{\text{мін}} \times S \times k_z \times z) / (n \times \eta)$$

де F - світловий потік лампи (або ламп) в світильнику, лм; $E_{\text{мін}}$ - нормована освітленість, лк, k_z - коефіцієнт запасу (залежить від типу ламп і ступеня забрудненості приміщення), z - поправочний коефіцієнт, що враховує, що середня освітленість у приміщенні більше, ніж нормована, мінімальна, n - число світильників (ламп), η - коефіцієнт використання світлового потоку, рівний відношенню світлового потоку, що падає на робочу поверхню, до сумарного потоку всіх ламп; S - площа приміщення, м^2 .

Коефіцієнт використання світлового потоку - довідкове значення, залежить від типу світильника, параметрів приміщення (довжини, ширини і висоти), коефіцієнтів відбиття стель, стін і підлоги приміщення.

Порядок розрахунку освітлення за методом коефіцієнта використання світлового потоку:

1) визначається розрахункова висота H_p , тип і кількість світильників у приміщенні.

Розрахункова висота підвісу світильника визначається виходячи з геометричних розмірів приміщення

$$H_p = H - h_c - h_p, \text{ м,}$$

де H - висота приміщення, м, h_c - відстань світильника від перекриття ("звис" світильника, приймається в межах від 0, при установці світильників на стелі, до 1,5 м), м, h_p - висота робочої поверхні над підлогою (зазвичай $h_p = 0,8\text{м}$).

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2) за таблицями знаходяться: коефіцієнт запасу k_z поправочний коефіцієнт z , нормована освітленість $E_{\min}$,

3) визначається індекс приміщення i (він враховує залежність коефіцієнта використання світлового потоку від параметрів приміщення):

$$i = (A \times B) / (H_p \times (A + B)),$$

де A і B - ширина і довжина приміщення, м,

4) коефіцієнт використання світлового потоку ламп η залежно від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стін, стелі та робочої поверхні ρ_c, ρ_p, ρ_r ;

5) знаходиться за формулою необхідний потік однієї лампи F ;

6) вибирається стандартна лампа з близьким за величиною світловим потоком.

Якщо в результаті розрахунку виявиться, що лампа більше по потужності, ніж застосовувані в обраному світильнику, або якщо необхідний потік більше, ніж можуть дати стандартні лампи, слід збільшити кількість світильників і повторити розрахунок або відшукати необхідну кількість ламп, задавшись їх потужністю (а отже і світловим потоком лампи F):

$$n = (E_{\min} \times S \times k_z \times z) / (F \times \eta)$$

Метод питомої потужності

Питома встановлена потужність називають частку від ділення загальної встановленої в приміщенні потужності ламп на площу приміщення:

$$P_{\text{уд}} = (P_{\text{л}} \times n) / S$$

де $P_{\text{уд}}$ - питома встановлена потужність, Вт / м², $P_{\text{л}}$ - потужність лампи, Вт; n - число ламп в приміщенні; S - площа приміщення, м².

Питома потужність - це довідкове значення. Для того, що б правильно вибрати величину питомої потужності необхідно знати тип світильників, нормовану освітленість, коефіцієнт запасу (при його значеннях, що відрізняються від зазначених у таблицях, допускається пропорційний перерахунок значень питомої потужності), коефіцієнти відбиття поверхонь приміщення, значення розрахункової висоти і площа приміщення .

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункове рівняння для визначення потужності однієї лампи:

$$P_{\text{л}} = (P_{\text{уд}} \times S) / n$$

Порядок розрахунку освітлення за методом питомої потужності:

- 1) визначається розрахункова висота H_p , тип і кількість світильників і в приміщенні;
- 2) за таблицями знаходяться нормована освітленість для даного виду приміщень $E_{\text{мін}}$, питома потужність $P_{\text{уд}}$;
- 3) розраховується потужність однієї лампи і підбирається стандартна.

Якщо розрахункова потужність лампи виявляється більшою ніж применена в прийнятих світильниках, слід визначити необхідну кількість світильників, прийнявши величину потужності лампи в світильнику $P_{\text{л}}$.

Точковий метод розрахунку освітлення

Цим методом знаходяться освітленість в будь-якій точці приміщення.

Порядок розрахунку для точкових джерел світла:

- 1) Визначається розрахункова висота H_p , тип і розміщення в світильників у приміщенні і креслиться в масштабі план приміщення зі світильниками,
- 2) на план наноситься контрольна точка А і знаходяться відстані від проекцій світильників до контрольної точки - d ;

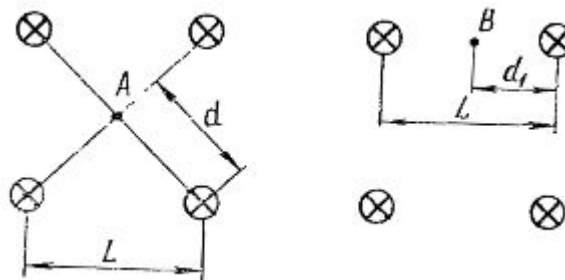


Рис.4.1 Розташування контрольної точки А при розміщенні світильників по кутах квадрата і В по сторонах прямокутника

- 3) по просторовим ізолюксам горизонтальної освітленості знаходиться освітленість e від кожного свічника
- 4) знаходиться загальна умовна освітленість від всіх світильників Σe ;

5) розраховується горизонтальна освітленість від всіх світильників в точці А:

$$E_a = (F \times ? / 1000 \times k_z) \times \sum e,$$

де ? - коефіцієнт, що враховує додаткову освітленість від віддалених світильників і відбитого світлового потоку, k_z - коефіцієнт запасу.

Замість просторових ізолюкс умовної горизонтальної освітленості можливе використання таблиць значень горизонтальної освітленості при умовній лампі тисячі лм.

Порядок по точковому методу розрахунку для світних смуг:

1) визначається розрахункова висота H_p , тип світильників і люмінесцентних ламп в них, розміщення світильників в смузі і смуг в приміщенні. Потім смуги наносяться на план приміщення, накреслений в масштабі;

2) на план наноситься контрольна точка А і знаходяться відстані від точки А до проекції смуг. За планом приміщення знаходиться довжина половини смуги, яку прийнято в точковому методі позначати (L). Її не слід плутати з відстанню між смугами, позначеним також (L) і визначальним по найвигіднішому співвідношенню (L / H_p);

3) визначається лінійна щільність світлового потоку

$$F' = (F_{св} \times n) / 2L,$$

де $F_{св}$ - світловий потік світильника, який дорівнює сумі світлових потоків ламп, світильника; n- кількість світильників в смузі;

4) знаходяться наведені розміри $p' = p / H_p$, $L' = L / H_p$

5) за графіками лінійних ізолюксів відносної освітленості для люмінесцентних світильників (світних смуг) знаходиться для кожної півсмуги залежно від типу світильника

$$E_a = (F' \times ? / 1000 \times k_z) \times \sum e$$

Виконаємо розрахунок загального освітлення виробничого приміщення з такими параметрами.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина А - 66м,

ширина В - 34 м,

висота Н - 5м.

Висота робочої поверхні h_p - 2м.

- Бетонна стеля

- Бетонні стіни

- Світло сірий бетон

- Напруга мережі 220 В

Обираємо тип світильника: ПВЛМ з двома люмінесцентними лампами, який зображений на рис.4.2.

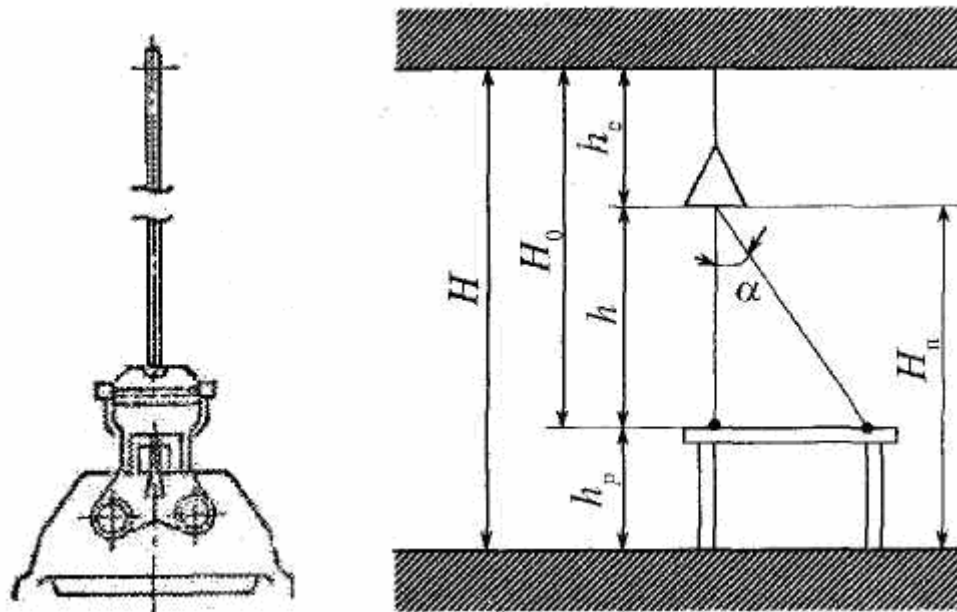


Рис. 4.2. Розміщення світильника у кімнаті

Відстань від стелі до робочої поверхні:

$$H_0 = H - h_0 = 5 - 2 = 3 \text{ м}$$

Відстань від стелі до світильника:

$$h_c = (0.2 \dots 0.5) H_0 = 0.3 \cdot 3 = 0.9$$

Висота підвісу світильника над освітлюваної поверхнею:

$$h = H_0 - h_c = 3 - 0.9 = 2.1 \text{ м.}$$

Висота підвісу світильника над підлогою:

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_n = h + h_0 = 2,1 + 2 = 4,1 \text{ м}$$

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо ставлення

$$\frac{L}{h} = 3,15 \div 2,1 = 1,5$$

при паралельному розміщенні. L - відстань між центром світильників.

$$L = 1,5 * h = 1,5 * 2,1 = 3,15$$

Необхідна кількість світильників:

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{A * B}{L^2} = \frac{66 * 34}{3,15^2} = 226$$

Відстань від стіни до центру світильника:

$$l = (0,4 \dots 0,5)L = 0,4 * 3,15 = 1,26 \text{ м}$$

при віддаленні робочих місць від стіни.

Розміщуємо світильники за схемою на рис.4.3.

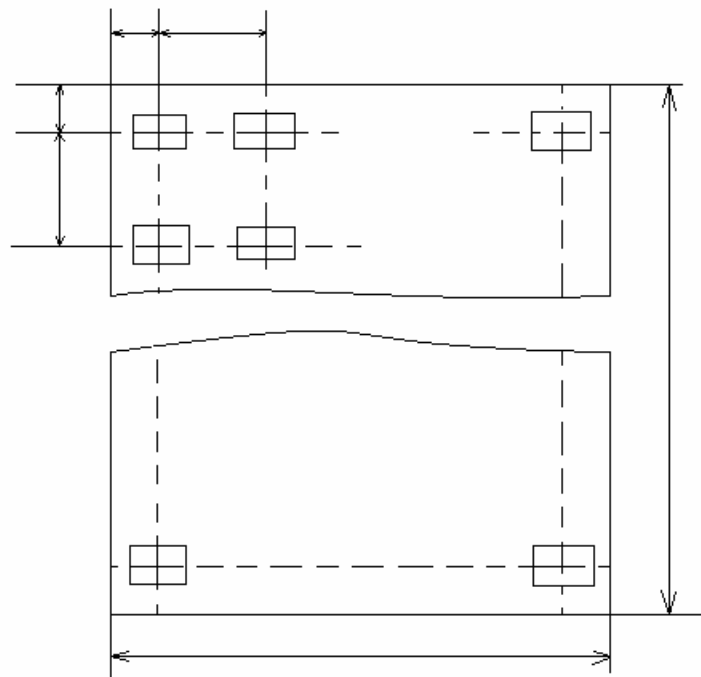


Рис.4.3. Схема розміщення світильників

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. СИСТЕМА ЗАХОДІВ ІЗ ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ

Розроблена і виконується система державних, суспільних та міжнародних заходів, які забезпечують раціональне використання, відновлення, примноження та збереження природних ресурсів від руйнування, забруднення та виснаження. Вона має велике економічне та соціально-політичне значення, здійснюється разом з господарською, науковою, оздоровчою та культурною метою. При оцінюванні наслідків антропогенного впливу на навколишнє середовище важливе місце належить визначенню допустимих масштабів впливу, зокрема гранично допустимих концентрацій різних речовин – забруднювачів атмосфери, води та ґрунту. Кількісно та якісно вплив людини на навколишнє середовище стрімко зростає при НТП. Завданням законодавства про охорону навколишнього природного середовища є регулювання відносин у галузі охорони, використання і відтворення природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки, запобігання і ліквідації негативного впливу господарської та іншої діяльності на навколишнє природне середовище, збереження природних ресурсів, генетичного фонду живої природи, ландшафтів та інших природних комплексів, унікальних територій та природних об'єктів, пов'язаних з історико-культурною спадщиною.

Основними принципами охорони навколишнього природного середовища є:

- а) пріоритетність вимог екологічної безпеки, обов'язковість додержання екологічних стандартів, нормативів та лімітів використання природних ресурсів при здійсненні господарської, управлінської та іншої діяльності;
- б) гарантування екологічно безпечного середовища для життя і здоров'я людей;

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- в) запобіжний характер заходів щодо охорони навколишнього природного середовища;
- г) екологізація матеріального виробництва на основі комплексності рішень у питаннях охорони навколишнього природного середовища, використання та відтворення відновлюваних природних ресурсів, широкого впровадження новітніх технологій;
- д) збереження просторової та видової різноманітності і цілісності природних об'єктів і комплексів;
- е) науково обгрунтоване узгодження екологічних, економічних та соціальних інтересів суспільства на основі поєднання міждисциплінарних знань екологічних, соціальних, природничих і технічних наук та прогнозування стану навколишнього природного середовища;
- є) обов'язковість екологічної експертизи;
- ж) гласність і демократизм при прийнятті рішень, реалізація яких впливає на стан навколишнього природного середовища, формування у населення екологічного світогляду;
- з) науково обгрунтоване нормування впливу господарської та іншої діяльності на навколишнє природне середовище;
- и) безоплатність загального та платність спеціального використання природних ресурсів для господарської діяльності;
- і) стягнення збору за забруднення навколишнього природного середовища та погіршення якості природних ресурсів, компенсація шкоди, заподіяної порушенням законодавства про охорону навколишнього природного середовища;
- ї) вирішення питань охорони навколишнього природного середовища та використання природних ресурсів з урахуванням ступеня антропогенної змінності територій, сукупної дії факторів, що негативно впливають на екологічну обстановку;
- й) поєднання заходів стимулювання і відповідальності у справі охорони

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

навколишнього природного середовища;

к) вирішення проблем охорони навколишнього природного середовища на основі широкого міждержавного співробітництва.

5.2. ЗАХОДИ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Охорона навколишнього середовища на підприємстві характеризується комплексом вжитих заходів, які спрямовані на попередження негативного впливу людської діяльності підприємства на навколишню природу, що забезпечує сприятливі та безпечні умови людської життєдіяльності.

Через негативний вплив енерговиробництва, яке постійно зростає, у багатьох регіонах уже сьогодні створилася небезпечна екологічна обстановка.

- Повітряний басейн забруднено газовими й аерозольними викидами (CO_2 , поліциклічні ароматні вуглеводні, CO , NO_x , SO_x , зола, сажа та ін.). Усе це призводить до таких незворотних процесів, як руйнування озонового шару (існує на висоті 30 км і захищає поверхню Землі від згубного для життя космічного випромінювання); виникнення парникового ефекту (селективне поглинання триатомними газами інфрачервоного перевипромінювання від поверхні Землі в космічний простір); утворення «льодникового» ефекту (накопичення в стратосфері дрібних твердих частинок, які відбивають сонячне випромінювання і визначають «недогрів» земної кулі).

- Викиди теплової енергії в навколишнє середовище, що є причиною теплового забруднення, призводять до зміни клімату в локальних енергонасичених районах і великих містах.

- Забруднення ландшафту, знищення лісів, рослинності, диких тварин, плодоносного шару та ін., що впливає на безпеку життєдіяльності людей у таких місцевостях.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- Акустичне (шум), електромагнітне й електростатичне забруднення навколишнього середовища;

- Основні забруднювачі, які впливають на прозорість атмосфери: викиди, що містять пил, дим, сажу та інші тверді частинки, які позначаються як загальна кількість аерозолі (ЗКА); – SO_2 та інші газоподібні сполуки сірки, які з високою швидкістю реагують в атмосфері, створюючи сполуки сульфату і сірчаної кислоти, що знаходяться у вигляді аерозолі; – NO і NO_2 , які реагують, утворюючи нітрат і HNO_3 у вигляді частинок, які входять до складу аерозолі (за певних умов червоно-бурий колір NO_2 може стати причиною зміни кольору димових викидів і появи бурої димки в міських районах); – фотохімічне забруднення повітря, пов'язане з утворенням у результаті фотохімічних реакцій шкідливих аерозолів з частинками субмікрометрових розмірів

Підвищити енерго-екологічну ефективність теплоенергетичних об'єктів можна за рахунок:

– використання природоохоронних заходів та застосування заходів щодо енергозбереження;

– застосування екологічного моніторингу;

– стимулювання розвитку наукових досліджень і практичного використання новітніх наукових досягнень і науково-технічних розробок.

– запровадження безвідходних технологій, що передбачає:

1) комплексне використання сировини;

2) створення замкнених газо- і водооборотних систем;

3) розробку принципово нових і вдосконалення діючих процесів виробництва;

4) переробку і використання енергетичних відходів (теплоти, золи, шлаків, продуктів очистки димових газів тощо).

Існують такі методи очищення газів:

1. Введення сорбенту.

З точки зору найменших витрат на сіркоочищення, можна визначити в

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

якості сорбенту гашене вапно (використовуються відходи металургійного виробництва або виробництва будматеріалів)

2.Електрофільтри для очищення газів

Електричне очищення – один з найдосконаліших видів очищення газів від завислих частинок пилу і туману. Апарати для очищення газів під дією електричних сил називаються електричними фільтрами.

Широке використання електрофільтрів в різних галузях промисловості привело до створення різних типів і конструкцій апаратів.

Також безпосередньо у самому двигуні намагаються за рахунок ускладнення процесів горіння та протікання робочих процесів, наприклад :

3. Збіднення робочої суміші в зоні горіння.

4. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям.

5. Подача в зону горіння води або пари. У результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося знизити вміст оксидів азоту в 1,6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

6. 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.

					ДП.142.6231м.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін проаналізовані напрямки підвищення ефективності газотурбінної установки потужністю 60 МВт за рахунок ускладнення її теплової схеми.

У першій частині роботи проведені термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата простого термодинамічного циклу, які містили в собі оптимізацію параметрів термодинамічного циклу, детальний тепловий розрахунок агрегата на номінальному режимі роботи та габаритно-компоновочний розрахунок газотурбінного двигуна.

У другій частині роботи виконаний аналіз можливих шляхів підвищення ефективності проектуємої газотурбінної установки. Внаслідок цього для подальшого дослідження було обрано два найбільш перспективних варіанта – застосування регенерації тепла випускних газів та використання утилізації тепла цих газів в паротурбінному контурі. Послідовно для кожного зі вказаних варіантів були виконані оптимізація параметрів термодинамічного циклу та детальний тепловий розрахунок газотурбінної установки на номінальному режимі роботи.

За результатами порівняльного аналізу трьох спроектованих газотурбінних установок зроблено такі висновки:

1. З розглянутих варіантів найбільше зростання ефективності газотурбінної установки дає утилізація тепла випускних газів. ККД на клемі генератора такої установки відповідно в 1,51 та 1,12 рази більше, ніж ККД установки простого циклу та установки з регенерацією тепла.

2. Ускладнення теплової схеми газотурбінної установки введенням регенерації або утилізації зменшує оптимальне значення міри підвищення тиску у циклі (з 28 до 9 та 17 відповідно), що призводить до зменшення числа ступенів компресора та їх навантаження. Найбільш суттєво впливає на оптимальне значення міри підвищення тиску введення регенерації.

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

ДП.142.6231м.02.ПЗ

Аркуш

3. Більш ефективне перетворення енергії в установках з регенерацією та утилізацією, порівняно з установкою простого циклу, призводить до меншої температури газів, які виходять в атмосферу, та до меншої годинної та питомої витрати палива. Окрім позитивного економічного ефекту це призводить до суттєвого зменшення забруднення навколишнього середовища.

4. Особливості термодинамічних циклів ГТУ з регенерацією та утилізацією обумовили перерозподіл теплових параметрів безпосередньо в газотурбінному двигуні. Окрім зміни міри підвищення тиску суттєві зміни відбулися з іншими параметрами ГТД. Наприклад, температура газу за турбіною збільшилася в таких циклах з 756 К до 982 та 960 К відповідно.

5. Витрата повітря через двигун введенням регенерації збільшилася з 194 до 234 кг/с (тобто на 21%); введенням утилізації вона зменшилася до 106 кг/с (на 45%).

Третя частина магістерської роботи була присвячена конструюванню та конструктивним розрахункам ГТА простого термодинамічного циклу. У цій частині виконаний термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД та побудований ескіз її проточної частини. Проведений розрахунок закручення лопаток третього ступеня турбіни, на основі чого здійснений перевірочний розрахунок робочих лопаток цього ступеня на міцність. Визначений запас міцності диска третього ступеня турбіни за руйнівними обертами, а також розроблена схема паливної системи газотурбінного двигуна.

У четвертій частині проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному залі електростанції, виконано розрахунок системи його освітлення.

У п'ятій частині проведено аналіз шкідливого впливу випускних газів ГТД на навколишнє середовище та запропоновані заходи із забезпечення охорони навколишнього середовища при експлуатації електростанції.

Инв. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подпись и						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ДП.142.6231м.02.ПЗ					Аркуш

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Артемов Г.А., Горбов В.М., Романовский Г.Ф. Судовые энергетические установки с газотурбинными двигателями: учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1997.– 233 с.
2. Ващиленко Н.В. Тепловые расчёты газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1987. – 46 с.
3. Ващиленко Н.В. Выбор оптимальных термодинамических параметров судовых ГТУ с использованием ЕС ЭВМ: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1985. – 42 с.
4. Горбов В.М., Ипатенко А.Я. Расчёт осевых ступеней судовых турбин: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1986. – 54 с.
5. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – М: Энергоиздат, 1984. – 824 с.
6. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.
7. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока / В.И. Романов, В.А. Кривуца // Пром. теплотехника. – 1995. – № 6. – С. 89-96.
8. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашины: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1973. – 91 с.
9. Межгосударственный стандарт «Анализ видов, последствий и критичности отказов», основные положения. Принят Межгосударственным Советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол № 7-95 от 26 апреля 1995 г.)
10. Охрана труда в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов / под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова. – М: Машиностроение, 1983. – 432 с.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	6. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с. 7. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока / В.И. Романов, В.А. Кривуца // Пром. теплотехника. – 1995. – № 6. – С. 89-96. 8. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашин: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1973. – 91 с. 9. Межгосударственный стандарт «Анализ видов, последствий и критичности отказов», основные положения. Принят Межгосударственным Советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол № 7-95 от 26 апреля 1995 г.) 10. Охрана труда в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов / под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова. – М: Машиностроение, 1983. – 432 с.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.02.ПЗ	Лист

