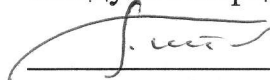


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"12" 06 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Проект газотурбінного агрегата потужністю 110 МВт для генерації електричного струму*

Виконав:

студент групи 2237ст

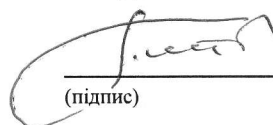


(підпис)

Лічман Д.О.

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 _____ "Турбіни" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

"10" 02 2022 р.

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

Студенту _____ Лічману Д.О. _____

1. Тема роботи: **"Проект газотурбінного агрегата потужністю 110 МВт для генерації електричного струму"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2022 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **110 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1500 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка схеми **паливної системи** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **Аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції.**

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
- 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.
- 4.3. Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання.
- 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **турбінної частини** ГТА.
- 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.6. Засоби гасіння пожежі в цеху компресорної станції та дії робітників цеху.

5. Перелік презентаційних матеріалів

- 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
- 5.2. Поздовжній переріз **турбінної частини** ГТА.
- 5.3. Схема **паливної системи** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

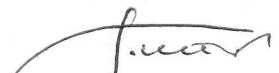
№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2022	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2022	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	01.05.2022	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбінної частини ГТА	15.05.2022	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2022	
6	Аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції	01.06.2022	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2022	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2022	

Студент


 (підпис)

Лічман Д.О.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проектування газотурбінного агрегата потужністю 110 МВт для генерації електричного струму. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата; габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компонування; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбінної частини газотурбінного агрегата; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі: розробку конструкції турбінної частини; розрахунок закручення лопаток 4-го ступеня турбіни; перевірочний розрахунок робочих лопаток 4-го ступеня турбіни на міцність; розробку паливної системи газотурбінного агрегата; аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції.

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

ABSTRACT

The work has designed a gas turbine unit with a capacity of 110 MW for generating electric current. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and scheme of the gas turbine unit; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gasodynamic calculation on the average diameter of the turbine part of the gas turbine unit; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of the turbine part; calculation of the twist of the blades of the 4th stage of the turbine; verification calculation of the working blades of the 4th stage of the turbine for strength; development of the fuel system of the gas turbine unit; analysis of dangerous factors in the engine room of the power plant.

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Інформаційний пошук	7
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА ...	21
2.1. Вибір теплової схеми	22
2.2. Оптимізація параметрів циклу	23
2.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	31
3. Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	38
3.1. Визначення габаритних розмірів осьового компресора	39
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння	47
3.3. Визначення габаритних розмірів осьової турбіни	50
4. Термогазодинамічний розрахунок турбінної частини двигуна .	56
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	71
5.1. Розробка конструкції турбінної частини двигуна	72
5.2. Розрахунок закручення лопаток 4-го ступеня турбіни	75
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток 4-го ступеня турбіни на міцність	78
5.4. Розробка паливної системи ГТД	87
6. Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА	102
6.1. Загальні питання	103
6.2. Аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції	105
Висновки	109
Список використаних джерел	111

ВСТУП

Актуальність теми. Потреби в електричній енергії у світі постійно зростають, і від того, яким способом ця енергія буде добуватися, багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні агрегати знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТА для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанціях для покриття пікових та напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. З цієї причини їх розробка та удосконалення становлять в цей час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є проектування газотурбінного агрегата потужністю 110 МВт для генерації електричного струму.

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

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компоновання;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбінної частини газотурбінного агрегата;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі:
 - розробку конструкції турбінної частини;
 - розрахунок закручення лопаток 4-го ступеня турбіни;
 - перевірочний розрахунок робочих лопаток 4-го ступеня турбіни на міцність;
 - розробку паливної системи газотурбінного агрегата;
- аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції.

Об'єктом дослідження є система генерації електричного струму.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегата, який є приводом генератора електричного струму, та його окремих елементів.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності газотурбінного агрегата та його окремих частин.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення енергетичних газотурбінних агрегатів потужністю 75...140 МВт в теперішній час ведуть російська фірма ОАО "НПО "Сатурн" (на основі розробок української компанії ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект"), а також міжнародні корпорації "General Electric Co.", "Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.", "Siemens AG" та "Alstom S.A.".

Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів, які мають потужність близьку до проектної – 110 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл. 1.1 [7], [8].

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата **ГТЭ-110**, виконаного на основі двигуна ГТД 110, розробка якого здійснювалася підприємством ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Таблиця 1.1

**Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів
потужністю від 75 до 140 МВт**

Назва двигуна	Виробник	Потужність на клеммах генератора, МВт	ККД на клеммах генератора, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
ГТЭ-110	ОАО "НПО "Сатурн"	111,7	35,5	1483	14,7
LMS100PA	"General Electric Co."	99,0	45,5	1653	40,0
LMS100PA (STIG)		110,8	49,5	–	41,0
LMS100PB (STIG)		99,0	45,4	–	40,0
PG6111FA		75,9	35,0	1561	15,6

Назва двигуна	Виробник	Потужність на клеммах генератора, МВт	ККД на клеммах генератора, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
PG7121EA		85,1	32,7	1386	13,0
M501D	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	111,6	34,2	1425	14,0
M701D		141,2	34,1	1425	14,0
SGT6-3000E (W501D5A)	"Siemens AG"	118,6	34,0	1450	14,2
GT11NM	"Alstom S.A."	87,9	34,1	–	12,5
GT11N2		115,4	33,6	1358	15,5

Газотурбінний двигун ГТД 110 (рис. 1.2) призначений для використання у складі парогазових установок потужністю 325 та 170 МВт із метою вироблення електричної і теплової енергії в базовому, напівпіковому та піковому режимах застосування. На базі ГТД 110 за вимогою замовника може бути створена установка ГТЭ-110 із електрогенератором.

За своїми техніко-економічними характеристиками ГТД 110 відповідає кращим світовим зразкам і є першим двигуном такого класу, створеним в країнах колишнього Радянського Союзу, який має температуру газів на вході в турбіну 1483 К, ККД – 36%, концентрацію NO_x у відпрацьованих газах – менше 50 мг/нм³.

Маса двигуна в 1,5...2,0 рази менше, а вартість майже на 30% нижче світових зразків. За технічними і екологічними параметрами ГТД 110 відповідає вимогам ГОСТ 29328 і міжнародному стандарту AP1-616 на промислові газові турбіни.

Відмінною рисою двигуна ГТД 110 є його малі габарити і маса, яка не перевищує 50 т. Це дозволяє здійснювати постачання двигуна на місце

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатації в цілком зібраному і випробуваному стані єдиним модулем на рамі в тепло- і звукоізолюючому контейнері. Перед відправленням замовнику кожен зразок двигуна ГТД 110 проходить здавальні іспити з перевіркою його характеристик на номінальній потужності і пред'являється замовнику на відповідність параметрів, заданих у технічних умовах. Такий метод приймання газотурбінних двигунів і установок, який є прийнятим в авіаційній та суднобудівній промисловості, дозволяє різко знизити вартість і час монтажних та пусконаладжувальних робіт порівняно з традиційними енергетичними паротурбінними блоками. Загальний час монтажу та пусконаладжувальних робіт двигуна оцінюється приблизно в 1,0...1,5 місяці.

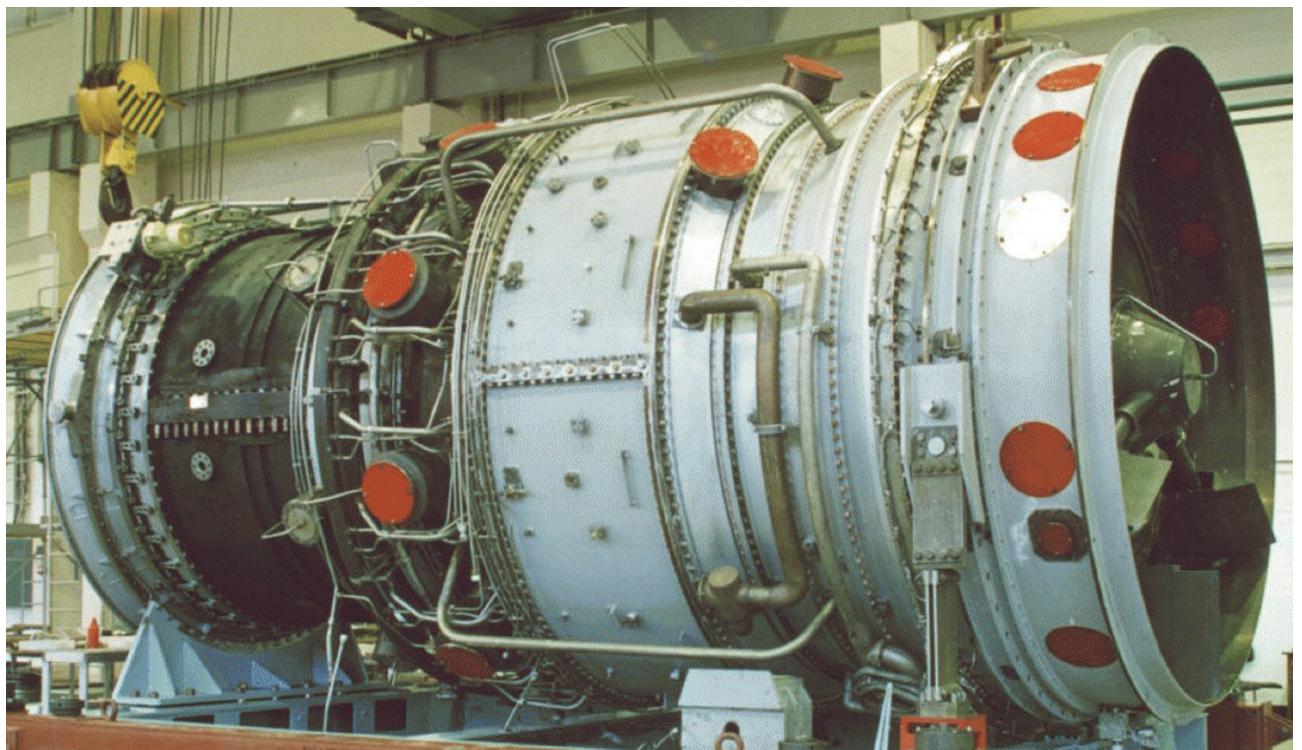


Рис. 1.2. Газотурбінний двигун ГТД 110

Привабливою особливістю ГТД 110 є можливість його встановлювання на вже діючі електростанції.

Протягом експлуатації забезпечується сервісне обслуговування. Капітальний ремонт здійснюється на заводі-виготовлювачі.

Даний двигун створений українською фірмою ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" в результаті виробничої кооперації з російською компанією ОАО

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

НПО "Сатурн". Розробка велася за замовленням РАО "Единые энергетические системы России". Перший дослідний двигун був виготовлений у 1998 р. По 2000-й рік він відробив чотири дослідно-доводочних цикли на дизельному та газоподібному паливі. Іспити на заводському стенді НВКГ "Зоря"- "Машпроект" показали повну відповідність експериментальних характеристик ГТД 110 їхнім проектним значенням і підтвердили правильність закладених у конструкцію рішень.

Другий двигун, зібраний у серпні 2001 р., після заводських іспитів був встановлений на Іванівській ДРЕС (м. Комсомольск, Росія). Після проходження міжвідомчих іспитів у складі стенда ГТЭ-110 з видачею електричної потужності в енергосистему він був у вересні 2003 р. прийнятий в експлуатацію. Протягом 1998-2003 рр. загальний еквівалентний наробіток обох двигунів ГТД 110 склав 20000 год.

Аналогічні агрегати намічається поставити на Конаковську, Щекинську та Краснодарську ДРЕС, Калінінградську ТЕЦ-2, Північно-Західну ТЕЦ (ОАО "Ленэнерго"), Елістинську ДРЕС та деякі інші об'єкти РАО "ЕЭС России". Орієнтований попит на ГТД 110 за експертними оцінками на найближчі роки становить близько 100 од. для двох десятків російських електростанцій.

Основні технічні характеристики ГТД 110 (в умовах ISO 2314) наведені в табл. 1.2, експлуатаційні характеристики – на рис. 1.3.

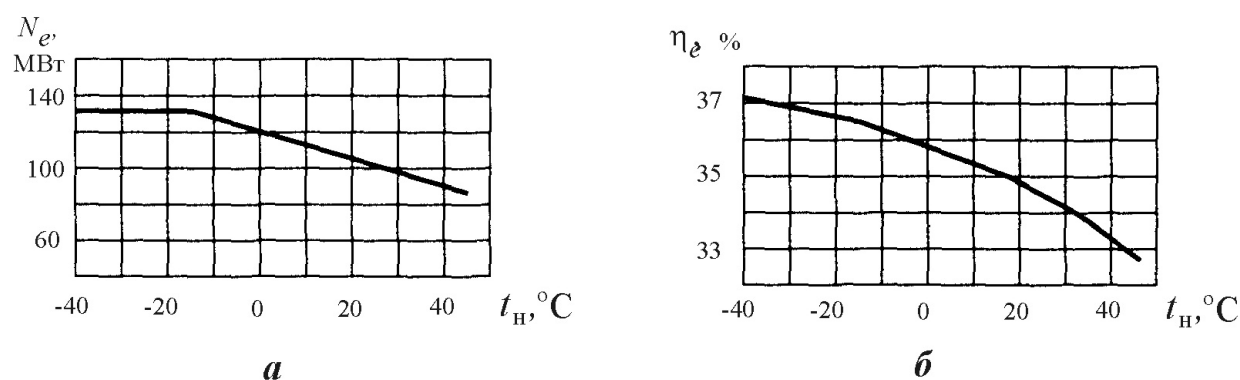


Рис. 1.3. Залежність потужності (а) та ККД (б) ГТД 110 від температури повітря на вході

Основні технічні характеристики ГТД 110

Параметр	Базовий режим	Піковий режим
Номінальна потужність, МВт	114,5	125
ККД, %	36	36,5
Витрата повітря, кг/с	357	357
Міра підвищення тиску	14,7	15,0
Температура газу перед турбіною, К	1483	1541
Витрата паливного газу ¹ ($H_u = 50090$ кДж/кг), кг/год	22510	24220
Температура газу за ГТД, К	790	820
Частота обертання ротора ГТД, об/хв	3000	3000
Ресурс до капітального ремонту, год	25000 при числі пусків не більше 300	4000 при числі пусків не більше 1000
Призначений ресурс, год	100000 при числі пусків не більше 1000	16000 при числі пусків не більше 5000
Концентрація NO_x , (при 15% O_2), не більше, мг/м ³	50	—
Довжина x ширина x висота, м, не більше	5,7 x 3,7 x 4,0	
Маса, т	50	

Російська сторона відносить створення ГТД 110 до числа пріоритетних розробок, впровадження яких дозволить ліквідувати наявне технологічне відставання електроенергетичного комплексу Росії від промислово розвинутих країн. Передбачається, що двигун ГТД 110 стане основою сімейства двигунів потужністю від 60 до 160 МВт, які будуть застосовуватися в парогазових та

¹ Використовується природний газ з тиском 2,5 МПа, аварійне паливо – дизельне за ГОСТ 305-82.

енергетичних установках в діапазоні потужностей від 90 до 500 МВт із ККД від 55 до 58% (табл. 1.3).

Таблиця 1.3

Характеристики розроблюваних газотурбогенераторів на основі ГТД 110

Параметр	ГТЭ-60	ГТЭ-110+	ГТЭ-110М
Потужність на клеммах генератора, МВт	60	140	160
ККД ГТД в умовах ISO 2314, %	36,3	37,5	38,0
Витрата повітря через компресор, кг/с	198,2	407,0	407,0
Міра підвищення тиску	14,7	16,6	17,0
Потужність компресора, МВт	78,8	170,5	172,6
Температура газу перед турбіною, К	1483	1551	1655
Температура випускних газів, К	790	816	872
Витрата випускних газів, кг/с	187,5	412,6	413,3
Витрата палива (газ $H_u = 50056$ кДж/кг), кг/год	11887	26850	30282
Частота обертання газогенератора, об/хв	4060	3000	3000

Конструктивні особливості

Газотурбінний двигун ГТД 110 (рис. 1.4) виконаний однокаскадним з двоопорним ротором, із відбиранням потужності з боку компресора. Він складається з компресора 1, камери згоряння 2, турбіни 3 та комунікацій.

Компресор (рис. 1.5) – осьовий, має 15 ступенів. У ньому передбачене керування кута встановлювання лопаток поворотного входного напрямного апарата за допомогою електропривода.

Передній корпус компресора 1 є одним з елементів силової схеми двигуна. Через передній корпус передаються радіальні й осьові навантаження, що виникають при обертанні ротора, на передню опору двигуна 8. Передній корпус виконаний у вигляді профільованих обичайок, з'єднаних між собою профільними стійками. У проточній частині між зовнішньою і внутрішньою

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

стінками здійснюється плавне повертання повітря від радіального напрямку до осьового.

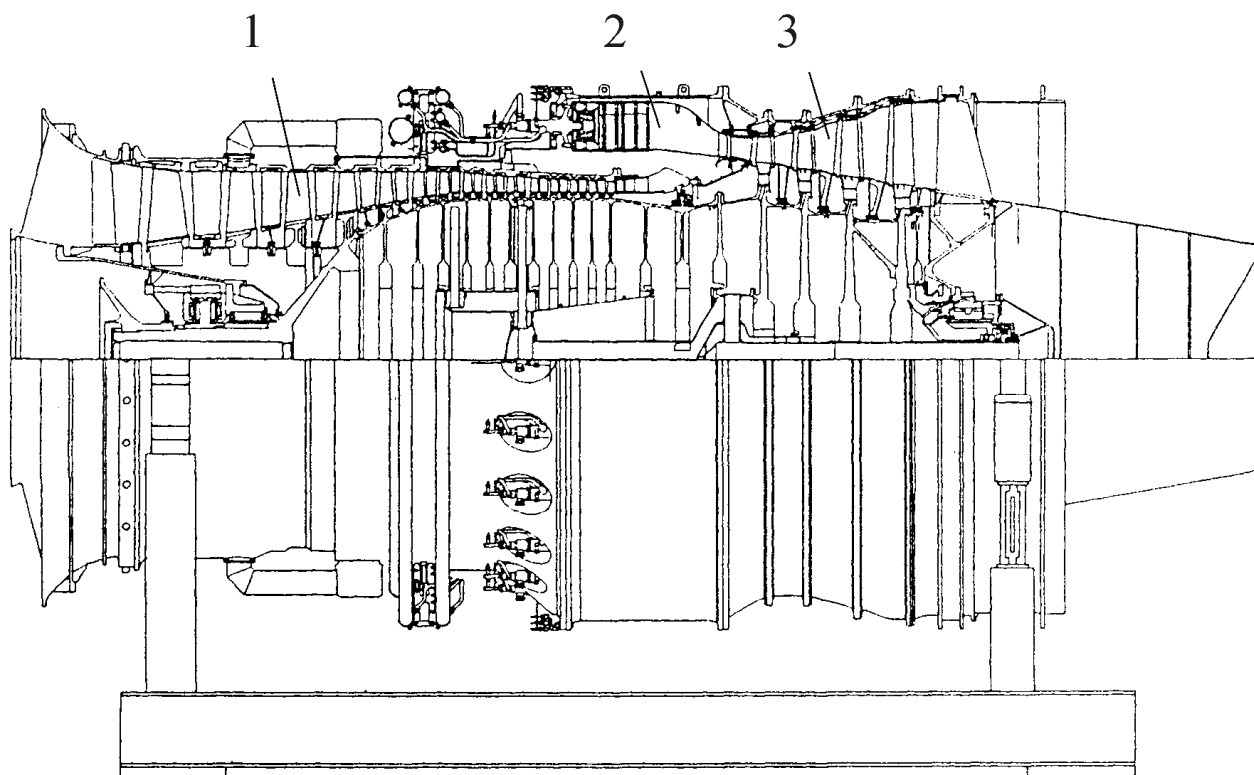


Рис. 1.4. Конструктивна схема ГТД 110:

1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – турбіна

У передньому корпусі розміщена передня опора ротора, вхідний напрямний апарат 2; на зовнішній обичайці змонтований механізм повороту вхідного напрямного апарата.

Передня опора складається з двох підшипників ковзання – опорного та упорного. Опорний підшипник ковзання складається з корпусу та п'яти самовстановлювальних сегментів. Сегменти на поверхні, яка стикається з передньою цапфою ротора, мають антифрикційний шар. Із азотованою поверхнею корпусу опори контактує криволінійна поверхня сегментів, що дозволяє їм самовстановлюватися відносно цапфи ротора.

Упорний підшипник ковзання – двосторонній, складається з 28 колодок та упорного гребеня. Колодки розташовані по 14 од. з кожної сторони гребеня і з боку гребеня мають антифрикційний шар, із протилежної же сторони в них

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

вставлений сферичний упор із азотованої сталі, який спирається на пружні пластини. Сферичні упори дозволяють колодкам самовстановлюватися щодо упорного гребеня, а пружні пластини, що прогинаються під дією осьової сили, компенсують перекіс упорного гребеня. Змащення й охолодження деталей підшипника здійснюється струминною подачею масла з форсунок, встановлених між колодками, та з отворів, які поєднують масляні канали корпусу підшипника з його внутрішньою порожниною.

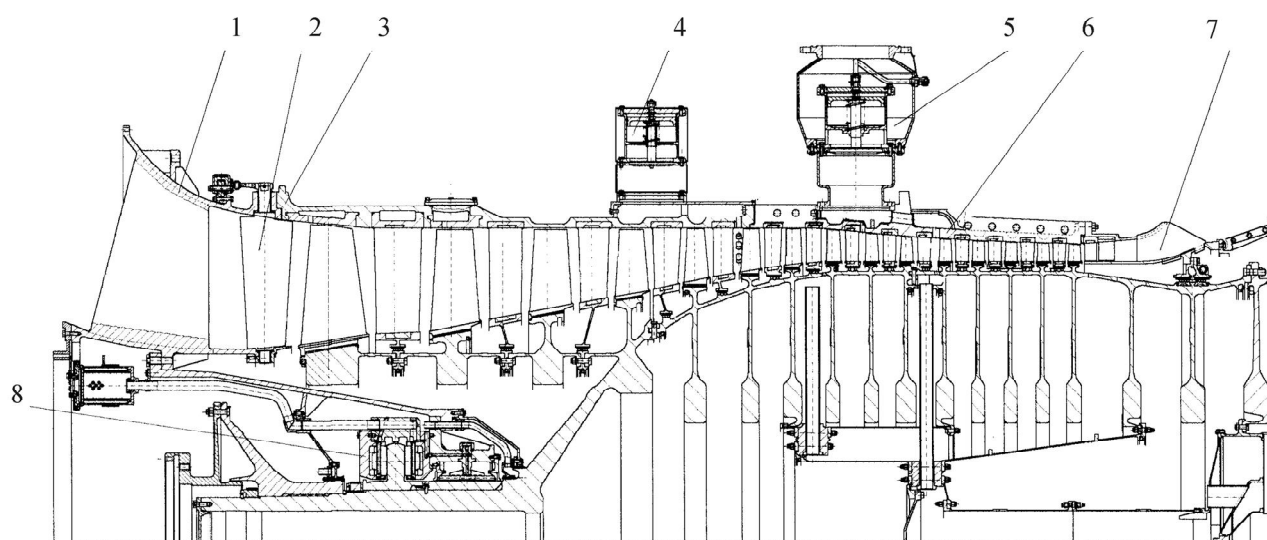


Рис. 1.5. Компресор двигуна ГТД 110:

1 – передній корпус; 2 – вхідний напрямний апарат; 3 – корпус 1-5-го ступенів; 4 – клапан перепуску; 5 – клапан перепуску з компенсатором; 6 – корпус 6-14-го ступенів; 7 – дифузор; 8 – передня опора

Корпус першого-п'ятого ступенів компресора 3 призначений для розміщення п'яти напрямних апаратів. Над робочими лопатками 1-го та 2-го ступенів організовані антизривні пристрої, що виконані в корпусі компресора у вигляді кільцевих камер, у які повітря попадає через щілинні кільця.

Напрямні апарати виконані у вигляді зовнішнього та внутрішнього напівкільця, поєднаних між собою напрямними лопатками. Кожна лопатка в зовнішнє кільце встановлюється хвостовиком типу "ластівчин хвіст", у внутрішнє кільце – призматичним хвостовиком. У внутрішніх кільцях лопатки фіксуються

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

штифтовкою.

Корпус компресора – зварений, складається з двох половин із горизонтальним розніманням. За напрямним апаратом 5-го ступеня організоване відбирання повітря при запуску ГТД.

Корпус 6-14-го ступенів 6 містить у собі напрямні апарати 6-14-го ступенів. За своєю конструкцією та матеріалом корпус і напрямні апарати аналогічні корпусу компресора та напрямним апаратам 1-5-го ступенів.

На корпусі 6 виконані відбирання повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів та соплових лопаток турбіни і відбирання повітря за 10-м ступенем, з якого через п'ять клапанів 5 здійснюється перепускання повітря в атмосферу для забезпечення сталої роботи двигуна протягом запуску. Через 10-й ступінь через антизледенінний клапан також здійснюється відбирання повітря на антизледенінну систему.

Ротор компресора – дисково-барабанної конструкції, складається з трьох начіпних дисків (1-3-го ступенів), диска-цапфи 4-го ступеня, двох барабанів (5-10-го ступенів і 11-15-го ступенів), робочих лопаток.

Барабани поєднані між собою та диском-цапфою за допомогою штифтів. Начіпні диски з'єднані між собою через лабіринтові втулки стяжними болтами. Робочі лопатки встановлені в пазах дисків замковою частиною типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками.

За 7-м і 10-м ступенями за допомогою радіально встановлених труб організовані відбирання повітря в порожнину ротора. Відбирання за 7-м ступенем призначене для охолодження дисків компресора, а за 10-м – для охолодження ротора турбіни.

На 17-му диску компресора встановлений двопоясний розвантажувальний лабіринт. На цьому ж диску є фланець для поєднання ротора компресора з ротором турбіни за допомогою призонних болтів.

Камера згоряння (рис. 1.6) – протитокова, трубчасто-кільцевого типу, має двадцять жарових труб, які забезпечують роботу на двох видах палива –

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

газоподібному і рідкому.

Жарові труби 4 складаються з двох частин: кільцевої головної частини й основної труби. Дві частини жарової труби утворюють дві зони горіння при роботі двигуна. Кожна кільцева частина має фронтову дошку з вісьмома осерадіальними завихровичами з передкамерою. Внутрішня стінка кільцевої частини виконана у вигляді циліндра із системою конвективно-загороджувального охолодження. Зовнішня стінка кільцевої частини й основної труби виготовлена двошаровою, "черепичного" типу із системою конвективно-загороджувального охолодження.

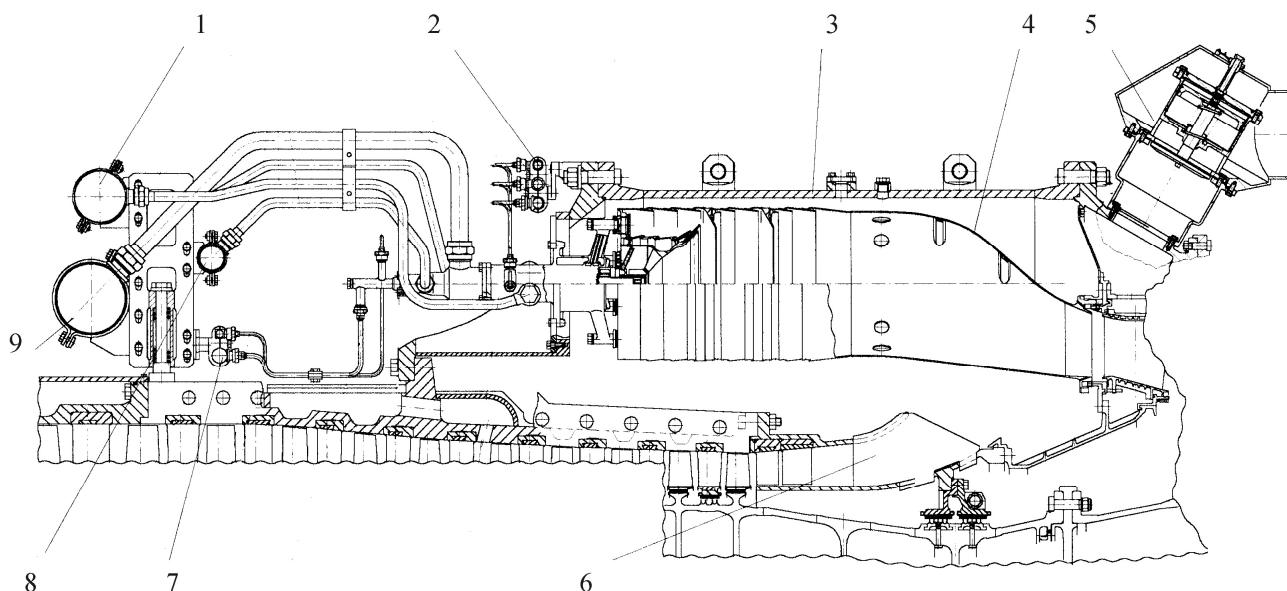


Рис. 1.6. Камера згоряння двигуна ГТД 110:

1 – газовий колектор форсунок пілотної зони; 2 – колектори рідкого палива форсунок пілотної зони; 3 – кожух камери згоряння; 4 – жарова труба; 5 – клапан перепуску повітря; 6 – дифузор; 7 – колектори рідкого палива основної форсунки; 8 – газовий колектор дифузійної зони; 9 – газовий колектор гомогенної зони

Зовнішня стінка жарової труби складається з трьох сегментних частин, поєднаних у циліндр. Кожен сегмент стінки складений з набору сегментних вставок, закріплених на зовнішньому корпусі за допомогою зачепів і заклепок.

У центрі головної частини жарової труби розташовується двоярусний завихровач. Внутрішній ярус складається з лопаткового осерадіального

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

завихровича з передкамерою, який має 12 лопаток. Зовнішній ярус складається з лопаткового осерадіального завихровича, який також має 12 лопаток. Двоярусний завихрович має 12 трубок підведення газоподібного палива.

Змішувач жарової труби виконаний у вигляді конфузорного (за газом) патрубка із конвективною і конвективно-загороджувальною системою охолодження. Роботу конвективної системи охолодження забезпечує повітря, що виходить з осерадіального дифузора 6, при обтіканні змішувача по поверхні з боку внутрішнього діаметра камери згоряння та бічних поверхонь.

Обойма жарової труби забезпечує газотітне телескопічне поєднання жарової труби з одним сопловим апаратом турбіни по чотирьох поверхнях. Крім закріплення жарової труби в сопловому апараті кожна жарова труба в районі головної частини кріпиться до силового корпусу двома фіксаторами.

Паливні форсунки – комбіновані, для подачі газоподібного і рідкого палива. Для запалення палива при запуску в камері згоряння передбачені плазмові запалювачі – два для газоподібного палива та два для рідкого палива.

Кожух 3 обмежує кільцевий канал камери згоряння за зовнішнім діаметром і є елементом силової схеми двигуна. На ньому є місця для встановлювання запалювачів. Кожух складається з двох частин і має горизонтальне рознімання, яке складається з фланцевого сполучення і стяжної планки.

Турбіна двигуна (рис. 1.7) – осьова, чотирьохступінчаста, складається із соплових апаратів зі своїми зовнішніми корпусами 8, ротора 5, опорного вінця 6. Корпус турбіни має тільки вертикальні рознімання, корпус соплового апарата 2-го ступеня має горизонтальне рознімання, яке забезпечує можливість демонтажу та заміни робочих лопаток 1-го і 2-го ступенів та соплових лопаток 2-го ступеня без розбирання інших корпусів двигуна.

Соплові апарати 1-3-го ступенів та робочі лопатки 1-го і 2-го ступенів – охолоджувані. Сопловий апарат 1-го ступеня має конвективно-плівкове охолодження вторинним повітрям. Охолодження соплових апаратів 2-го і 3-го

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ступенів – конвективне, кондиціонованим повітрям, яке відібране після компресора.

Ротор турбіни у поєднанні з ротором компресора становить одне ціле – ротор двигуна.

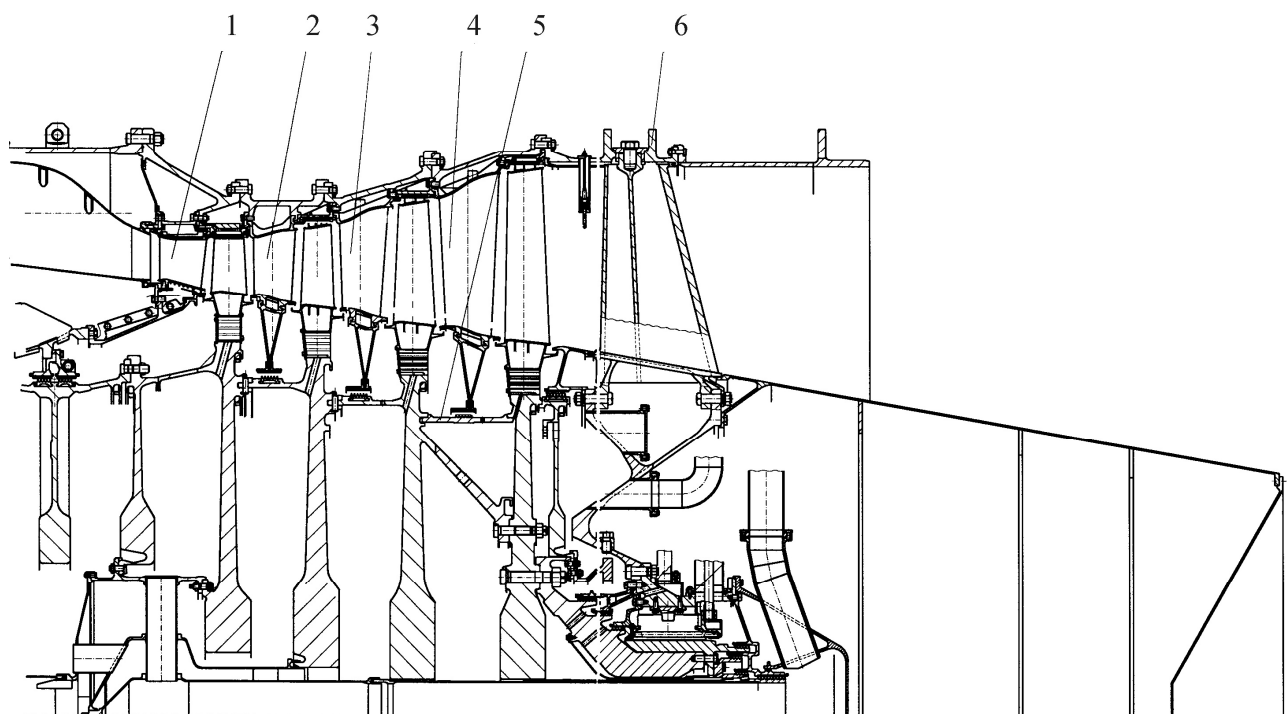


Рис. 1.7. Турбіна двигуна ГТД 110:

1 – сопловий апарат 1-го ступеня; 2 – сопловий апарат 2-го ступеня; 3 – сопловий апарат 3-го ступеня; 4 – сопловий апарат 4-го ступеня; 5 – ротор турбіни; 6 – опорний вінець

Диски перших трьох ступенів турбіни з'єднані електронно-променевим зварюванням. Диск 4-го ступеня через конічний перехідник приєднаний болтами. Ротор через цапфу, що кріпиться до диска 4-го ступеня болтами, і втулку спирається через колодки опорного підшипника на статор. На роторі з боку диска 4-го ступеня націплений диск, що несе лабіринтові вставки для організації розвантажувальної порожнини. З боку диска 1-го ступеня на ротор націплений проміжний диск, який забезпечує підведення охолодного повітря і несе частину барабана ротора. Усередині ротора закріплені кожухи, що забезпечують підведення охолодного повітря до робочих лопаток та дисків.

Робочі лопатки 1-го ступеня – литі, з конвективним охолодженням, без

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

бандажної полиці. Робочі лопатки інших ступенів обандажені.

В опорному вінці турбіни розміщений опорний підшипник ковзання, який складається з п'яти самовстановлювальних колодок. Підведення масла здійснюється розбризкуванням через жиклери кільця-колектора на цапфу ротора.

Внутрішній корпус опорного вінця з'єднується з зовнішнім корпусом дванадцятьма стійками, що проходять крізь проточну частину турбіни.

У зовнішньому корпусі опорного вінця встановлені двадцять патрубків для розміщення термопар виміру температури газу на виході з турбіни. У районі горизонтальної площини розташовані дві опори для встановлювання двигуна на раму. У конструкції опор передбачені цапфи для підйому двигуна краном.

Кріплення двигуна до рами здійснюється однією передньою та двома задніми опорами. Передня опора нерухома і являє собою жорсткий лист із ребрами, який кріпиться до фланця переднього корпуса компресора і до тумби рами. Задні опори кріпляться до цапфи опорного вінця турбіни і складаються з гнучких листів, встановлених в два яруси у взаємно перпендикулярних площинах.

На бічній поверхні рами є чотири висувних рими для підйому двигуна на рамі з кожухом. При транспортуванні рими вводяться усередину рами, щоб не виходити за транспортний габарит.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ
ТА СХЕМИ ГТА

2.1. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

Для генерації електричного струму на блочній електростанції потужністю 110 МВт доцільно прийняти газотурбінний агрегат, виконаний за простим термодинамічним циклом. Це пояснюється такими перевагами ГТА данного типу:

- невеликими масою та розмірами;
- невеликими витратами на монтаж і обслуговування;
- високою маневреністю.

Компактність і невелика маса газотурбінних агрегатів простого термодинамічного циклу дозволяє здійснювати їхню повну збірку і випробовування на турбінному заводі з наступною доставкою у вигляді єдиного модуля до місця призначення залізничним, автодорожнім або повітряним транспортом.

Парові турбіни та газотурбінні агрегати з утилізацією тепла поставляються численними вузлами і деталями, монтаж як їх самих, так і численного допоміжного устаткування і зв'язків між ними займає у кілька разів більше часу, ніж для ГТА простого циклу.

Обслуговування газотурбінних агрегатів простого циклу істотно простіше, ніж парових турбін та газотурбінних агрегатів з утилізацією тепла. В енергетичній установці з ГТА простого циклу відсутні або спрощені кілька систем, що вимагають постійного спостереження. Деякі елементи (наприклад, паливна апаратура, форсунки, органи керування і т. п.) хоча і складніше (ніж в паротурбінних установках), але вимагають меншого догляду.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ 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.2.1 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

					142.2237ст.03.КР	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 $\pi_k i$, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

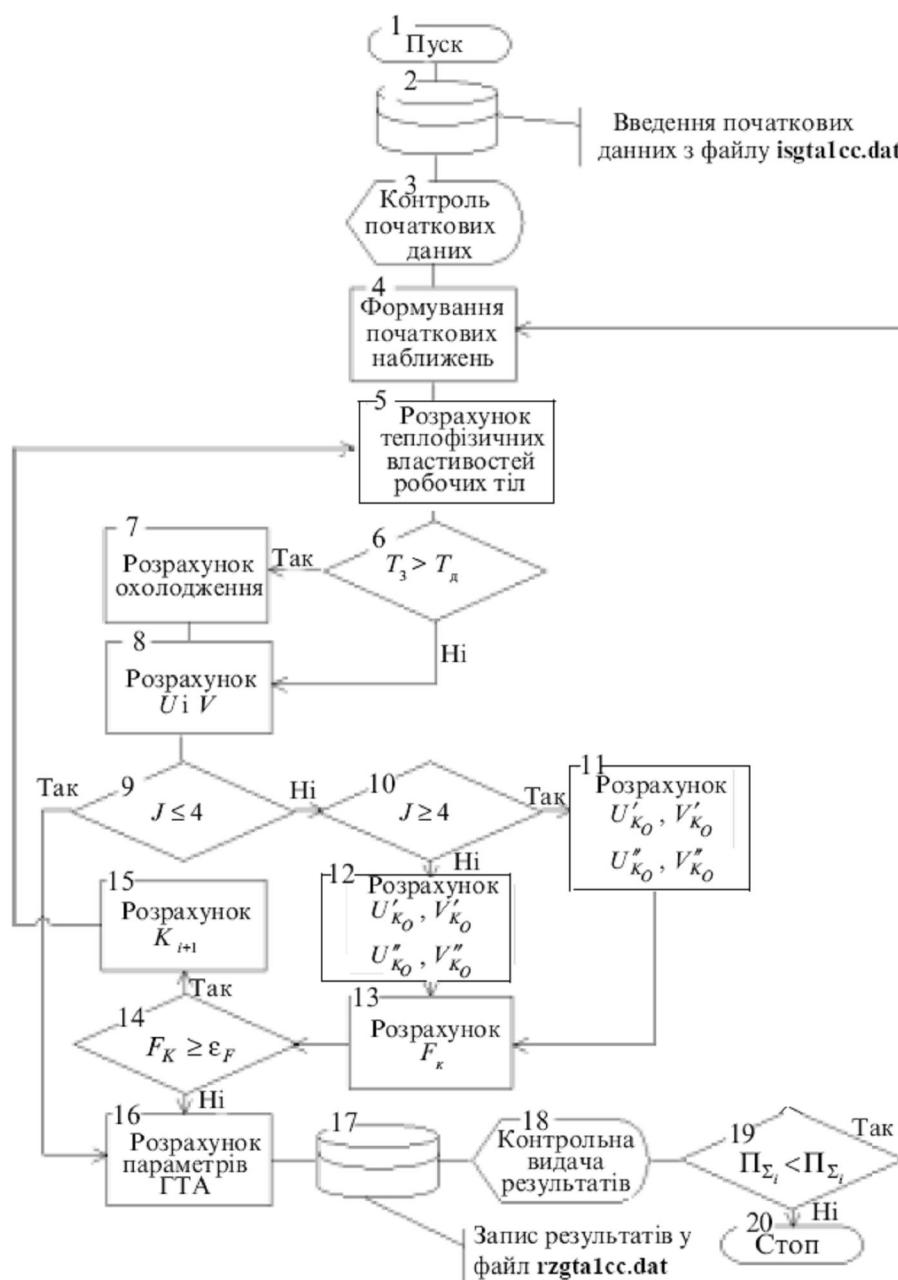


Рис.2.1. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 2.1

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_{kznp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	U_{ynz}	—
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	$\eta_{кз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	—
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_t}	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	—
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nt}	—

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.2.1.

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.2.1. 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.2.2.

Таблиця 2.2

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною, К	1500
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	0,980
КВПТ для переходника між компресорами	1,000
КВПТ для камери згоряння	0,950
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.2.2 та рис.2.3) –

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 $\pi_k = 27$: $\eta_{e \text{ max}} = 0,3763$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 283 \text{ кВт/(кг/с)}$. Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 15$, якій відповідає $\eta_{e. \text{роз}} = 0,3530$ та $N_{\text{пит}} = 319 \text{ кВт/(кг/с)}$.

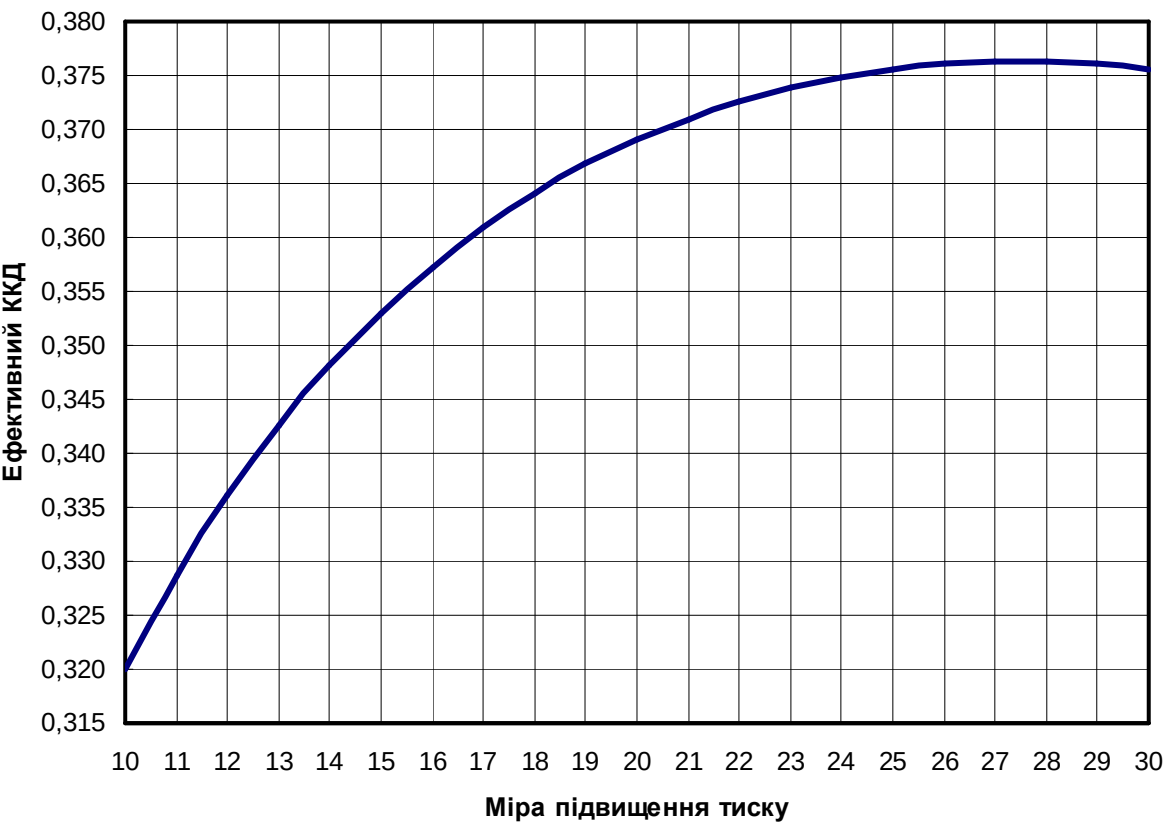


Рис.2.2. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

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

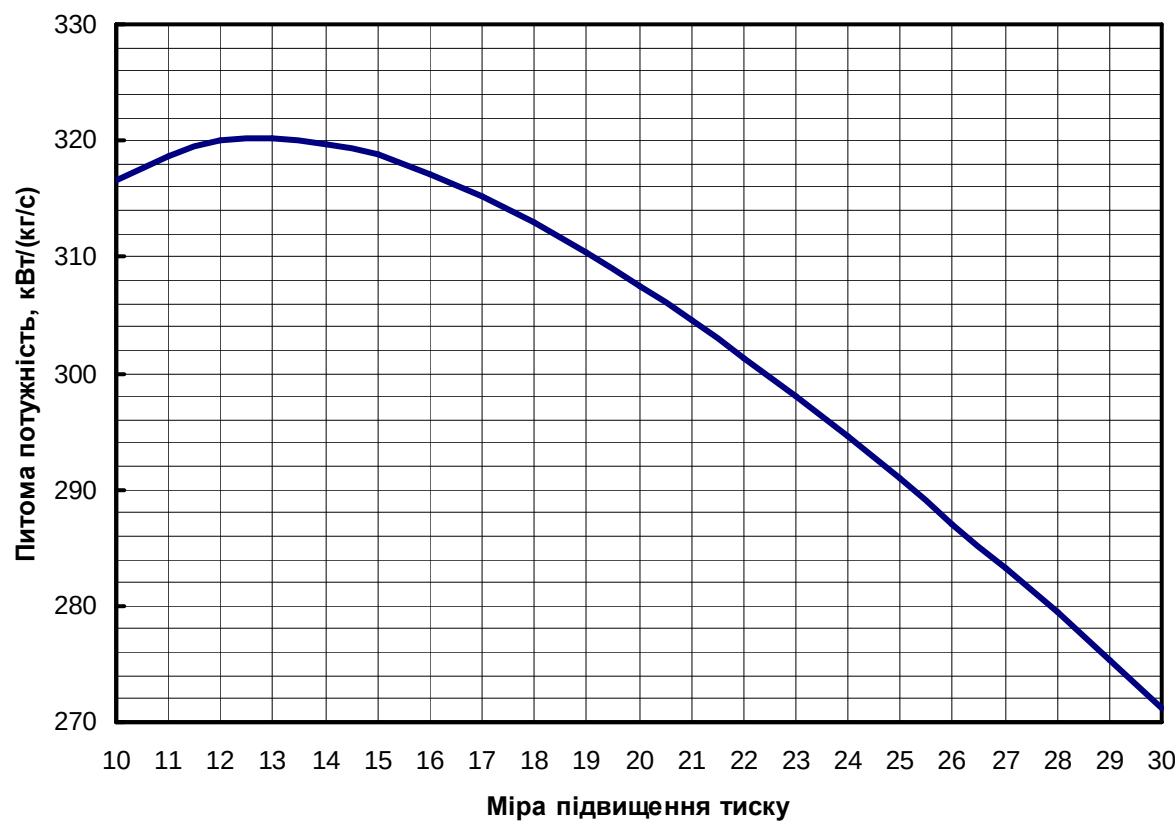


Рис.2.3. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Lichman D.O.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1500.0
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 СТОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	8.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	32.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	1.0000
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
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
8.0	0.29749	307.3	0.000	0.000	552.5	977.5	0.000	3.9	0.0640	2.58
9.0	0.30965	312.9	0.000	0.000	572.5	952.5	0.000	3.9	0.0658	2.62
10.0	0.31991	316.6	0.000	0.000	590.8	930.4	0.000	3.9	0.0676	2.67
11.0	0.32863	318.9	0.000	0.000	607.9	910.8	0.000	3.9	0.0694	2.72
12.0	0.33612	320.0	0.000	0.000	623.9	893.2	0.000	3.9	0.0713	2.77
13.0	0.34258	320.2	0.000	0.000	638.8	877.3	0.000	3.9	0.0731	2.81
14.0	0.34817	319.7	0.000	0.000	653.0	862.7	0.000	3.9	0.0749	2.86
15.0	0.35303	318.7	0.000	0.000	666.3	849.3	0.000	3.9	0.0768	2.90
16.0	0.35724	317.1	0.000	0.000	679.1	836.9	0.000	3.9	0.0787	2.94
17.0	0.36089	315.2	0.000	0.000	691.2	825.4	0.000	3.9	0.0806	2.99
18.0	0.36405	312.9	0.000	0.000	702.8	814.7	0.000	3.9	0.0826	3.03
19.0	0.36676	310.4	0.000	0.000	713.9	804.6	0.000	3.9	0.0846	3.07
20.0	0.36906	307.5	0.000	0.000	724.6	795.2	0.000	3.9	0.0866	3.11
21.0	0.37100	304.5	0.000	0.000	734.8	786.3	0.000	3.9	0.0887	3.15
22.0	0.37261	301.3	0.000	0.000	744.7	777.9	0.000	3.9	0.0908	3.19
23.0	0.37390	298.0	0.000	0.000	754.3	769.9	0.000	3.9	0.0929	3.23
24.0	0.37489	294.5	0.000	0.000	763.5	762.3	0.000	3.9	0.0951	3.27
25.0	0.37562	290.9	0.000	0.000	772.5	755.1	0.000	3.9	0.0973	3.31
26.0	0.37608	287.1	0.000	0.000	781.2	748.3	0.000	3.9	0.0996	3.34
27.0	0.37629	283.3	0.000	0.000	789.6	741.7	0.000	3.9	0.1019	3.38
28.0	0.37627	279.4	0.000	0.000	797.8	735.4	0.000	3.9	0.1043	3.42
29.0	0.37602	275.3	0.000	0.000	805.7	729.4	0.000	3.9	0.1068	3.46
30.0	0.37554	271.2	0.000	0.000	813.5	723.6	0.000	3.9	0.1093	3.50
31.0	0.37485	267.0	0.000	0.000	821.0	718.1	0.000	3.9	0.1119	3.53
32.0	0.37394	262.8	0.000	0.000	828.4	712.7	0.000	3.9	0.1146	3.57

					142.2237ст.03.КР					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ 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.

Цикл на тепловій діаграмі, відповідний проектуємому газотурбінному агрегату, наведений на рис. 2.4.

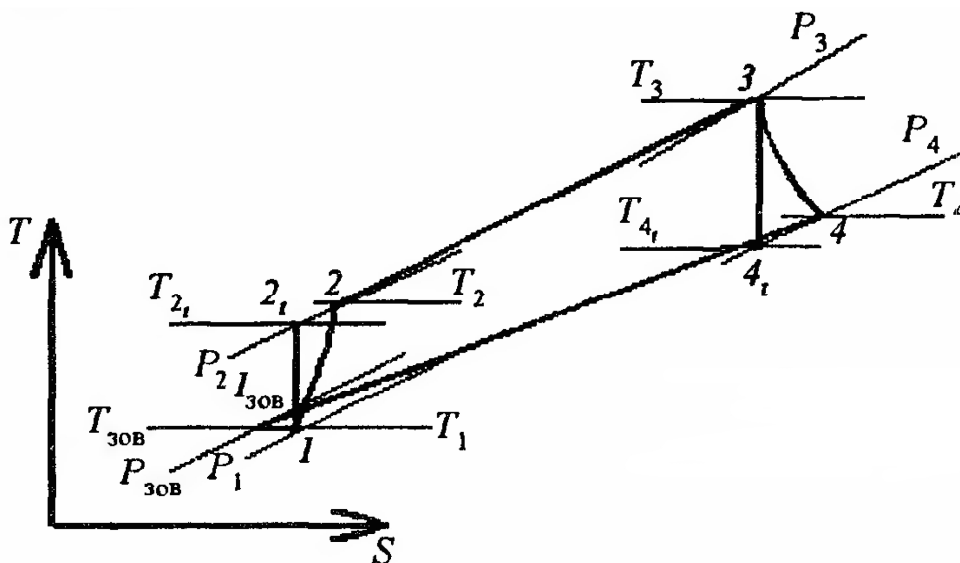


Рис. 2.4. Термодинамічний цикл проектуємого газотурбінного агрегата

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 110 000 кВт, початкова температура газу – 1500 К, базовий двигун – ГТД 110. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 15.

Результати розрахунків зведено до табл. 2.3.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{к\Sigma}$	Приймається [1]	15	
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1500	
3. Температура зовнішнього повітря $T_{зов}$, К	Приймається [1]	288	
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{зов}$, МПа	Приймається [1]	0,1013	
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [1]	1080	
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [1]	0,900	
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [1]	0,990	
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{вх}$	Приймається [1]	0,980	
9. КВПТ у переходнику компресора v_k	Приймається [1]	1,0	
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [1]	0,950	
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]	0,980	
18. Внутрішній ККД редуктора η_p	Приймається [1]	1,0	
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	

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
22.Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [1]	17,18	
23.Потужність ГТА на клеммах генератора N_e , кВт	Задається завданням	110 000	
24. Міра підвищення тиску в 2-й частині компресора π_{k2}	Приймається [1]	4,00	
25. Міра підвищення тиску в 1-й частині компресора π_{k1}	$\pi_{k\Sigma} / \pi_{k2}$	3,75	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,400	
27. Адіабатичний ККД 1-й частини компресора η_{k1}	$\frac{\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}\eta_{ак}-1}{k_{п1}}}}$	0,8791	0,8792
28. Дійсний підігрів повітря в 1-й частині компресора ΔT_{k1} , К	$\frac{T_1(\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{k1}}$	159,2	158,2
29. Температура повітря за 1-ою частиною компресора $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{k1}$	447,2	446,2
30.Середня температура процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $T_{сер.k1}$, К	$T_{зov} + \frac{\Delta T_{k1} \cdot \eta_{k1}}{2}$	358,0	357,5
31.Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.k1})$	1,0099	1,0098
32.Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,3970	1,3971
33. Тиск повітря на вході в 1-й частині компресора P_1 , МПа	$P_{зov} \cdot v_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з 1-й частині компресора $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{k1}$	0,3991	

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,3800	1,3784
35. Адіабатичний ККД 2-й частини компресора $\eta_{к2}$	$\frac{\pi^{\frac{k_{к2}-1}{k_{к2}}} - 1}{\pi^{\frac{k_{к2}-1}{k_{к2} \eta_{к2}}} - 1}$	0,8811	0,8812
36. Дійсний підігрів повітря в 2-й частині компресора $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi^{\frac{k_{к2}-1}{k_{к2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	218,8	217,5
37. Температура повітря за 2-й частиною компресора T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	665,9	663,7
38. Середня температура процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	543,6	542,0
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,0456	1,0453
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $k_{п2}$	$\frac{c_{п2}}{c_{п2} - R_{п}}$	1,3784	1,3785
41. Тиск повітря на вході в 2-й частині компресора $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot v_{к}$	0,3991	
42. Тиск повітря на виході з 2-ої частини компресора P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	1,467	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{p\Gamma_{\alpha=1}} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,2831	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{п1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,1133	

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{pн} _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.кз}^{вх})$	1,0331	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{pн} _{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{pн} _{293}^{T_2}(T_2 - 293)}{Q_p^n \cdot \eta_{кз} - [c_{pга=1} _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pн} _{293}^{T_3} \cdot L_0] \cdot (T_3 - 293)}$	0,0211	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	2,759	
48. Тиск на виході з КЗ P_2 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{кз}$	1,408	
49. Число рядів охолоджуваних вінців турбін $n_{ох1}$	Приймається [1]	4	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T_3 - T_d \leq 100$ 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 $g_{ох}$	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ох1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ох})} \left(\frac{T_3}{T_{ох}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t1}$	0,1144	
54. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$	$\alpha_{к2} - g_{ох} - 0,011$	0,8746	
55. Коефіцієнт витрати газу для турбіни β_t	$(\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}} \cdot \alpha_{кз}) + g_{ох} + 0,014$	1,0194	
56. Коефіцієнт витрати газу для газовідводу $\beta_{зв}$	$\beta_t + 0,006$	1,0254	
57. Середня температура процесу розширення у турбіні $T_{сер.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,9(\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2})}{2 \cdot \eta_{т1}}$	1147,1	

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
58. Середня теплоємність газу для процесу розширення у турбіні c_{pg1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1}, \alpha)$	1,236	
59. Показник ізоентропи для процесу розширення у турбіні $k_{г1}$	$\frac{c_{pg1}}{c_{pg1} - R_{г}}$	1,3025	
60. Температурний перепад у турбіні $\Delta T_{г}$, К	$T_3(1 - \frac{1}{\pi_{г}^{\frac{1}{k_{г1}-1}}})\eta_{г}$	677,7	
61. Міра розширення газу у турбіні $\pi_{г}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{г}}{T_3 \cdot \eta_{г} - \Delta T_{г}} \right)^{\frac{k_{г1}}{k_{г1}-1}}$	13,69	
62. Тиск газу перед турбіною P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{кз}$	1,408	
63. Тиск газу за турбіною P_4 , МПа	$\frac{P_3}{\pi_{г1}}$	0,1034	
64. Температура газу за турбіною T_4 , К	$T_3 - \Delta T_{г}$	805,0	
65. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pg} \cdot \Delta T_{г} \cdot \beta_{г} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{м}$	319,0	
66. ККД електрогенератора $\eta_{г}$	Береться	0,985	
67. Приведена витрата повітря через 1-й частина компресора $G_{к1п}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p \cdot \eta_{г}}$	350,1	
68. Витрата повітря через 1-у частину компресора $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1п} \cdot v_{вх}$	343,1	
69. Витрата повітря через 2-й частина компресора $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	344,8	
70. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	300,1	
71. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	22296	

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
72. Витрата газу через турбіну G_T , кг/с	$\beta_t \cdot G_{k2}$	351,5	
73. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата турбін G_{ox} , кг/с	$G_{k1} \cdot g_{ox}$	39,25	
74. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{k1}$	357,0	
75. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{200}} / N_e$	0,203	
76. ККД ГТА на клемі генератора η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,355	

РОЗДІЛ 3

ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

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.

3.1. Визначення габаритних розмірів осьового компресора

Вихідними даними, необхідними для оцінки габаритів компресора, є дані, отримані на етапі детального теплового розрахунку на режимі повної потужності. Вони наведені в табл. 3.1.

Для збільшення висоти лопаток останнього ступеня компресора приймемо компресор ламаної форми, де перші сім ступенів будуть з постійним зовнішнім діаметром ($D_n = \text{const}$), а останні вісім – з постійним внутрішнім діаметром ($D_b = \text{const}$) (рис.3.1).

Розрахунок першої та другої частин компресора будемо проводити послідовно. Результати розрахунку наведені в табл. 3.2 та 3.3.

Підпис та дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис та дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	142.2237ст.03.КР	Арк.

Вихідні дані для габаритного розрахунку компресора

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	15
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	343,1
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	663,7
5. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0993
6. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	1,467
7. Показник адіабати процесу	k_b	—	1,396
8. Середня теплоємність повітря	$c_{pв}$	кДж/(кг·К)	1,0331
9. Газова стала повітря	R_b	кДж/(кг·К)	0,287

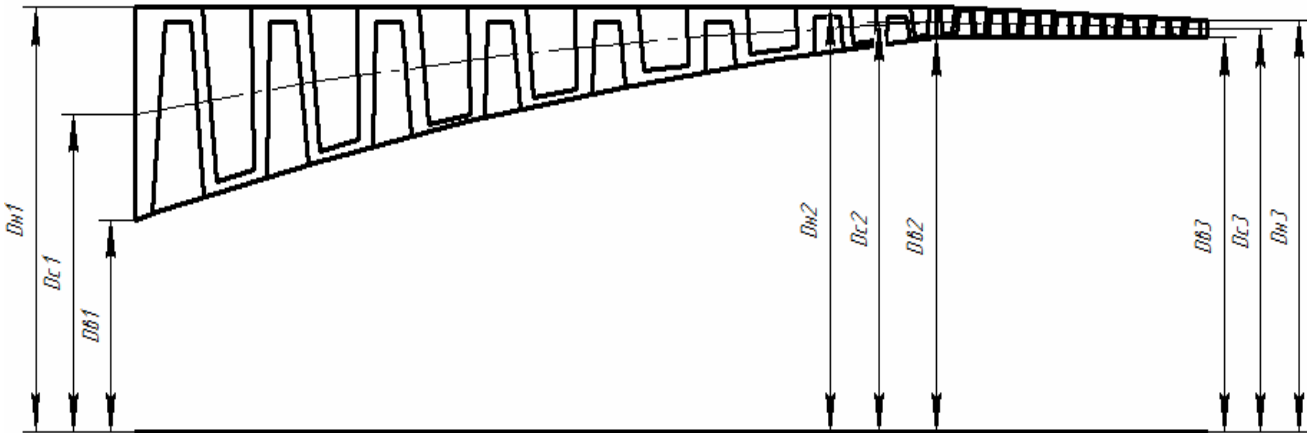


Рис. 3.1. Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

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.
Зм.				
Лист	№ докум.	Підпис	Дата	142.2237ст.03.КР
				Арк.

Розрахунок першої частини компресора

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Міра підвищення тиску в першій частині компресора $\pi_{к1}$	Прийнято	4,0
2. Тиск повітря на вході в першу частину компресора $P_1, \text{МПа}$	Табл. 1.5	0,0993
3. Тиск повітря на виході з першої частини компресора $P_2, \text{МПа}$	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,3991
4. Витрата повітря на вході у першу частину компресора $G_K, \text{кг/с}$	Табл. 1.5	343,1
5. Температура повітря на вході в першу частину компресора $T_1, \text{К}$	Табл. 1.5	288,0
6. ККД елементарного ступеня осьового компресора $\eta_{ак}$	Табл. 1.4	0,900
7. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	У першому наближенні приймається 1,40	1,40
8. ККД першої частини компресора $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}\eta_{ак}-1}{k_{п1}}}}$	0,8792
9. Дійсний підігрів повітря в 1-й частині компресора $\Delta T_{к1}, \text{К}$	$T_1 \left(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{к1}}$	158,2
10. Температура повітря за першою частиною компресора $T_{2,1}, \text{К}$	$T_1 + \Delta T_{к1}$	446,2
11. Середня температура процесу в 1-й частині компресора $T_{сер.к1}, \text{К}$	$0,5(T_1 + T_{2,1})$	367,1
12. Теплоємність повітря для процесу в першій частині компресора $c_{pп1} = f(T_{сер.к1})$, кДж/(кг·К)	За таблицею 5Д [5]	1,0098

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	142.2237ст.03.КР	Арк.

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

Підпис та дата	Підпис та дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис та дата	Підпис та дата	Інв. № подл.	першого ступеня $n_{k1}, об/хв$	33. Частота обертання ротора компресора $n_k, об/хв$	Приймаємо	3000
							34. Напруження розтягу у кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня $\sigma_{k1}, Па$	$9,8 \cdot \frac{\rho_{m_k}}{7850} n_k^2 F_1$	$109 \cdot 10^6$	
							35. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц1}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k1}} \geq 1,6 \dots 2,0$	8,94	
							36. Осьова швидкість на виході з першої частини компресора $C_{a2}, м/с$	$(0,9 \dots 1,0) C_{a1}$	126	
							37. Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{2 \frac{k_{п2}}{k_{п2} + 1} R_{п} T_2}}$	0,326	
							38. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_{п2} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{п2} - 1}{k_{п2} + 1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{п2} - 1}}$	0,492	
							142.2237ст.03.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № подл.	розрахункового ступеня $D_{зс}$	$D_{з_2} = D_{зс}$	1,800
					47. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{вс}$	$D_{вс} = \sqrt{D_{нс}^2 + \frac{4 \cdot F_{сн}}{\pi}}$	1,148
					48. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{сс}$	$\frac{D_{зс} + D_{вс}}{2}$	1,474
					49. Висота робочих лопаток середньої розрахункової ступені $l_{кс}, м$	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$	0,326
					50. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $\vartheta_{лк}$	$\frac{D_{с}}{l_{пк}}$	4,520
					51. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\bar{L}_{стк}$	$0,87353 + 0,02604 \vartheta_{пк} + 0,00092 \vartheta_{пк}^2 + 0,00004 \vartheta_{пк}^3$	1,0137
Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № подл.	52. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{стк}$	$l_{кс} \bar{L}_{стк}$	0,331
					142.2237ст.03.КР		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
39. Кільцева площа вихідного перерізу $F_2, м^2$	$\frac{G_K \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{п_2}}{R_{п_2}} \left(\frac{2}{k_{п_2} + 1} \right)^{\frac{k_{п_2} + 1}{k_{п_2} - 1}} P_2 q \left(\lambda_{c_{a_2}} \right)}}$	0,883
40.Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{з_2}, м$	$D_{н_2} = D_{н}$	1,800
41. Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{в_2}, м$	$D_{в_2} = \sqrt{D_{н_2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	1,455
42. Середній діаметр вихідного перерізу $D_{ср_2}, м$	$\frac{D_{з_2} + D_{в_2}}{2}$	1,628
43. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{к_2}, м$	$\frac{D_{з_2} - D_{в_2}}{2}$	0,173
44. Число ступенів першої частини компресора Z_K	$\text{ціле} \frac{lg \pi_K}{lg \pi_{ст_K}}$	7
45. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{с_K}$	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	1,511
46. Зовнішній діаметр середньої розрахункового ступеня $D_{з_с}$	$D_{з_2} = D_{з_с}$	1,800
47. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{в_с}$	$D_{в_с} = \sqrt{D_{н_с}^2 + \frac{4 \cdot F_{с_K}}{\pi}}$	1,148
48. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{с_с}$	$\frac{D_{з_с} + D_{в_с}}{2}$	1,474
49. Висота робочих лопаток середньої розрахункової ступені $l_{к_с}, м$	$\frac{D_{з_с} - D_{в_с}}{2}$	0,326
50. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $\vartheta_{л_K}$	$\frac{D_{с_с}}{l_{п_K}}$	4,520
51. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\bar{L}_{ст_K}$	$0,87353 + 0,02604 \vartheta_{л_K} + 0,00092 \vartheta_{л_K}^2 + 0,00004 \vartheta_{л_K}^3$	1,0137
52. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{ст_K}$	$l_{к_с} \bar{L}_{ст_K}$	0,331

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
53. Осьовий габарит проточної частини першої частини компресора L_k	$L_{ст_k} Z_k$	2,315
54. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}, м$	$0,45 \cdot D_{з1}$	0,810
55. Осьовий розмір вхідного пристрою компресора $L_{в.п.}, м$	$0,16 \cdot D_{з1}$	0,288

Таблиця 3.3

Розрахунок другої частини компресора

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Внутрішній діаметр вхідного перерізу $D_{в2}, м$	З розрахунку першої частини	1,455
2. Зовнішній діаметр на вході $D_{з2}, м$	З розрахунку першої частини	1,800
3. Середній діаметр на вході $D_{с2}, м$	З розрахунку першої частини	1,628
4. Висота робочої лопатки першого ступеня $l_{к1}, м$	З розрахунку першої частини	0,173
5. Частота обертання ротора компресора $n_k, об/хв$	З розрахунку першої частини	3000
6. Кільцева площа вхідного перерізу $F_2, м^2$	З розрахунку першої частини	0,8831
7. Напруження розтягу у кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня $\sigma_{к1}, Па$	$9,8 \cdot \frac{\rho_{m_k}}{7850} n_k^2 F_2$	$45 \cdot 10^6$
8. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{мц1}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{к1}} \geq 1,6 \dots 2,0$	21,3
9. Осьова швидкість на вході $C_{a2}, м/с$	З розрахунку першої частини	126
10. Осьова швидкість на виході $C_{a3}, м/с$	$(0,9 \dots 1,0) C_{a2}$	113,4

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	142.2237ст.03.КР	Арк.

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
11. Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу λ_{Ca_3}	$\frac{C_{a_3}}{\sqrt{2 \frac{k_{n_2}}{k_{n_2} + 1} R_n T_2}}$	0,2406
12. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{Ca_3})$	$\lambda_{Ca_3} \left[\frac{k_{n_2} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{n_2} - 1}{k_{n_2} + 1} \lambda_{Ca_3}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{n_2} - 1}}$	0,3706
13. Кільцева площа вихідного перерізу $F_3, \text{м}^2$	$\frac{G_K \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{n_2}}{R_n} \left(\frac{2}{k_{n_2} + 1} \right)^{\frac{k_{n_2} + 1}{k_{n_2} - 1}} P_2 q(\lambda_{Ca_3})}}$	0,3891
14. Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{B_3}, \text{м}$	$D_{B_3} = D_{B_2}$	1,455
15. Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{B_3}, \text{м}$	$\sqrt{D_{B_3}^2 + \frac{4F_3}{\pi}}$	1,617
16. Середній діаметр вихідного перерізу $D_{cp_3}, \text{м}$	$\frac{D_{B_3} + D_{B_3}}{2}$	1,536
17. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{K_2}, \text{м}$	$\frac{D_{B_3} - D_{B_3}}{2}$	0,081
18. Число ступенів другої частини компресора Z_K	$\text{ціле} \frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{CTK}}$	8
19. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CK}	$\frac{F_3 + F_2}{2}$	0,636
20. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені D_{B_c}	$D_{B_3} = D_{B_c}$	1,455
21. Зовнішній діаметр середньої розрахункової ступені D_{B_c}	$D_{B_c} = \sqrt{D_{B_c}^2 + \frac{4 \cdot F_{CK}}{\pi}}$	1,711
22. Середній діаметр середньої розрахункової ступені D_{c_c}	$\frac{D_{B_c} + D_{B_c}}{2}$	1,583
23. Висота робочої лопаток середньої розрахункової ступені $l_{K_c}, \text{м}$	$\frac{D_{B_c} - D_{B_c}}{2}$	0,128
24. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені L_{CTK}	$l_{K_c} \bar{L}_{CTK}$	0,1807

142.2237ст.03.КР

Арк.

Зм. Лист № докум. Підпис Дата

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
25. Осьовий габарит проточної частини другої частини компресора L_K	$L_{стк} Z_K$	1,445

3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння

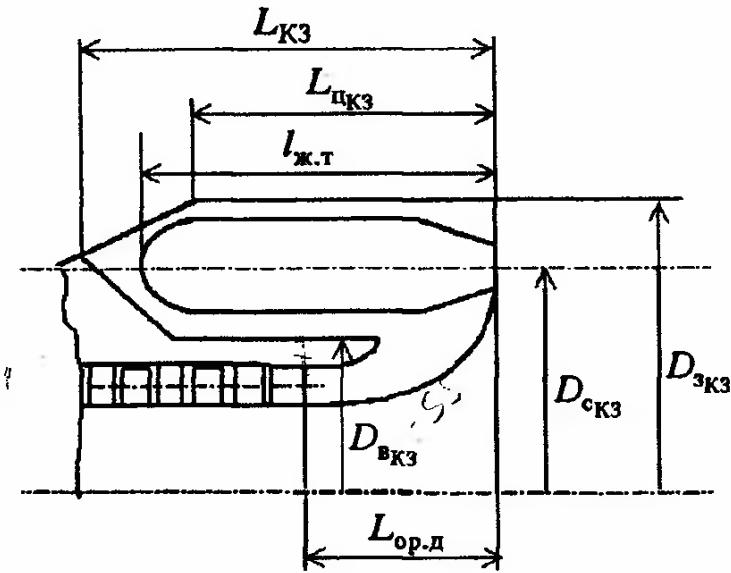


Рис. 3.2. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

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 осерядіальному дифузорі і кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180° при вході в жарову трубу через фронтний 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

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис та дата	Інв. № подл.	142.2237ст.03.КР					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 300,1$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 22\,296$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 344,8$ 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.3.2, результати розрахунку зведені до табл.3.4.

Таблиця 3.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,467 \cdot 10^6$				
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	$(G_{пал.год} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,8751				
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	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0624	0,0546	0,0486	0,0437	0,0397
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,45				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,306	0,296	0,288	0,285	0,276
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	1,047	1,019	0,995	0,982	0,957

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

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{\text{ж.т.}}$	0,032	0,031	0,030	0,029	0,028
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{\text{кз}}$, м	$\frac{d_{\text{ж.т.}} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{\text{ж.т.}}}}$	1,915	2,017	2,114	2,184	2,201
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_{Γ}	Приймається (1.10...1.25)	1,20				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{\text{пл}}$, кг/с	$(G_{\text{нал}_{\text{зоо}}} \cdot \alpha_{\Gamma} \cdot L_0) / 3600$	126,1				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{\text{в.п.}}$, кг/с	$G_{\text{нал}_{\text{диф}}} - G_{\text{пл}}$	163,9				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кзж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	1,212	1,235	1,257	1,273	1,295
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{\text{кзж.т.}}$	2,667	2,717	2,765	2,800	2,849
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{зкз}}$, м	$D_{\text{скз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{скз}}}$	2,351	2,439	2,524	2,592	2,690
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{вкз}}$, м	$D_{\text{скз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{скз}}}$	1,479	1,595	1,704	1,806	1,909
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0,35 \cdot D_{\text{с2}_{\text{квм}}}$	0,614				
20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	1,204	1,172	1,144	1,129	1,101

Приймаємо число жарових труб $n_{ж.т.} = 20$.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. Визначення габаритних розмірів осьової турбіни

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

- витрата газу $G_T = 351,5$ кг/с;
- витрата повітря на охолодження лопаткового апарата $G_{ox} = 39,25$ кг/с;
- температура газу перед турбіною $T_3 = 1500$ К;
- температура газу за турбіною $T_4 = 805$ К;
- тиск газу перед турбіною $P_3 = 1,408$ 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. 3.3.

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.

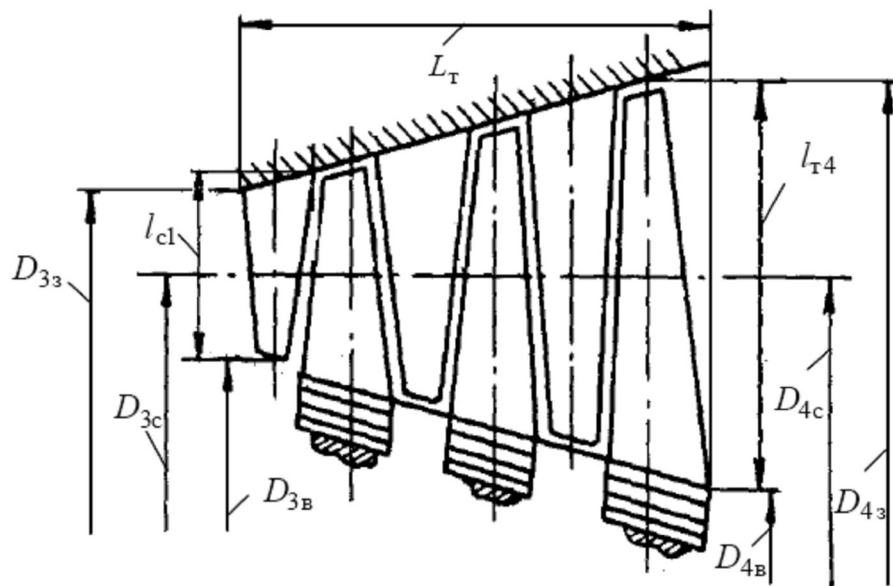


Рис. 3.3. Розрахункова схема турбіни ГТД

Результати габаритного розрахунку турбіни зведені до табл. 3.5.

Інв. № подл.	Підпис та дата				
	Взам. інв. №				
	Інв. № дубл.				
	Підпис та дата				
142.2237ст.03.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.

проточної частини з постійним середнім діаметром.

Рис. 3.3. Розрахункова схема турбіни ГТД

Результати габаритного розрахунку турбіни зведені до табл. 3.5.

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 3.5

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Число ступенів турбіни z_T	$\text{Ціле} \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , Дж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p_2} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	$9,59 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	23
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається [5]	0,03
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,235
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	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	589,7
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,315
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,887
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	16

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	142.2237ст.03.КР	Арк.

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

Арк.

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

Підпис та дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	$D_{3c} = D_{Cc} + \frac{r_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$					2,617				
			43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тс}$, м					$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,434			
			44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тс}$					$D_{cc} / l_{тс}$	5,04			
			45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$					$0,23065 + 0,05899 v_{тс} + 0,00331 v_{тс}^2 + 0,00003 v_{тс}^3$	0,608			
			46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$, м					$l_{тс} \cdot \bar{L}_{стт}$	1,054			
			47. Осьовий габарит проточної частини $L_{т}$, м					$L_{стт} \cdot z_{т}$	0,785			
Підпис та дата	Інв. № подл.	Ескіз поздовжнього перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.3.4. Компоновочна схема спроектованого газотурбінного двигуна наведена на кресленні 142.2237ст.03.01.ДР.										
							142.2237ст.03.КР					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата								

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	2,184
	$D_{с4} = D_{с3}$	
	$D_{в4} = D_{с4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{с4}}$	1,460
	$D_{з4} = D_{с4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{с4}}$	2,907
39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{т4}, м$	$(D_{з4} - D_{в4}) / 2$	0,724
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня $v_{т4}$	$D_{4с} / l_{т4}$	3,02
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}, м2$	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	2,974
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	$D_{сс} = D_{зс}$	2,184
	$D_{вс} = D_{сс} - \frac{F_{см}}{\pi \cdot D_{сс}}$	1,750
	$D_{зс} = D_{сс} + \frac{F_{см}}{\pi \cdot D_{сс}}$	2,617
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тс}, м$	$(D_{зс} - D_{вс}) / 2$	0,434
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тс}$	$D_{сс} / l_{тс}$	5,04
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899 v_{тс} + 0,0033 l v_{тс}^2 + 0,00003 v_{тс}^3$	0,608
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}, м$	$l_{тс} \cdot \bar{L}_{стт}$	1,054
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{т}, м$	$L_{стт} \cdot z_{т}$	0,785

РОЗДІЛ 4
ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК
ТУРБІННОЇ ЧАСТИНИ ДВИГУНА

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

					142.2237ст.03.КР	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. 4.1, результати розрахунку зведені до табл. 4.2.

Таблиця 4.1

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. 3.5	959			
2. Ізоентропійний теплоперепад одного ступеня Δh_a , кДж/кг	$\frac{\Delta H_a}{4}$	240			
3. Температура газу перед ступенем T_0 , К	Див. розділ 2.3	1500	1314	1144	975
4. Тиск газу перед ступенем p_0 , МПа	Див. розділ 2.3	1,408	0,785	0,404	0,186
5. Середня теплоємність газу для розширення в турбіні C_{pg} , кДж/(кг·К)	Див. п.58 табл.2.3	1,236			
6. Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні k	Див. п.59 табл.2.3	1,303			

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
7. Тиск газу за ступенем p_2 , МПа	$p_0 \cdot \left[1 - \frac{\Delta h_a}{c_{pg} T_0} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	0,785	0,404	0,186	0,1034
8. Задане значення внутрішнього ККД турбіни η_t	Див. розділ 2.3	0,90			
9. Температура газу за ступенем T_2 , К	$T_0 - \frac{\Delta h_a \eta_t}{c_{pg}}$	1314	1144	975	805

Таблиця 4.2

Розрахунок ступенів турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Витрата газу G , кг/с	Див. розділ 2.3	351,5	351,7	351,8	351,8
2. Статичні параметри газу на вході до ступеня:					
тиск p_0 , МПа	Див. табл. 4.1	1,408	0,785	0,404	0,186
температура T_0 , К	Див. табл. 4.1	1500	1314	1144	975
3. Статичні параметри газу на виході зі ступеня:					
тиск p_2 , МПа	Див. табл. 4.1	0,785	0,404	0,186	0,1034
температура T_2 , К	Див. табл. 4.1	1314	1144	975	805
4. Осьова швидкість газу на вході до ступеня c_0 , м/с	Для 2-4-го ступенів: $c_2 \sin \alpha_2$	100	124	146	177
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 2.3	3000			
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		$\sqrt{kRT_0}$	748	707	661	613
10. Число Маха на вході до ступеня M_0		c_0/a_0	0,134	0,175	0,221	0,289
11. Повні параметри газу на вході до ступеня:						
тиск p_0^* , МПа		$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$	1,424	0,801	0,417	0,196
температура T_0^* , К		$T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)$	1487	1320	1153	988
12. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг		$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	$241 \cdot 10^3$	$243 \cdot 10^3$	$246 \cdot 10^3$	$171 \cdot 10^3$
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с		$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	694	697	702	585
14. Віяловість ступеня λ		Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	12,5	8,70	5,70	3,41
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		$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,204	0,257	0,350	0,531
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

					142.2237ст.03.КР		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
19. Найвний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^*(1 - \rho)$	$192 \cdot 10^3$	$181 \cdot 10^3$	$160 \cdot 10^3$	$80 \cdot 10^3$
20. Швидкість виходу газу з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2 \Delta h_{ac}^*}$	601	583	549	389
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha_1'}{2(1 - \rho)}$	0,614	0,653	0,740	0,992
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 1.4.3	2,350	2,350	2,350	2,350
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	369	369	369	369
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1/c_1	0,614	0,633	0,672	0,949
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt}/v_1	1,000	1,032	1,100	1,054
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	$11 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$	$9 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$
27. Статичні параметри газу за сопловою решіткою:					
тиск p_1 , МПа	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	0,892	0,487	0,251	0,147
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1345	1183	1029	925

					142.2237ст.03.КР	Арк.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	2,28	1,41	0,84	0,55
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
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,626	0,608	0,602	0,749
30. Кут виходу газу з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град:					
при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$	α'_1	12	14	16	20
при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	$\arcsin \sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}}$				
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	712	671	627	597
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,843	0,869	0,875	0,651
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,167	0,239	0,376	0,656
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_{п} + \gamma_{к}$, 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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,11	1,72	2,52	3,64
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,150	0,139	0,149	0,180
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,82	2,59	3,29	5,00
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	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_{\pi} + \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_{\pi} - \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}}$	0,103	0,104	0,125	0,139
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,187	0,269	0,411	0,697
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	2,350	2,350	2,350	2,350
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	369	369	369	369
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	12,55	8,74	5,72	3,37
45. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,203	0,256	0,349	0,535
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,3	0,3	0,3	0,9

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
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	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,250	0,226	0,237	0,280
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
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,213	0,192	0,202	0,238
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	35	38	37	31
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	252	242	219	133
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	29,7	35,6	43,7	58,5
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	$\rho \Delta h_a^*$	$49 \cdot 10^3$	$62 \cdot 10^3$	$86 \cdot 10^3$	$91 \cdot 10^3$
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	$81 \cdot 10^3$	$92 \cdot 10^3$	$110 \cdot 10^3$	$100 \cdot 10^3$
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	386	411	451	428

Найменування параметра					Числове значення			
					I	II	III	IV
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг					$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$			
58. Густина газу на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³					$\frac{p_2}{RT_2}$			
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с					$\sqrt{kRT_2}$			
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}					w_2/a_2			
61. Кут виходу газу з робочої решітки β_2 , град					$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$			
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град					$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]			
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м					$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$			
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$					$0,4 \rho + 0,6$			
65. Крок робочої решітки t_p , м					$\bar{t}_p b_p$			
66. Кількість робочих лопаток z_p					$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$			
67. Абсолютна швидкість виходу газу з робочої решітки c_2 , м/с					$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$			
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг					$c_2^2/2$			
69. Кут виходу газу із ступеня α_2 , град					$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$			
70. Колові складові абсолютних швидкостей:								
					142.2237ст.03.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	588	566	528	365
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	- 4	15	46	30
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	$215 \cdot 10^3$	$214 \cdot 10^3$	$211 \cdot 10^3$	$146 \cdot 10^3$
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,895	0,882	0,859	0,854
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:					
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 $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020	—	0,0004	0,0004	0,0004
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	—	1,175	1,175	1,175
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	—	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	—	0,450	0,248	0,096
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д.}$	$\frac{G_{у.д.}}{G} \eta_u$	—	0,0011	0,0006	0,0002
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	0,007

Найменування параметра		Спосіб визначення	Числове значення			
			I	II	III	IV
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a		Береться рівним 0,5	—	0,5	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r		Береться 0,75...0,80	—	0,75	0,75	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z		Залежно від конструкції ущільнення	—	4	3	3
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: $0,75 \delta_r$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$4,3 \cdot 10^{-4}$	$4,3 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{зав}}$		$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0123	0,0043	0,0034	0,0022
79. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³		$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	2,17	1,31	0,75	0,49
80. Коефіцієнт K_τ		Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$		$K_\tau \frac{D_{\text{ср1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0017	0,0010	0,0006	0,0008
82. Внутрішній ККД ступеня η_i		$\eta_u - \xi_{\text{у.д}} - \xi_{\text{зав}} - \xi_{\text{тр}}$	0,881	0,876	0,854	0,850
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг		$\Delta h_a^* \eta_i$	$212 \cdot 10^3$	$213 \cdot 10^3$	$210 \cdot 10^3$	$145 \cdot 10^3$
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт		$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	74564	74856	73987	51158

					142.2237ст.03.КР		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

За результатами розрахунку будуюмо ескіз проточної частини турбіни газотурбінного двигуна та трикутники швидкостей окремих ступенів на середньому діаметрі (рис. 4.1).

Розроблена конструкція турбінної частини двигуна наведена на кресленні 142.2237ст.03.02.ДР.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІННОЇ ЧАСТИНИ ДВИГУНА

Виконуємо проектуємий газотурбінний двигун однокаскадним з двоопорним ротором, із відбиранням потужності з боку компресора. Він складається з осьового багатоступеневого компресора, протитокової трубчасто-кільцевої камери згоряння, осьової турбіни та комунікацій.

Як зразок для проектування обираємо конструкцію **газотурбінного двигуна ГТД 110**, розробка якого здійснювалася підприємством ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна) (див. розділ 1).

Турбіну двигуна виконуємо осьовою, чотирьохступінчастою (рис. 5.1). Вона буде складатися із соплових апаратів зі своїми зовнішніми корпусами 8, ротора 5, опорного вінця 6. Корпус турбіни буде мати тільки вертикальні рознімання, корпус соплового апарата 2-го ступеня матиме горизонтальне рознімання, яке забезпечуватиме можливість демонтажу та заміни робочих лопаток 1-го і 2-го ступенів та соплових лопаток 2-го ступеня без розбирання інших корпусів двигуна.

Соплові апарати 1-3-го ступенів та робочі лопатки 1-го і 2-го ступенів – охолоджувані. Сопловий апарат 1-го ступеня матиме конвективно-плівкове охолодження вторинним повітрям. Охолодження соплових апаратів 2-го і 3-го ступенів – конвективне, кондиціонованим повітрям, яке відібране після компресора.

Диски перших трьох ступенів турбіни з'єднуємо електронно-променевим зварюванням. Диск 4-го ступеня через конічний перехідник приєднуємо болтами. Ротор через цапфу, що кріпиться до диска 4-го ступеня болтами, і втулку спиратиметься через колодки опорного підшипника на статор. На роторі з боку диска 4-го ступеня буде націплений диск, що несе лабіринтові вставки

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

для організації розвантажувальної порожнини. З боку диска 1-го ступеня на ротор націплений проміжний диск, який забезпечує підведення охолодного повітря і нестиме частину барабана ротора. Усередині ротора закріплюємо кожухи, що забезпечують підведення охолодного повітря до робочих лопаток та дисків.

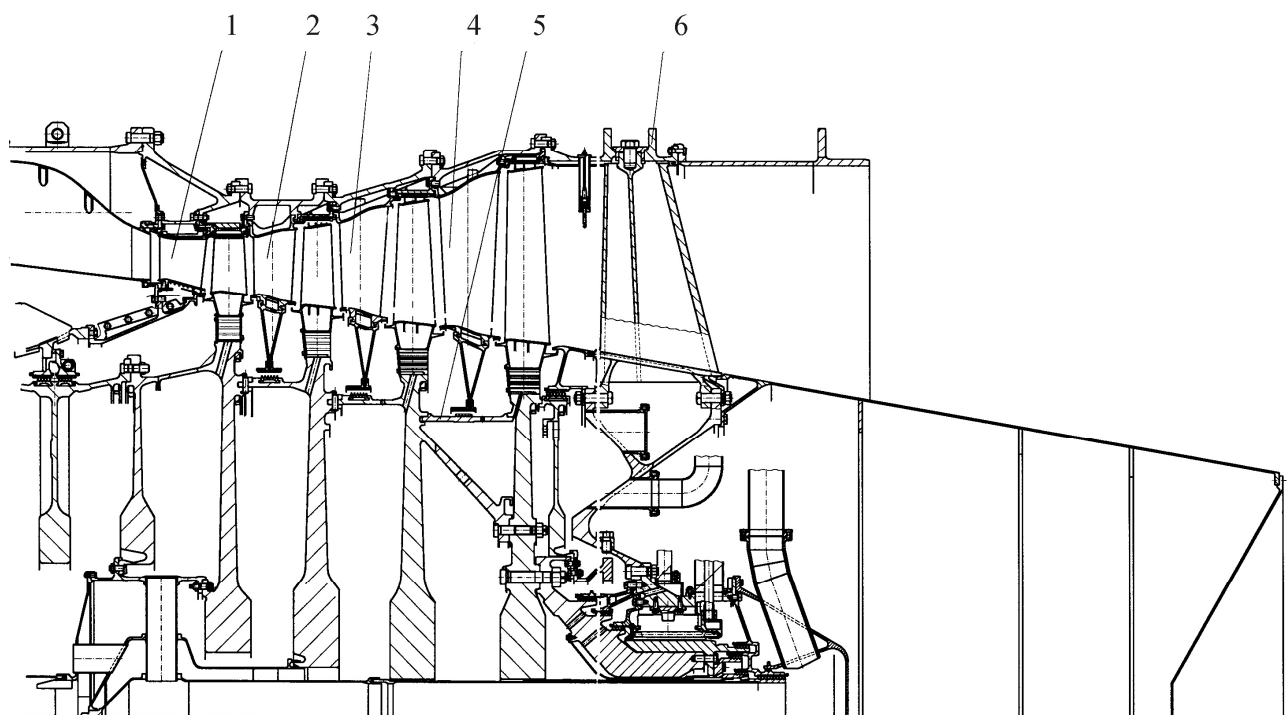


Рис. 5.1. Турбіна проектуемого двигуна:

1 – сопловий апарат 1-го ступеня; 2 – сопловий апарат 2-го ступеня; 3 – сопловий апарат 3-го ступеня; 4 – сопловий апарат 4-го ступеня; 5 – ротор турбіни; 6 – опорний вінець

Робочі лопатки 1-го ступеня виконуємо литими, з конвективним охолодженням, без бандажної полиці. Робочі лопатки інших ступенів обандажені.

В опорному вінці турбіни розміщуємо опорний підшипник ковзання, який складатиметься з п'яти самовстановлювальних колодок. Підведення масла буде здійснюватися розбризкуванням через жиклери кільця-колектора на цапфу ротора.

Внутрішній корпус опорного вінця буде з'єднуватися із зовнішнім корпусом дванадцятьма стійками, що проходять крізь проточну частину

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

турбіни.

У зовнішньому корпусі опорного вінця встановлюємо двадцять патрубків для розміщення термопар виміру температури газу на виході з турбіни. У районі горизонтальної площини розташуємо дві опори для встановлювання двигуна на раму. У конструкції опор передбачаємо цапфи для підйому двигуна краном.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ЧЕТВЕРТОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ

З термогазодинамічного розрахунку турбіни двигуна на середньому діаметрі (див .розділ 4) 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 $l_p = 0,697$ 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 $\psi = 0,96$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл. 5.1.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p);$ для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2};$ для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,827	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
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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
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 $\alpha_{2cp} < 90^0$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$; при $\alpha_{2cp} > 90^0$: $180^0 - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	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	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,117	0,531	0,702

5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ЧЕТВЕРТОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ НА МІЦНІСТЬ

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

витрата газу через ступінь $G = 351,8$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 3000$ об/хв;

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

довжина робочої лопатки $l = 0,697$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 62$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 925$ 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 4): 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:

$$T_{\text{розр}} = T_1 = 925 \text{ K.}$$

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 2).

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:

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

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

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. 5.2.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2

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:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 925 (\lg 30000 + 20) = 22\,641.$$

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;

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис. 5.2).

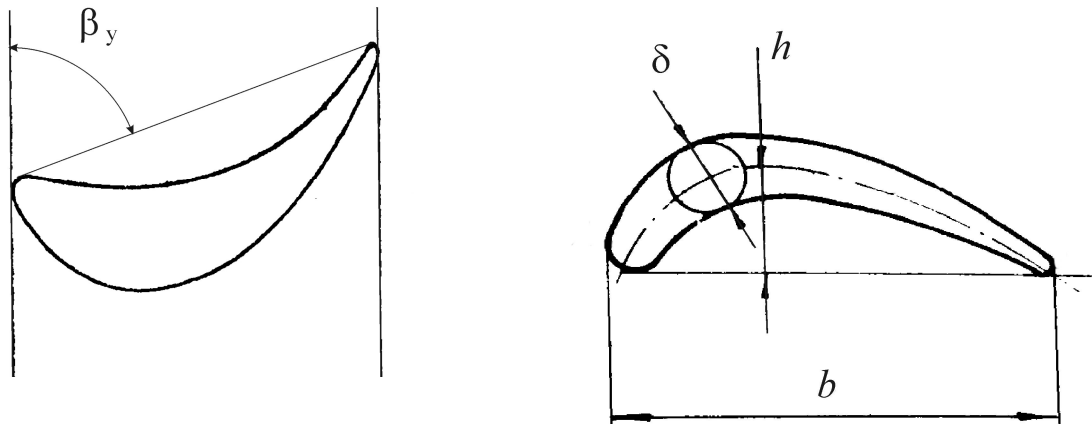


Рис. 5.2. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис. 5.2), 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

					142.2237ст.03.КР	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. 5.3.

Таблиця 5.3

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. 5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a = \frac{F_o - F_n}{l^m} = \frac{(46,8 - 10,3) \cdot 10^{-4}}{0,697^{0,957}} = 5,90 \cdot 10^{-3},$$

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. 5.3).

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{62} \cdot 8100 \cdot (314)^2 \cdot (1,524)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,132 = 49\,601 \text{ Н},$$

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

$$\begin{aligned} \sigma_{po} &= \frac{m + \mu_n}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] = \\ &= \frac{0,957 + 0,221}{0,957 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 314^2}{2} 2,350 \cdot 0,697 + \frac{49601}{46,8 \cdot 10^{-4}} \right] = 442,7 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

					142.2237ст.03.КР	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. 5.3). 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.

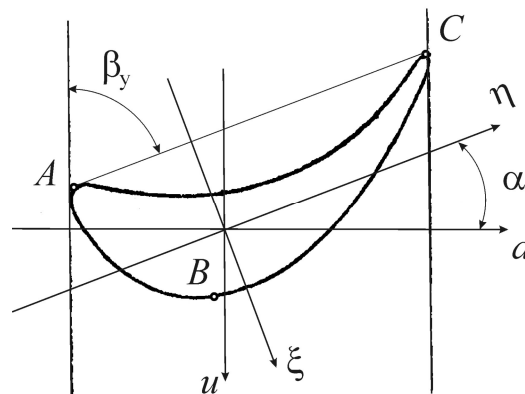


Рис. 5.3. Розміщення координатних осей

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. 5.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис. 5.3)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. 5.3).

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:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{351,8}{62} (389 \cos 20 + 158 \cos 78,9) = 2247 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{351,8}{62} (389 \sin 20 - 158 \sin 78,9) + \frac{3,14 \cdot 2,350}{62} 0,697 \cdot (147198 - 103400) = 3510 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

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

					142.2237ст.03.КР	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:

$$\sigma_{\text{ио}A}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{3335 \frac{0,697}{2}}{-2,66 \cdot 10^{-5}} - \frac{2500 \frac{0,697}{2}}{-8,34 \cdot 10^{-5}} = 33,3 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

для точки B:

$$\sigma_{\text{ио}B}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{3335 \frac{0,697}{2}}{3,58 \cdot 10^{-5}} - \frac{2500 \frac{0,697}{2}}{-\infty} = -32,4 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

для точки C:

$$\sigma_{\text{ио}C}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{3335 \frac{0,697}{2}}{-2,66 \cdot 10^{-5}} - \frac{2500 \frac{0,697}{2}}{6,26 \cdot 10^{-5}} = 57,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГТД

Паливна система проектного двигуна (рис. 5.4) призначена для здійснення автоматичного запуску, подачі палива до двигуна, його дозування за сигналами системи автоматичного управління (САУ) і припинення подачі палива по команді оператора або при спрацюванні захистів.

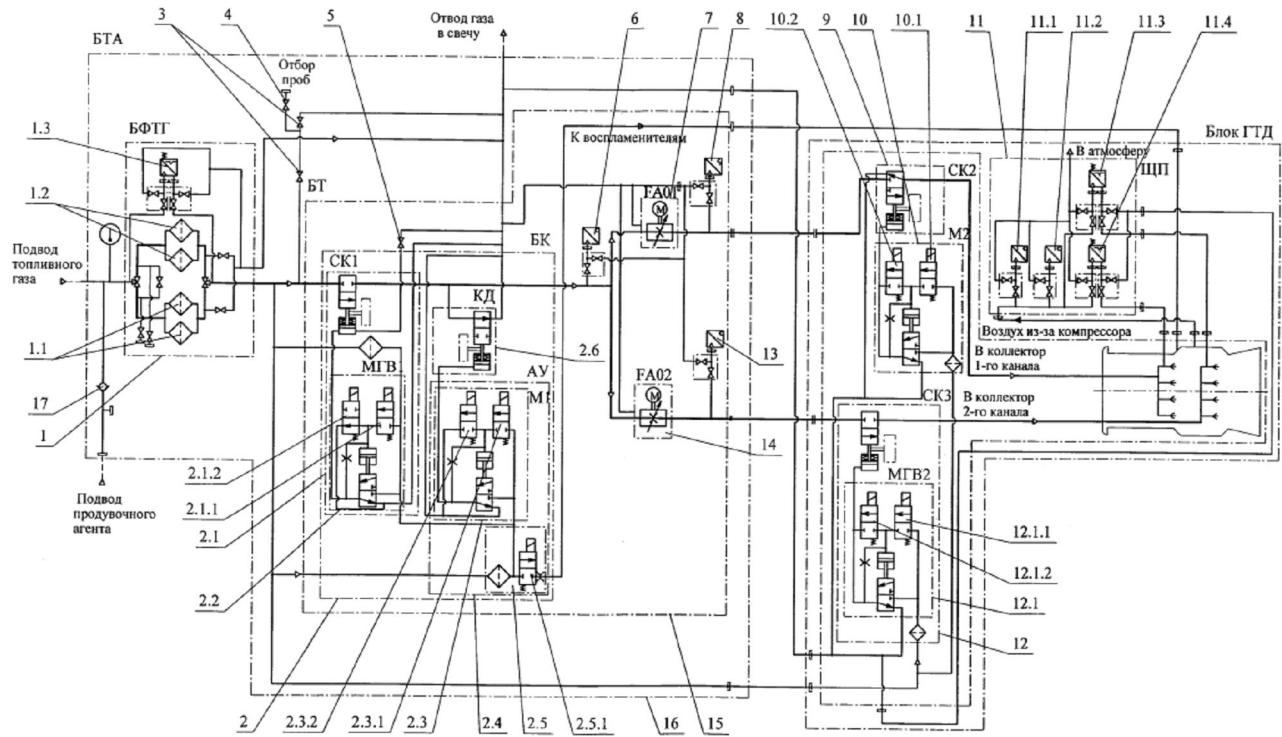


Рис. 5.4. Паливна система газотурбінного двигуна:

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:

- 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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

запальників камери згоряння і запалюється.

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

регулюючий клапан 7. У разі спрацювання системи термозахисту забезпечується 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 чергове 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-

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

крани 9 і 12 закриваються, а кран дренажний 2.6 відкривається.

Клапани регулюючі 7 та 14 закриваються, двигун зупиняється.

5.4.1. Опис і робота агрегатів паливної системи

Блок паливних агрегатів (рис. 5.5) складається з блоку фільтрації паливного газу 1, блоку паливного 2, комунікацій, на яких встановлені клапан зворотний 17, клапан голчастий 4, крани дискові 3, 5.

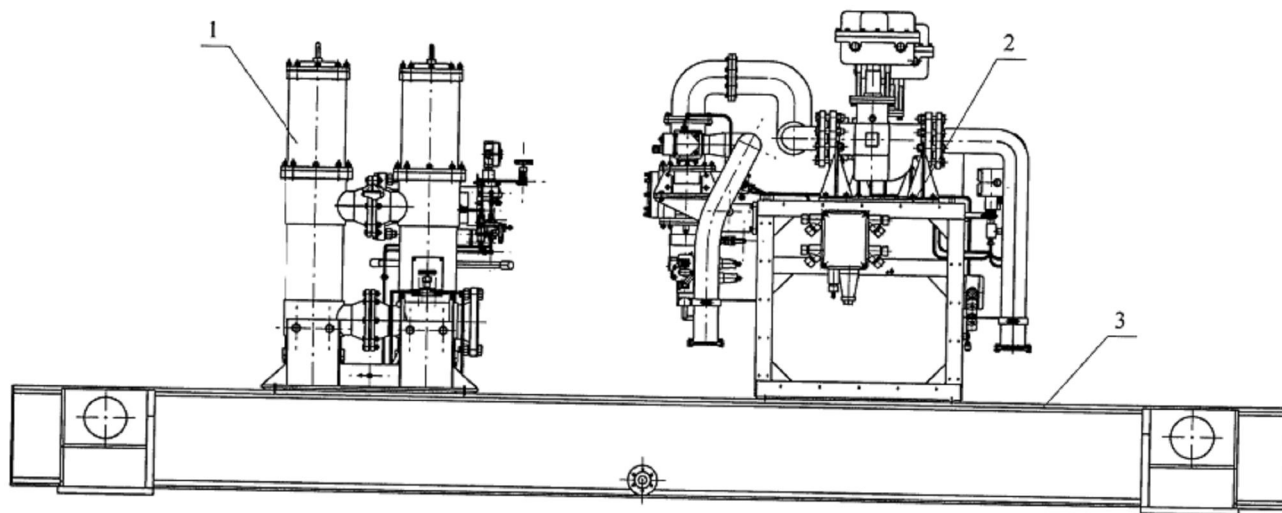


Рис. 5.5. Блок паливних агрегатів на рамі:

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

Блок фільтрації паливного газу (рис. 5.6) 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.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

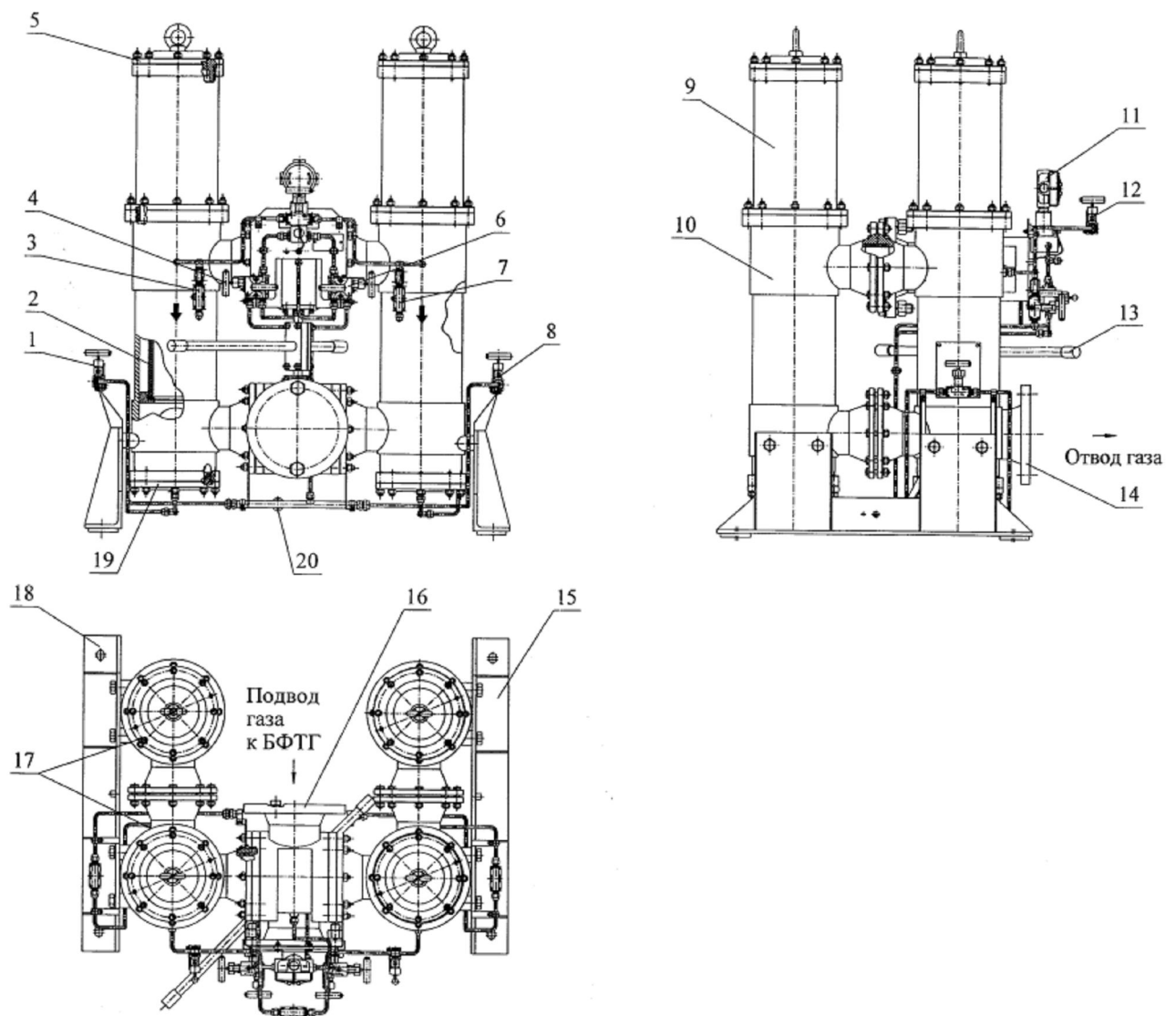


Рис. 5.6. Блок фільтрації паливного газу:

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

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

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.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для контролю технічного стану працюючих фільтрів передбачений датчик-реле різниці тиску 11. При досягненні величини перепаду тисків, що дорівнює налаштування датчика-реле різниці тиску 11, в САУ надходить сигнал про необхідність перемикання 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. 5.7) 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 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. 5.8) призначений для запобігання попаданню

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

паливного газу в систему продувочного агента.

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

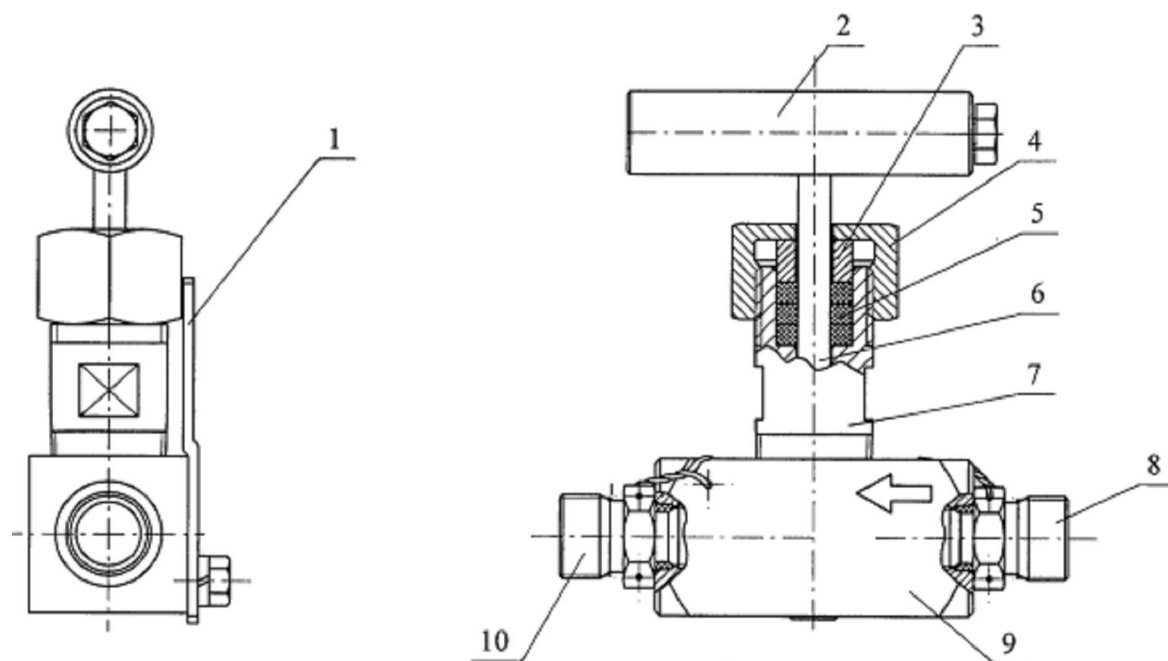


Рис. 5.7. Клапан голчастий:

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

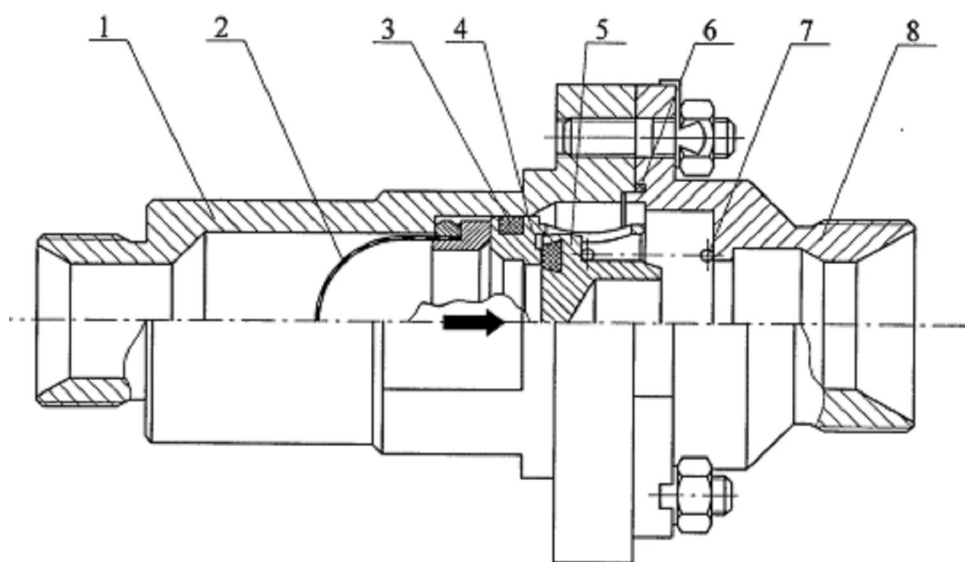


Рис. 5.8. Клапан зворотний:

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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. 5.9) 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.

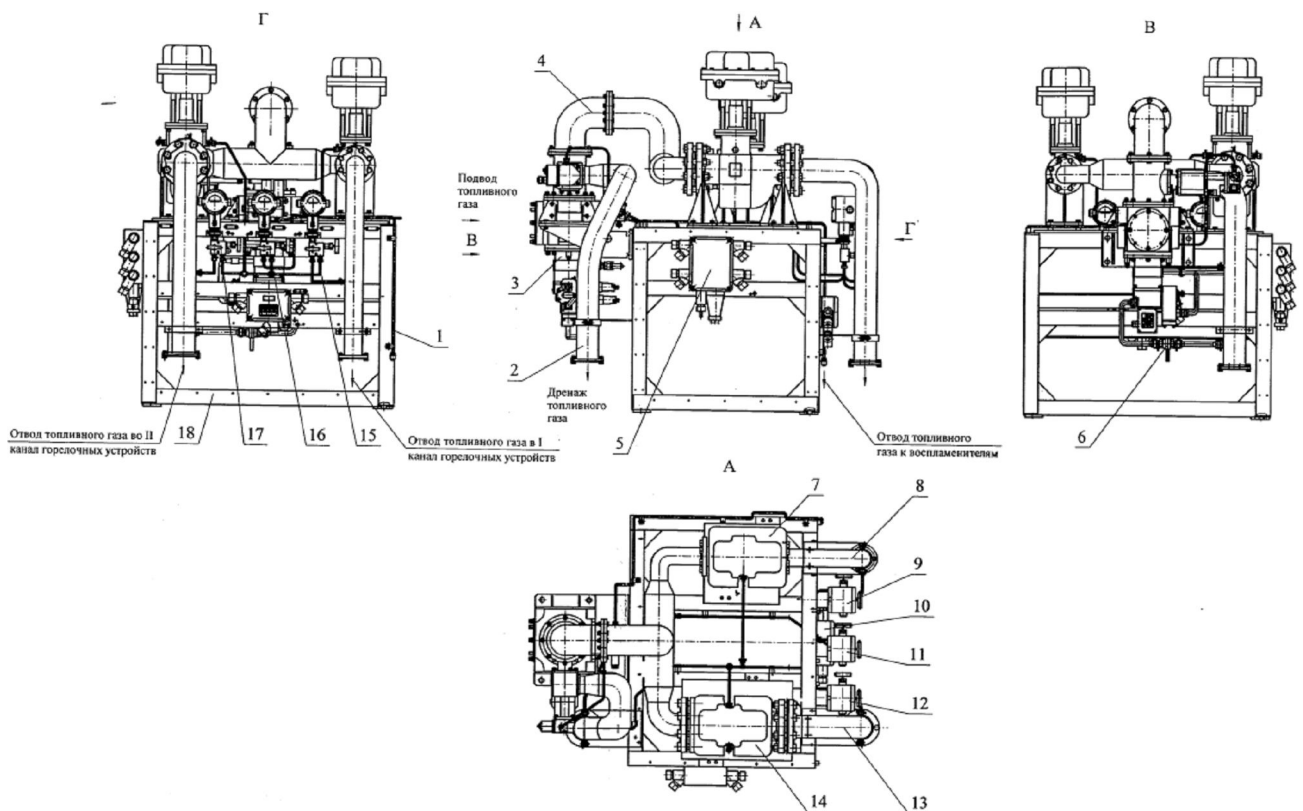


Рис. 5.9. Паливний блок:

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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. 5.10) 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 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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

закриття стоп-крана 1 передбачено відведення газу через штуцер 10.

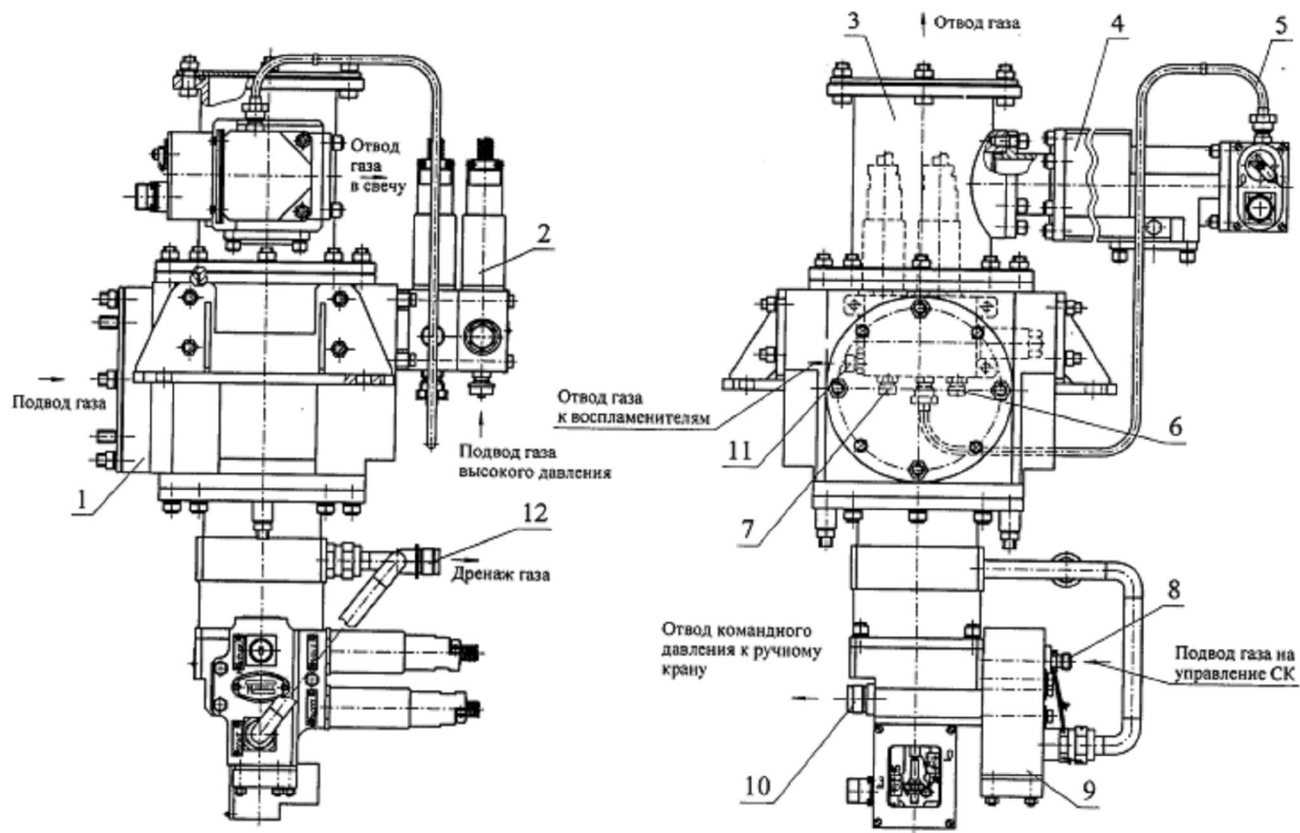


Рис. 5.10. Блок кранів:

1 – стоп-кран; 2 – агрегат управління; 3 – переходник; 4 – дренажный кран; 5 – труба; 6, 7, 8, 10, 11, 12 – штуцер; 9 – манипулятор газовый 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. 5.11) 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 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 плоскими пружинами 22, 23 та роз'єм 18;
- 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.

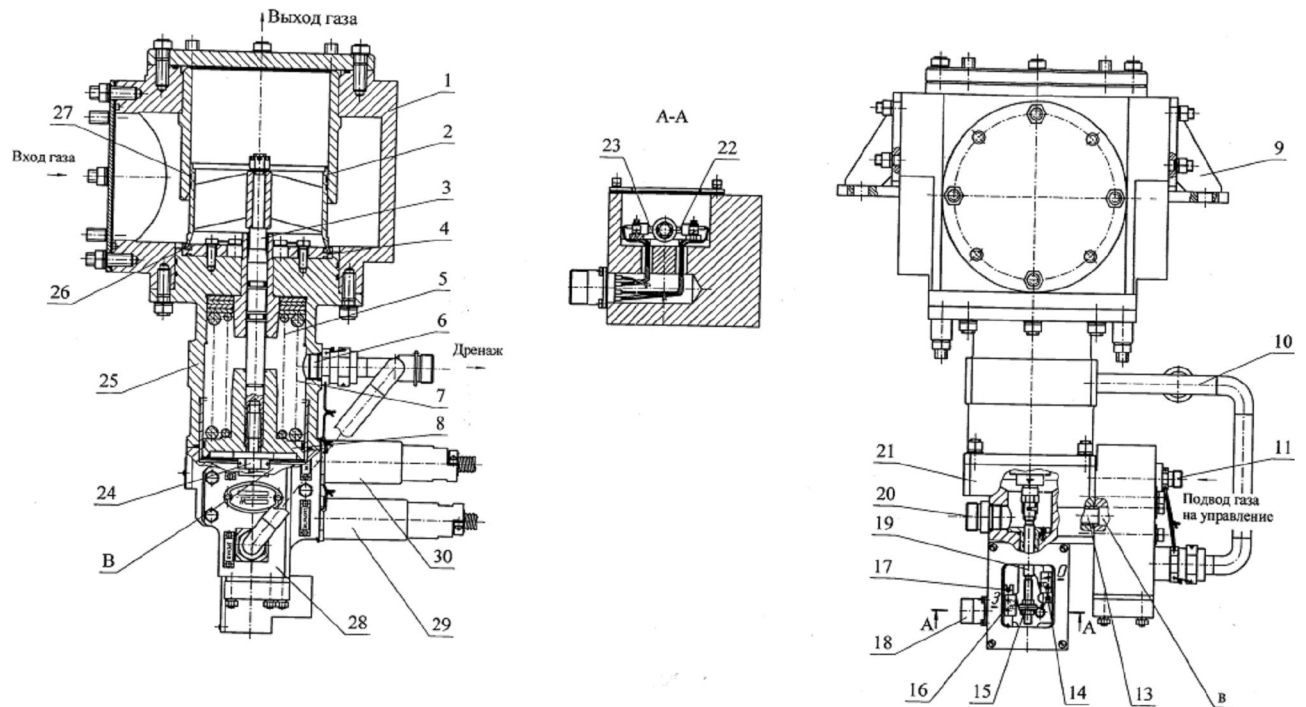


Рис. 5.11. Стоп-кран:

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 – мікроримикач; 15 – гайка; 17 – гвинт; 18 – роз'єм; 21 – корпус управління; 22, 23 – плоска пружина; 24 – гвинт; 26, 27 – ущільнення; 28 – маніпулятор газовий вубухобезпечний; 29, 30 – електромагнітний клапан

На штоку 19 розташовані гайки 15, які через плоскі пружини 22 і 23 замикають і розмикають по черзі мікроримикачі 14 і 16, що видають сигнал в САУ про становище стоп-крана.

Основним елементом, що забезпечує герметичність стоп-крана, є клапан 2. Герметичність по сидлу 4 здійснюється за рахунок посадки робочої кромки

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

клапана 2 на ущільнення 26. Натяг при посадці забезпечується пружинами 5 і 7. 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, який при відкритті з'єднує поршневу порожнину «В» з лінією дренажу через штуцер 20. Тиск в порожнині «В» різко знижується, стоп-кран закривається.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Маніпулятор (рис. 5.12) 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.

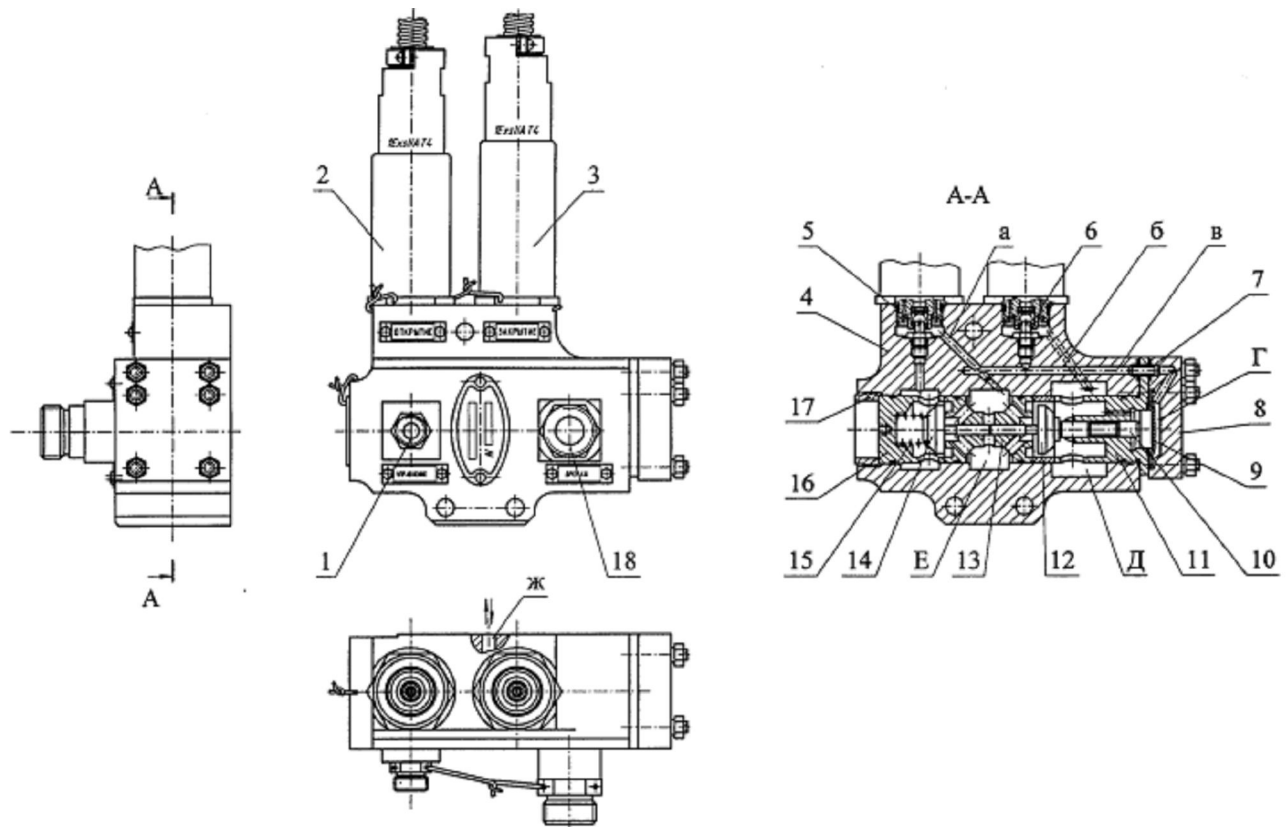


Рис. 5.12. Маніпулятор газовий вибухобезпечний:

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».

Для перемикання маніпулятора подається напруга на електромагнітні

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ НА ОБ'ЄКТІ, ДЕ РОЗМІЩУЄТЬСЯ ГТА

6.1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ

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 в процесі праці.

Додержання норм охорони праці законодавчо забезпечуються Законом України про охорону праці. Згідно зі статтею 7 Закону України про охорону праці: "Умови праці на робочому місці, безпека технологічних процесів, машин, механізмів, устаткування та інших засобів виробництва, стан засобів колективного та індивідуального захисту, що використовуються працівником, а також санітарно-побутові умови повинні відповідати вимогам нормативних актів про охорону праці. Працівник має право відмовитися від дорученої роботи, якщо створилася виробнича ситуація, небезпечна для його життя чи здоров'я або для людей, які його оточують, зовнішнього природного середовища. Факт наявності такої ситуації підтверджується спеціалістами з охорони праці підприємства з участю представника профспілки і уповноваженого трудового колективу, а в разі виникнення конфлікту – відповідним органом державного нагляду за охороною праці з участю представника профспілки. За період простою з цих причин не з вини працівника за ним зберігається середній заробіток. Працівник має право розірвати трудовий договір за власним бажанням, якщо власник не виконує законодавство про охорону праці, умови колективного договору з цих питань. У цьому випадку працівникові виплачується вихідна допомога в розмірі, передбаченому колективним договором, але не менше тримісячного заробітку."

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до травми або до іншому раптовому, різкому погіршенню здоров'я.

Шкідливим виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання або зниження працездатності.

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмоведучі частини устаткування, що рухаються, деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самих працюючого або деталей і предметів, наявність місткостей зі стиснутими або шкідливими речовинами і т.п. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє висвітлення, вібрації, шум, ультра - і інфразвук, що іонізують, лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і вагу праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т. д.

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої границі. Той самий фактор може привести до нещасного випадку.

Нещасний випадок на виробництві – випадок впливу на працюючого небезпечного виробничого фактора при виконанні їм трудових обов'язків або завдань керівника робіт. Вплив на людину шкідливого виробничого фактора може привести до професійного захворювання.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

При роботі ГТА мають місце ряд явищ, що шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випари олії і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є ГТД і генератор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали припустимим нормам. Це зв'язано з тим, що шкідливі фактори, що мають подразнюючу дію на організм людини, послабляють реакцію людини і погіршують його самопочуття.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 "Загальні вимоги до повітря робочої зони" установлені норми на температуру в машинному залі і на його чистоту. У теплий час року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°C.

ГТД насичений трубопроводами. При витоку і випаруванні технічних рідин, олії й інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система приточно-витяжної вентиляції, що забезпечує необхідну кількість повітря. У табл.6.1 приведені гранично припустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння і випару, що можуть попадати в машинний зал.

Таблиця 6.1

ГДК на робочо- му місці	Токсичні компоненти, мг/м ³						
	пил	сажа	Оксид вуглецю	Водневий оксид	Оксид азоту	З'єднання сірки	
	-	С	СО	CH ₂ O	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Велика гучність, особливо при тривалому впливі не тільки уражає органи слуху, але і впливає на нервову систему і діяльність всього організму людини. При його дії послабляється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може з'явитися причиною нещасного випадку.

У табл.6.2 приведені гранично припустимі рівні шуму для визначених робочих місць.

Таблиця 6.2

Вид робочого місця	Рівень звукового тиску, дБ, у октавних полосах з середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постійні робочі місця в виробничому приміщенні і на території підприємства	99	92	86	83	80	78	16	74
Пульти в кабінах спостереження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і зв'язані з ним вібрації роблять також руйнівний вплив на спорудження і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТД є: усмоктувальний (повітряно-забірний) патрубок турбіни; вихлопний патрубок турбіни; корпус ГТУ і її агрегатів. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, що залежить від потужності ГТУ.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітряно-забірним патрубком ГТУ, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, що складається із широкополосного "білого" шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні по своїй інтенсивності можуть на 15...20 дБ перевищувати рівень широкополосного шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі – струмінь продуктів, що минає, згоряння, що породжує шум у процесі її турбулентного змішування з навколишнім повітрям.

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

Шум корпуса породжується агрегатами, що знаходяться всередині: компресором, турбіною, камерою згоряння, редуктором, регулювальними клапанами, насосами, і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектра коливань стінок корпуса (30...200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними порушеннями. До механічних причин відносяться коливання (вібрації), викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння й інших частин, тим або іншим способом зв'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними порушеннями є різні нестационарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Складового шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового зазору між сопловими і робочими вінцями і збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маху в кожній ступені.

Шум камери згоряння має складну природу, відбиваючи складність процесів, що протікають у ній. По самій своїй конструкції вона являє собою зосередження аеродинамічних генераторів шуму: струменів, що втікають у порожнину жарової труби; закручених потоків, створюваних завихрювачами; зворотних течій.

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Цей шум має широкополосний спектр.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Ще одною небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислювання, супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібне наявність трьох факторів: пальної речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їхній агресивний стан. Так як горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то як показники пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатнє для горіння кількість газоподібних пальних продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення і розвитку процесу горіння, є температура самозапалювання і концентраційні межі запалення.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний агрегат простого термодинамічного циклу потужністю 110 МВт для генерації електричного струму.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1500 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 15$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії на клеммах генератора $\eta_e = 0,355$, питома потужність $N_{уд} = 319 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{Ne} = 0,203 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 805 \text{ K}$.

4. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведене їхнє компонування.

Компресор виконаний осьовим, однокаскадним з частотою обертання ротора 3000 об/хв. Він має у своєму складі 15 ступенів. Форма проточної частини компресора ламана. Перша частина виконана з постійним зовнішнім діаметром і містить 7 ступенів. Друга частина має форму з постійним внутрішнім діаметром і містить 8 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 20 жарових труб. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

Турбінна частина двигуна складається з чотирьох осьових ступенів. Соплові апарати першого-третього ступенів та робочі лопатки першого та

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

другого ступенів – охолоджувані. Сопловий апарат першого ступеня має конвективно-плівкове охолодження вторинним повітрям камери згоряння. Охолодження соплових апаратів другого-третього ступенів – конвективне, кондиціонованим повітрям, яке відібране після компресора.

5. У роботі розроблено конструкцію турбінної частини двигуна. Як прототип, прийнята конструкція газотурбінного двигуна ГТД 110, розробка якого здійснювалася підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

6. Виконано розрахунок закручення та перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток четвертого ступеня турбіни.

7. Детально розроблена паливна система газотурбінного двигуна.

8. В розділі "Охорона праці" проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ващиленко, Н. В. Конструкции судовых турбоагрегатов. Ч. 3. Системы ГТД и их элементы (с атласом) [Текст]: учеб. пособие / Н. В. Ващиленко, С. В. Рудометов. – Николаев: НКИ, 1984. – 42 с.
2. Ващиленко, Н. В. Тепловые расчеты судовых газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ [Текст]: учеб. пособие / Н. В. Ващиленко. – Николаев: НКИ, 1987. – 46 с.
3. Дашевский, Ю. Я. К вопросу о повышении температуры газа перед турбиной в двигателях разработки ЦНИОКР "Машпроект" [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, В. И. Сербин // Судовое и энергетическое газотурбостроение: научно-технический сборник в двух томах. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", 2004. – Т. 1. – С. 51-56.
4. Дашевский, Ю. Я. Система охлаждения двигателя ГТД 110 [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, Н. Г. Кузьмичева, И. И. Финько // Известия Академии инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 199-204.
5. Клясс, О. В. Применение методики фазового расчета "Phasomr" для прогнозирования прочностных свойств и контроля выделения топологически плотноупакованных фаз в лопаточных сплавах [Текст] / О. В. Клясс, В. А. Крещенко // Судовое и энергетическое газотурбостроение: научно-технический сборник в двух томах. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", 2004. – Т. 2. – С. 88-90.
6. Мандель, В. С. Лабораторные работы по разделу "Конструкция и конструктивные расчеты деталей турбомашин" [Текст] / В. С. Мандель. – Николаев: НКИ, 1977. – 73 с.
7. Мандель, В. С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомшины [Текст]: учеб. пособие / В. С. Мандель. – Николаев: НКИ, 1973. – 91 с.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Термопрочность деталей машин [Текст] / под ред. И. А. Биргера и Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1975. – 455 с.

9. Романовський, Г. Ф. Будова, правила технічної експлуатації та обслуговування газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, Ю. О. Султанський, В. І. Харченко. – Миколаїв: НУК, 2011. – 216 с.

10. Романовський, Г. Ф. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, М. П. Седько. – Миколаїв: НУК, 2008. – 292 с.

11. Романовський, Г. Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

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

13. Сорока, Я. Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Я. Х. Сорока. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.

14. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		