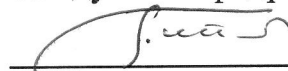


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



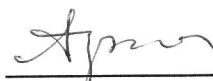
"12" 06 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: *Проект суднового газотурбінного агрегату простого термодинамічного циклу потужністю 18 МВт*

Виконав:

студент групи 4231

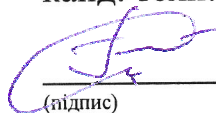


(підпис)

Арипов А. А.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Козловський А.В.

Миколаїв – 2022 р.

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

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Турбіни" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

"10" _____ 02 _____ 2022 р.

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

Студенту _____ Арипов А. А. _____

1. Тема роботи: " **Проект суднового газотурбінного агрегату простого термодинамічного циклу потужністю 18 МВт** "

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2022 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегату: **18 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1450 К**;
- паливо: **дизельне**;
- розробка **паливної системи** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **розробка пожежної безпеки у машинному відділенні судна.**

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 **одноступінчастої турбіни високого тиску ГТА.**
- 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.6. Аналіз системи вентиляції контейнера ГТД.
- 5. Перелік презентаційних матеріалів
 - 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
 - 5.2. Поздовжній переріз **турбіни високого тиску 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 компоновання	01.05.2022	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.05.2022	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2022	
6	Розробка заходів з охорони праці.	01.06.2022	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2022	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2022	

Студент


 (підпис)

Арипов А. А.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проектування морського газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 18 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату; габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компонування; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни високого тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі: розробку конструкції турбіни високого тиску; розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність; розробку паливної системи газотурбінного двигуна; охорону праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

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

ABSTRACT

The work has designed a marine gas turbine unit of a simple cycle with a capacity of 18 MW. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and the gas turbine unit scheme; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage high-pressure turbine; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of the high-pressure turbine; calculation of the twist of the high-pressure turbine blades; verification calculation of the working blades of the high-pressure turbine for strength; development of the fuel system of the gas turbine engine; labor protection at the facility where the gas turbine unit is located.

Keywords: gas turbine installation; ship power engineering; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					КР.142.4231.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Пояснювальна записка	2
Завдання на виконання випускної роботи.	3
Вступ.....	5
1. Патентно-інформаційний пошук	6
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	19
2.1. Оптимізація параметрів циклу ГТА.....	20
2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	26
3. Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД.....	33
3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД.....	34
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД.....	38
3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД	40
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску.....	46
5. Конструювання та конструктивні розрахунки.....	56
5.1. Розробка конструкції турбіни високого тиску.....	59
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску.....	60
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність	63
5.4. Склад і робота паливної системи	72
5.4.1. Агрегати паливної системи.....	75
6. Охорона праці.....	92
6.1. Розробка пожежної безпеки у машинному відділенні судна	93
Висновки	106
Список використаних джерел	108

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.4231.01.3.ПЗ Арк. 4									

ВСТУП

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

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

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

Метою роботи є проектування морського газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 18 МВт.

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

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компонування;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни високого тиску;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.ВС.ПЗ	Арк.
						5

– конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі:

- розробку конструкції турбіни високого тиску;
- розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску;
- перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність;
- розробку паливної системи газотурбінного двигуна;

– охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

Об'єктом дослідження є система забезпечення руху судна.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегату, який є приводом морського рушія, та його окремих елементів.

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

[illegible]

[illegible]

РОЗДІЛ 1 ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

На теперішній час газотурбінний двигун (ГТД) є основним типом головного двигуна надводних водотоннажних кораблів, а також кораблів та суден з динамічними принципами підтримання. Основними перевагами ГТД є: висока економічність, великі агрегатні потужності при малих масі та габаритах, придатність до автоматизації, висока надійність, простота конструкції та обслуговування, висока технологічність, можливість агрегатного ремонту. Суднові газотурбінні агрегати призначені для забезпечення руху водотоннажних суден та суден з динамічними принципами підтримання. Більшість закордонних суднових та корабельних ГТД побудовані на основі конвертування прототипних авіаційних двигунів. Практика конвертування набула такого широкого розповсюдження, що багато авіадвигунобудівних фірм мають спеціальні "морські" підрозділи та при проектуванні нового авіаційного ГТД паралельно на його основі проробляють варіант аналогічного двигуна, який пристосовується для роботи в морських умовах [1].

Домінуюче положення в області корабельного та суднового газотурбобудування займають компанії "**General Electric Co.**" і "**Rolls-Royce plc**". Комплектацію та поставку газотурбінних агрегатів фірм, зазначених вище, здійснює ряд європейських та азіатських виробників ("**Avio S.p.A.**", "**MTU Friedrichshafen GmbH**", "**Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.**" і "**Kawasaki Heavy Industries, Ltd.**"). Деяке суднове призначення знаходять газотурбінні двигуни, які випускаються фірмами "**Vericor Power Systems Inc.**", "**Pratt & Whitney Corp.**" і "**Siemens AG**".

"**General Electric Co.**" (США). Сьогодні є транснаціональною корпорацією і другою за величиною компанією у світі. Виробництвом продукції займаються 44 підприємства, розміщені на всіх континентах. Сумарний обсяг реалізованої продукції компанії склав 163.4 млрд. дол. За межами США було реалізовано продукції на суму 85 млрд. долл., що складає 52% від її загального обсягу (54% приходилося на європейські країни, 24% – країни тихоокеанського басейну, 13% – американські країни). Випуск промислових та суднових ГТА здійснюється у трьох науково-виробничих

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

центрах (перший розташований у м. Цинциннаті та м. Лінн, базується на авіаційно-му газотурбобудуванні компанії; другий центр у м. Сканектеді; третій центр сформований на базі італійського підприємства “Nuovo Pignone S. P. A”, який займається виготовленням, комплектацією і постачанням ГТА привідного призначення).

"Pratt & Whitney Corp."(США). Розробляє і виготовляє ГТД у широкому діапазоні потужностей для цивільної та військової авіації, промислового і суднового застосування, а також двигуни для ракетно-космічної техніки. Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції "Pratt & Whitney Corp." Склад 9.3 млрд. дол.. Корпорація має широку мережу сервісних центрів і філій, розміщених у всьому світі. Її представництва розташовані в 76 містах 47 країн. Виробництво ГТА енергетичного, привідного та суднового призначення зосереджено в рамках підрозділу **"Pratt & Whitney Power Systems, Inc."**, який включає до свого складу заводи у м. Віндзор (штат Коннектикут, США) та м. Лонгюїл (штат Квебек, Канада). Сьогодні компанія є частиною американського промислового конгломерату **"United Technologies Corp."**

"Rolls-Royce plc"(Великобританія). Виробнича діяльність компанії здійснюється за чотирма основними напрямками: цивільна авіація (53% від загального обсягу реалізованої продукції), військова авіація (21%), суднова енергетика (17%) та стаціонарна енергетика (8%). Сумарний обсяг реалізованої продукції у 2005 р. склав 6.6 млрд. фунтів стерлінгів. Філії та представництва компанії розміщені у 50 країнах. Корпорація є одним зі світових лідерів у галузі виробництва суднових енергетичних установок. В останні роки до складу "Rolls-Royce plc" влилися провідні виробники суднової продукції, що дало можливість корпорації акумулювати технологічні потужності для самостійного проектування, створювання, поставки та підтримування в експлуатації різних типів суднових енергетичних установок в залежності від потреб замовника. Виробництвом газотурбінних двигунів займаються наступні підрозділи компанії: "Rolls-Royce Power Engineering plc" в м. Брістоль і м. Ковентрі (Англія), "Rolls-Royce Corp." (м. Індіаполіс, США), "Rolls-Royce Energy Systems Inc." (м. Маунт Вернон, США).

"Siemens AG"(Німеччина). У 2003 р. компанія здобуває турбобудівні центри в м. Лінкольн (Великобританія) і м. Фінгспон (Швеція), які раніше належали корпо-

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

КР.142.4231.01.01.ПЗ

Арк.

8

рації "ALSTOM". Унаслідок цього закінчується формування ряду потужностей виготовлюємих компанією ГТА, який тепер визначається межами 4...256 МВт. Корпорація представлена у 190 країнах світу. У 2005 р. обсяг проданої продукції склав 8.06 млрд. євро, загальна кількість нових заказів оцінювалась у 11 млрд. євро.

"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd." (Японія). Енергетичне машинобудування складає 24.3% від загального обсягу виробництва. Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції склав 24.1 млрд. дол. Компанія має дев'ять виробничих підприємств у м. Нагасакі, Кобе, Шимоносекі, Йокогама, Хірошіма, Такасаго и Нагоя), шість науково-дослідних центри, має також закордонні підприємства у шести країнах. "Mitsubishi Heavy Industries" випускає привідні та судові турбіни потужністю до 200 МВт.

НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (Україна). Найбільший в Україні та СНД виробник газотурбінних агрегатів для різного цільового призначення в діапазоні потужностей 2.5...110 МВт простої теплової схеми UGT 2500, UGT 3000, UGT 6000 (UGT 6000+), UGT 10000, UGT 15000 (UGT 15000+), UGT 16000, UGT 25000 и ГТД 110. З 1954 р. комплексом було поставлено більше ніж 1500 корабельних газотурбінних двигунів, що експлуатуються у складі військово-морських флотів 19 країн світу: Росії, України, Німеччини, США, Греції та ін. Їхня загальна потужність перевищує 12500 МВт, а сумарне напруцювання становить більше 2.5 млн. год. Розроблено близько 70 типів газотурбінних агрегатів для водотоннажних кораблів, кораблів на повітряній подушці і підводних крилах-від простих прискорювальних до головних усерижимних. Філії сервісного центру, який займається ремонтом та обслуговуванням, розташовані у м. Миколаєві, Санкт-Петербурзі, Калінінграді, Североморську, Тюмені, Бомбеї, Вісахапатнамі, Владивостоці [1].

Інв. № подл.	Підпис і дата																							
	Інв. № дубл.																							
	Взам. інв. №																							
	Підпис і дата																							
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3">КР.142.4231.01.01.ПЗ</td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>											КР.142.4231.01.01.ПЗ	Арк.						9	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.4231.01.01.ПЗ	Арк.																		
						9																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																				

Двигун UGT 15000

Газотурбінний двигун UGT 15000 (M90)¹, розробка якого була завершена в 1984 р., став подальшим розвитком уніфікованого ряду економічних двигунів третього покоління, призначених для використання як на кораблях будь-якого класу, так і в промисловості.

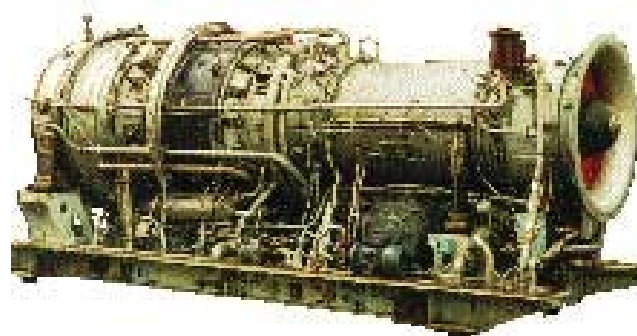


Рисунок 1.1 – Двигун UGT 15000

UGT 15000 (рис.1.1) добре зарекомендував себе на самому початку своєї експлуатації завдяки повним і всебічним дослідженням, виконаним при його створенні, які включали повузлове доведення компресора, камери згоряння, турбіни на лабораторних стендах, відпрацьовування газодинамічних, теплотехнічних, міцностних, віброакустичних характеристик на базі п'ятнадцяти двигунів із проведенням тривалих іспитів з вироблення еквівалента ресурсу. Іспити проводилися з подаванням морської солі на вхід до компресора, з максимальним розцентруванням вихідного вала, з перевищенням номінального крутного моменту на силовій турбіні, при граничних параметрах для цього двигуна, з виробленням максимальної кількості запусків і перехідних процесів, очікуваних в експлуатації.

Старанність відпрацювання двигуна UGT 15000 обумовила його високі експлуатаційні якості і широке застосування. Двигун може працювати на різних сортах рідкого і газоподібного палива при температурі зовнішнього повітря від мінус 50 до плюс 50 °C і відносній вологості повітря, що досягає 100% при температурі 15 °C. [2]

За вимогою замовника UGT 15000 виготовляється з різними напрямками обертання силової турбіни в реверсивному і нереверсивному виконаннях.

¹ Найменування корабельного варіанта цього двигуна.

Двигун пристосований для роботи з локальною і груповою системою керування в комбінованих енергетичних установках разом з дизелями, паровими турбінами та іншими газотурбінними двигунами.

UGT 15000 відповідає вимогам антропологічної сумісності, забезпечує доступ до основних вузлів, зручність обслуговування і мінімальні тимчасові витрати на усунення відмовлень. Двигун оснащений засобами технічного діагностування, що дозволяють оцінювати в умовах експлуатації його технічний стан без розбирання.

Модульна конструкція UGT 15000 передбачає можливість заміни при ремонті в умовах експлуатації напівних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресора низького тиску, силової турбіни. Запасні частини не вимагають пригону по місцю і допускають мінімальне підрегулювання.

Двигун серійно випускається з 1988 р. До дійсного часу виготовлено більше 120 таких двигунів, сумарний наробіток яких перевищив 250 тис. год. Сім з них відробили заявлений ресурс і продовжують успішно експлуатуватися.

UGT 15000 використовується у складі корабельних агрегатів М27, М9Б та М44, для приводу електрогенераторів (газотурбогенератори ГТГ-16), у газоперекачувальних агрегатах ГПА-Ц-16С, серійно виготовляємих "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе", у ГПА-16С "Урал" розробки ОАО НПО "Искра", у ГПУ-16А розробки НВКГ "Зоря"- "Машпроект" та ін. Крім того, його використання передбачене в декількох проектах модернізації агрегатів ГТК-10-4 із двигунами ОАО "Невский завод" і "Коберра-182" фірми "Купер Роллз".[2]

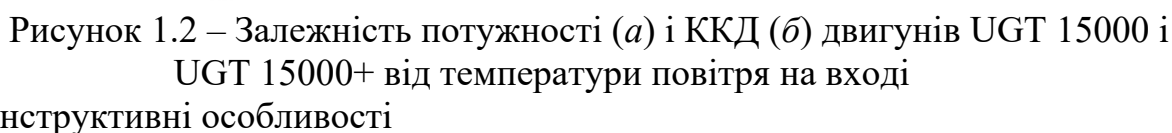
UGT 15000 може також застосовуватися для модернізації чи реконструкції ряду виробництв (хімічних, металургійних та ін.). Наприклад, на Одеському припортовому заводі він був встановлений замість морально застарілих і зношених приводів "Евон" компанії "Роллз-Ройз".

Двигун UGT 15000 (модифікація ДС90) був використаний для створення контактної парогазової установки типу "Водолій" потужністю 25 МВт. У ньому змінені пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для упорскування пари, організовані системи подавання пари. [2]

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.01.ПЗ
					Арк.
					11

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

Доведення характеристик і конструкції нових елементів проводилося на чотирьох дослідних зразках двигуна, загальний наробіток яких склав більше 40000 год. Основні технічні параметри двигунів UGT 15000 і UGT 15000+ (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.1, експлуатаційні характеристики – на рис. 1.2.



					КР.142.4231.01.01.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

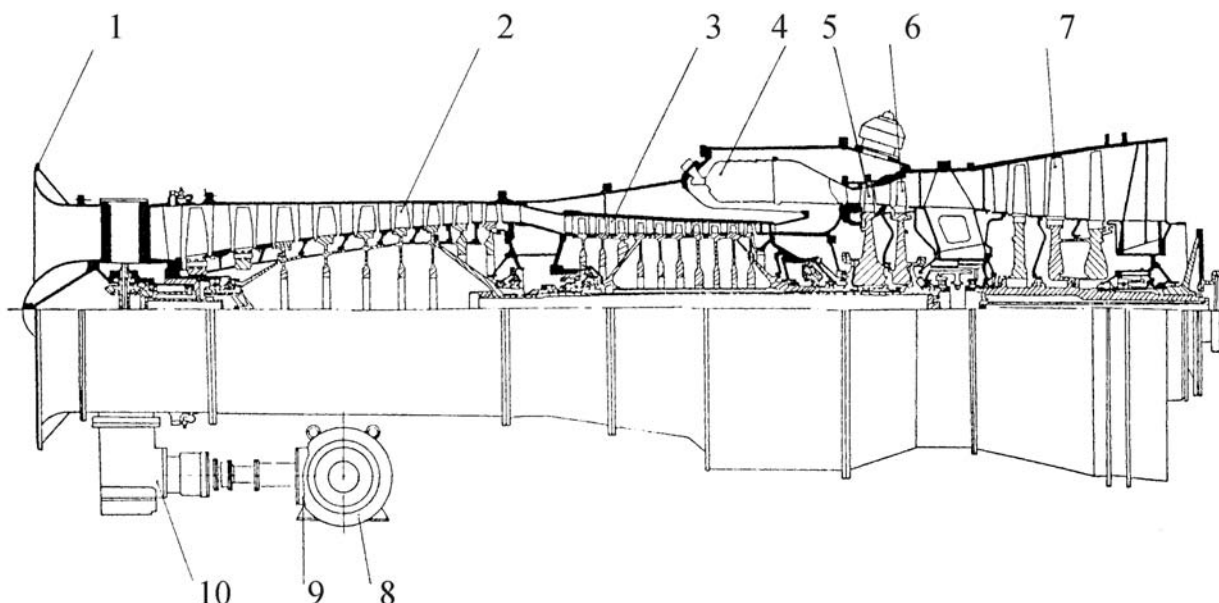


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема двигуна UGT 15000:

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

Компресори 2 і 3 разом із турбінами, що приводять їх в обертання, утворюють два контури (відповідно, низького і високого тисків), які кінематично не пов'язані між собою і мають різні частоти обертання. Потужність від силової турбіни через ресору передається споживачу. [2]

Компресор низького тиску (рис. 1.4) – осьовий, 9-ступінчастий, складається із вхідного пристрою, переднього корпусу 1, корпусу КНТ 2, ротора КНТ 3, встановленого на передній 6 і задній 5 опорах.

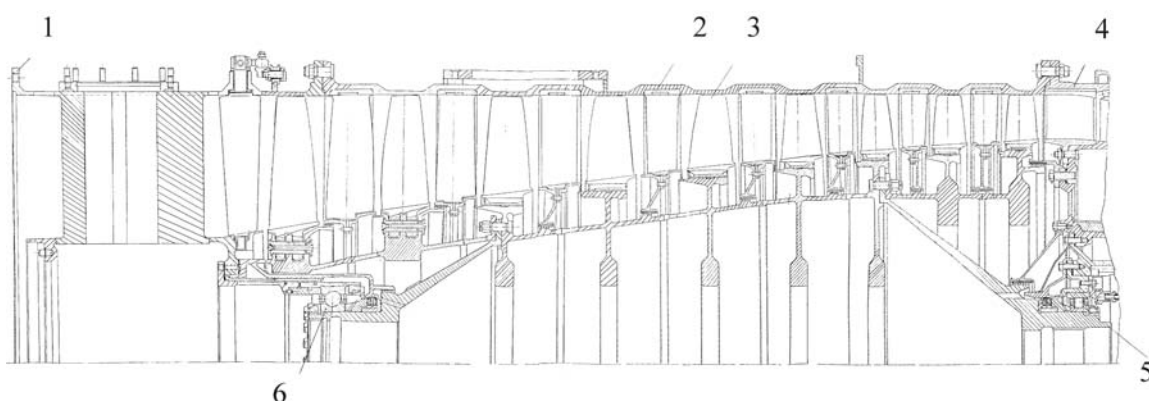


Рисунок 1.4 – Компрессор низького тиску:

1 – передній корпус; 2 – корпус компресора низького тиску; 3 – ротор КНТ; 4 – перехідник; 5 – задня опора; 6 – передня опора

між собою і мають різні частоти обертання. Потужність від силової турбіни через ресору передається споживачу. [2]

Компресор низького тиску (рис. 1.4) – осьовий, 9-ступінчастий, складається із вхідного пристрою, переднього корпуса 1, корпуса КНТ 2, ротора КНТ 3, встановленого на передній 6 і задній 5 опорах.

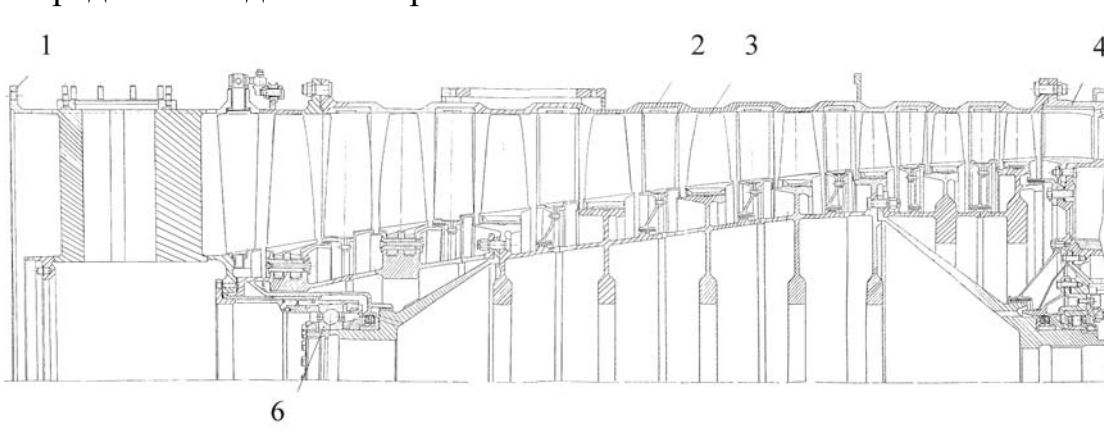


Рисунок 1.4 – Компресор низького тиску:
1 – передній корпус; 2 – корпус компресора низького тиску; 3 – ротор КНТ; 4 – перехідник; 5 – задня опора; 6 – передня опора

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення атмосферного повітря в компресор і утворений зовнішнім і внутрішнім обтічниками. Кільцевий канал між ними є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, жорстко з'єднаних між собою шістьма профільованими стійками, і призначений для розміщення передньої опори КНТ, поворотного вхідного напрямного апарата, привода нижньої коробки приводів.

Передня опора ротора – пружна. Корпус опори – гнучкий, тобто має можливість радіально переміщатися за рахунок деформації пружних елементів стінки корпусу. Коливання поглинаються демпфером, що являє собою масляний шар між корпусом опори і лабіринтовою кришкою, який обмежений двома ущільнювальними кільцями.

Для надійного змащення й охолодження кулькового підшипника передньої опори масло підводиться в двох місцях: у зазор між внутрішньою обоймою підшипника і сепаратором через жиклери маслопідводного кільця і радіально – через отвір у внутрішній обоймі підшипника.

Корпус компресора низького тиску виконаний у вигляді порожнього циліндра, що має горизонтальний роз'їм. У циліндричних проточках корпусу розміщено вісім напрямних апаратів, що кріпляться до корпусу гвинтами. У нижній половині зовнішньої поверхні корпусу є дві бобишки з різьбовими отворами для кріплення опор двигуна.

Ротор КНТ – дисково-барабанної конструкції, складається з передньої і задньої цапф, робочих лопаток і дисків, поєднаних у три нероз'ємні складальні одиниці: барабан 1-2-го ступенів, барабан 3-7-го ступенів, барабан 8-9-го ступенів. Між собою і з цапфами барабани з'єднані за допомогою стяжних болтів.

Робочі лопатки перших двох ступенів мають шарнірне кріплення, що дозволяє їм повертатися щодо осі пальця при роботі двигуна. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пазах дисків сполученням типу "ластівчин хвіст".[1]

Компресор високого тиску (рис. 1.5) – осьовий, 10-ступінчастий, складається з перехідника 1, корпусів 2, ротора 3 турбокомпресора високого тиску.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.01.01.ПЗ					Арк.
										14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

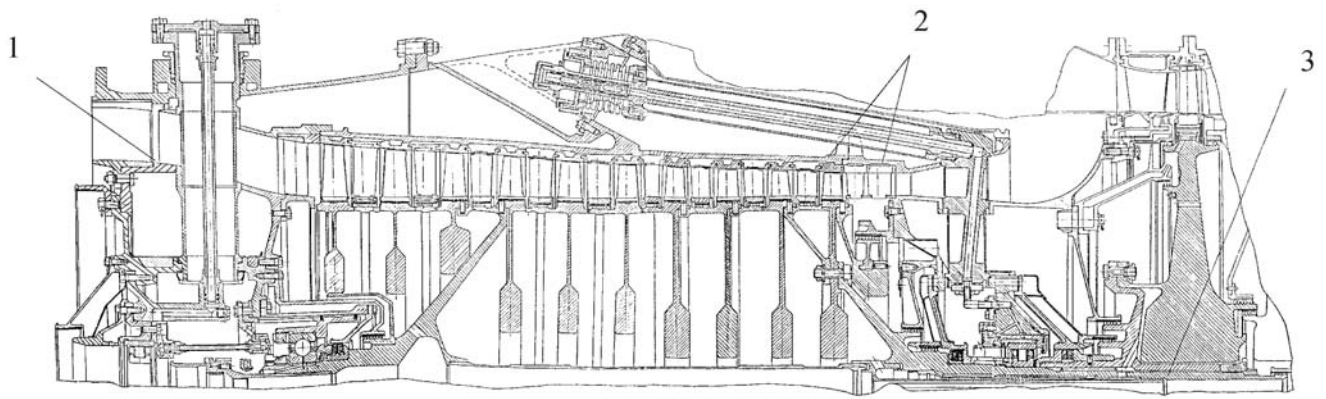


Рисунок 1.5 – Компресор високого тиску:

1 – перехідник; 2 – корпуса КВТ; 3 – ротор турбокомпресора високого тиску

Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску. Він складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, поєднаних між собою рядом напрямних лопаток останнього ступеня КНТ. У перехіднику розміщені задня опора ротора КНТ, передня опора ротора турбокомпресора високого тиску, вхідний напрямний апарат КВТ, датчик виміру частоти обертання.

Ротор 3 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове з'єднання.

Ротор КВТ – дисково-барабанної конструкції, складається з десяти дисків, робочих лопаток, передньої і задньої цапф, внутрішнього вала. Робочі лопатки встановлені в пази дисків хвостовиками типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків.

За ротором КВТ організована розвантажувальна порожнина для забезпечення необхідного зусилля на упорний підшипник. Для стабілізації осьових зусиль, що діють на підшипник, розвантажувальна порожнина поєднана трубами з порожниною перед диском ТВТ. На десятому диску ротора встановлений лабіринт, що обмежує надходження повітря в розвантажувальну порожнину. [1]

Камера згоряння (рис.1.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між зовнішнім і внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.01.ПЗ
					Арк.
					15

на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

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

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

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

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

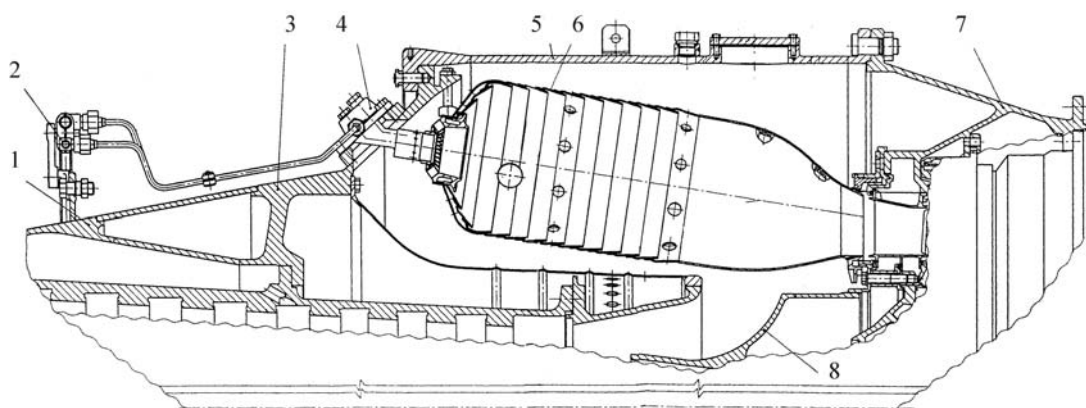
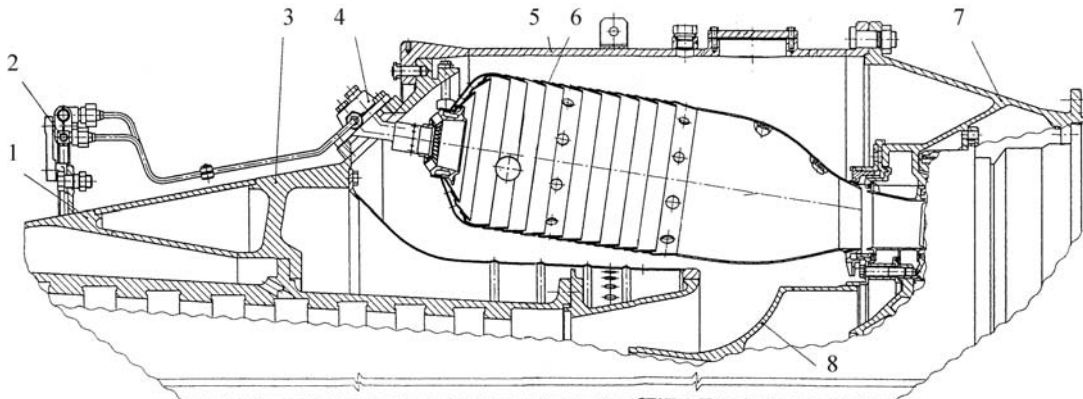


Рисунок 1.6 - Камера згоряння:

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

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк.
	Взам. інв. №					
	Інв. № дубл.					
	Підпис і дата					
входить у проточки соплового апарата ТВТ. У головній частині втулкою завихровича вона спирається на ковпачок форсунки і двома фіксаторами кріпиться до козирка корпусу КВТ. Така схема кріплення жарових труб забезпечує незмінне взаємоположення торця ковпачка форсунки і торця завихровича жарової труби. Температурне подовження жарової труби компенсується телескопічним сполученням жарових труб і корпусу соплового апарата ТВТ.						
						
Рисунок 1.6 - Камера згоряння: 1 – підвіска; 2 – паливні колектори; 3 – корпус КВТ; 4 – форсунка; 5 – кожух камери згоряння; 6 – жарова труба; 7 – силовий корпус; 8 – дифузор						
					КР.142.4231.01.01.ПЗ	
					16	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Турбіна високого тиску (рис.1.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата 1 і ротора 2. Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить через отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки через щілини у вихідних крайках.

Ротор ТВТ складається з диска, робочих лопаток, цапфи ТВТ. Робочі лопатки в диску кріпляться ялинковими замками. Для зниження динамічних напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери.

Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, що своїми виступами входять у пази корпуса. [1]

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5. Соплові лопатки – охолоджувані, з дефлектором.

Ротор ТНТ складається з диска, робочих лопаток, закріплених за допомогою ялинкових хвостовиків, вала ТНТ. Диск із валом з'єднується болтами.

Опорний вінець ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора турбіни низького тиску і передньої опори ротора силової турбіни. Він також утворює проточну частину між цими турбінами. Стійки з корпусом опорного вінця з'єднуються за допомогою пакетів пружних елементів, що встановлюються на цапфу із зазором і призначені для компенсації теплових розширень. Корпус опори має пружний елемент типу "біляче колесо" для самовстановлювання ротора ТНТ із метою зменшення навантажень, що діють на роликовий підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в опорному вінці передбачені масляні демпфери. [1]

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.01.ПЗ	Арк.
						17

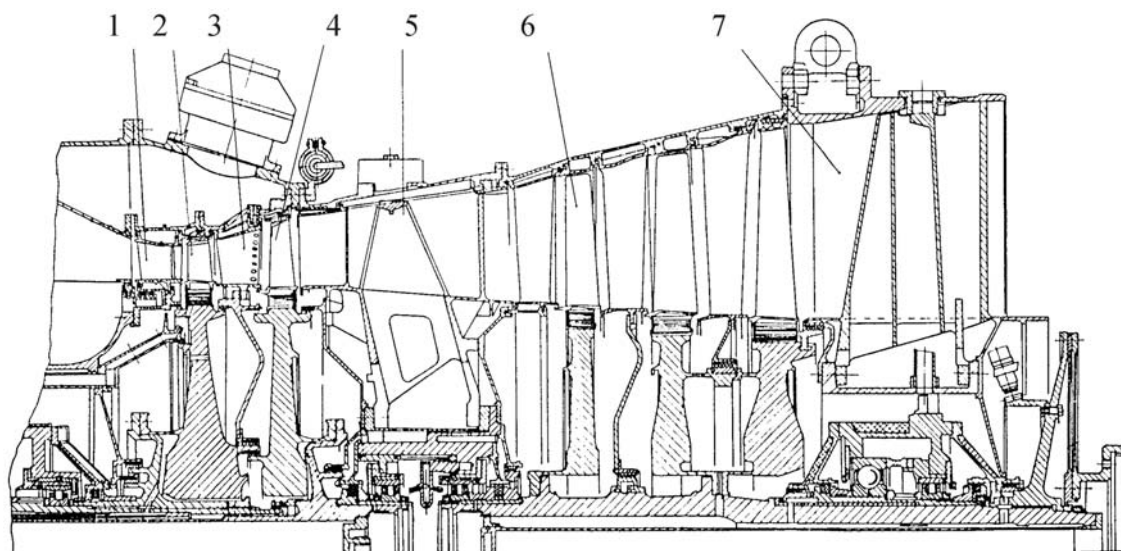


Рисунок 1.7 - Турбінна частина двигуна:

1 – сопловий апарат ТВТ; 2 – ротор ТВТ; 3 – сопловий апарат ТНТ; 4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ; 6 – ротор силової турбіни; 7 – опорний вінець силової турбіни

Си́лова турбі́на – осьова, триступінчаста, складається із соплових апаратів 3-5-го ступенів, ротора, опорного вінця.

На диску 5-го ступеня кріпиться лабіринт, що разом із кришкою опорного вінця організує за ротором турбіни розвантажувальну порожнину. Частина повітря, підводимого через перехідник КНТ у цю порожнину, потім йде на підпір передніх і задніх лабіринтових і радіально-торцевих ущільнень.

У корпусі підшипників опорного вінця турбіни розташовуються роликовий підшипник, що несе радіальне навантаження, і кульковий підшипник, що сприймає частину осьового навантаження.

Для передачі крутного моменту з вала турбіни на вал споживача використовується пружна муфта. На корпусі муфти встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання силової турбіни. [1]

Коробки приводів механічно пов'язані з контуром низького тиску. Нижня коробка приводів призначена для розміщення основного маслоагрегату двигуна, привода від виносної коробки приводів, привода індуктора з пристроєм для ручного прокручування. Виносна коробка – для розміщення привода до електростартерів (~380 В, 2х70 кВт).

Підпис і дата		ця організує за ротором турбіни розвантажувальну порожнину. Частина повітря, підводимого через перехідник КНТ у цю порожнину, потім йде на підпір передніх і задніх лабіринтових і радіально-торцевих ущільнень.						
Інв. № дубл.		У корпусі підшипників опорного вінця турбіни розташовуються роликовий підшипник, що несе радіальне навантаження, і кульковий підшипник, що сприймає частину осьового навантаження.						
Взам. інв. №		Для передачі крутного моменту з вала турбіни на вал споживача використовується пружна муфта. На корпусі муфти встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання силової турбіни. [1]						
Підпис і дата		Коробки приводів механічно пов'язані з контуром низького тиску. Нижня коробка приводів призначена для розміщення основного маслоагрегату двигуна, привода від виносної коробки приводів, привода індуктора з пристроєм для ручного прокручування. Виносна коробка – для розміщення привода до електростартерів (~380 В, 2х70 кВт).						
Інв. № подл.							КР.142.4231.01.01.ПЗ	Арк.
								18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

Інв. № подл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.02.ПЗ			
	Студент.	Арипов А. А.				Термодинамічні та теплові роз- рахунки циклу та схеми ГТА	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.						19	32
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_z}, c_{p_g}, k_z, k_g$. 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 вінків 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_c . 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'язуваних методом Ньютона рівнянь (21) або (26). Якщо задана точність розв'язку ϵ_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4. [3]

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 [3]

Таблиця 2.1 – Список основних ідентифікаторів програми «GTA1CC»

Ідентифікатор	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_c	—

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										21
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Продовж. табл. 2.1

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця ви- мірювання
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	ν_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	ν_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	ν_{zv}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	ν_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	ν_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	ν_{kzpt}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	ν_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	ν_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	ν_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	$\bar{N}_{пт}$	—
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
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	η_{cz}	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_m}	

#

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.02.ПЗ	Арк.
						22

Продовж. табл. 2.1

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця ви- мірювання
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nm}	

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`, розміщених в каталозі `STUDENT`, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файлу `isgtalcc.dat` здійснюється екранним редактором. 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 [3].

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 розміщується в директорії `GRUP5`. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних `D:\STUDENT\GRUP5\isgtalcc.dat` і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми `D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe`. За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі `D:\STUDENT\GRUP5\rzgtalcc.dat` будуємо графіки (рис.2.2, рис.2.3) - залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від ступеня підвищення тиску в циклі [3]. Оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску в циклі $\pi_{K_{opt}} = 21$

[illegible]

Таблица 2.2 - Оптимізація параметрів циклу ГТА

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
 РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
 ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ
 Студент гр. 4231 Арипов А. А.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1450.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9800
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	8.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	35.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП, ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.31934	304.7	0.000	0.000	590.8	907.3	0.000	3.6	0.0586	2.79
11.0	0.32798	306.6	0.000	0.000	607.9	888.0	0.000	3.6	0.0601	2.84
12.0	0.33538	307.5	0.000	0.000	623.9	870.8	0.000	3.6	0.0617	2.89
13.0	0.34176	307.5	0.000	0.000	638.8	855.1	0.000	3.6	0.0633	2.94
14.0	0.34727	306.8	0.000	0.000	653.0	840.9	0.000	3.6	0.0650	2.99
15.0	0.35204	305.6	0.000	0.000	666.3	827.7	0.000	3.6	0.0666	3.04
16.0	0.35618	304.0	0.000	0.000	679.1	815.6	0.000	3.6	0.0683	3.08
17.0	0.35975	302.0	0.000	0.000	691.2	804.3	0.000	3.6	0.0699	3.13
18.0	0.36283	299.6	0.000	0.000	702.8	793.8	0.000	3.6	0.0717	3.17
19.0	0.36547	297.0	0.000	0.000	713.9	784.0	0.000	3.6	0.0734	3.22
20.0	0.36771	294.2	0.000	0.000	724.6	774.7	0.000	3.6	0.0752	3.26
21.0	0.36958	291.2	0.000	0.000	734.8	766.0	0.000	3.6	0.0770	3.31
22.0	0.37111	288.0	0.000	0.000	744.7	757.8	0.000	3.6	0.0788	3.35
23.0	0.37234	284.6	0.000	0.000	754.3	750.0	0.000	3.6	0.0807	3.40
24.0	0.37328	281.2	0.000	0.000	763.5	742.5	0.000	3.6	0.0827	3.44
25.0	0.37395	277.6	0.000	0.000	772.5	735.5	0.000	3.6	0.0846	3.48
26.0	0.37435	273.9	0.000	0.000	781.2	728.8	0.000	3.6	0.0866	3.52
27.0	0.37452	270.1	0.000	0.000	789.6	722.3	0.000	3.6	0.0887	3.57
28.0	0.37445	266.3	0.000	0.000	797.8	716.2	0.000	3.6	0.0908	3.61
29.0	0.37415	262.4	0.000	0.000	805.7	710.3	0.000	3.6	0.0930	3.65
30.0	0.37363	258.3	0.000	0.000	813.5	704.6	0.000	3.6	0.0952	3.69
31.0	0.37290	254.3	0.000	0.000	821.0	699.2	0.000	3.6	0.0975	3.74
32.0	0.37195	250.1	0.000	0.000	828.4	694.0	0.000	3.6	0.0999	3.78
33.0	0.37080	245.9	0.000	0.000	835.6	688.9	0.000	3.6	0.1023	3.82
34.0	0.36944	241.7	0.000	0.000	842.6	684.0	0.000	3.6	0.1048	3.86
35.0	0.36787	237.4	0.000	0.000	849.5	679.3	0.000	3.6	0.1074	3.90

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

					КР.142.4231.01.02.ПЗ					Арк.
										24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

За результатами оптимізації циклу будуються графіки залежностей $\eta_e = f(\pi_k)$ і $Ne_{y\delta} = f(\pi_k)$ - відповідно ККД і питома потужність від ступеня підвищення тиску в циклі. Графік залежності зображено на рис. 1.9.

Як видно з результату розрахунку питома потужність зменшується з ростом π_k , а ККД спочатку зростає до максимуму, а потім плавно зменшується. Максимальний ККД досягається при $\pi_{k\eta} = 27$, $\eta_e = 0.37452$ (табл. 3). Але проектне (розрахункове) значення π_k^{PO3} необхідно брати дещо меншим за величиною. Зменшені значення π_k^{PO3} дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи компресорного блока. Для обраного значення $\pi_k^{PO3} < \pi_{k\eta}$ повинне виконуватись співвідношення:

$$\delta\eta_e = \frac{\eta_{e\max} - \eta_{ePO3}}{\eta_{e\max}} \leq 0,5 \dots 1,0\%$$

Згідно з перерахованими вище умовами міра підвищення тиску π_k^{PO3} приймається рівною $\pi_k^{PO3} = 21$, при цьому $\eta_e = 0,36958$, $Ne_{y\delta} = 328,8 \text{ кВт/(кг/с)}$.

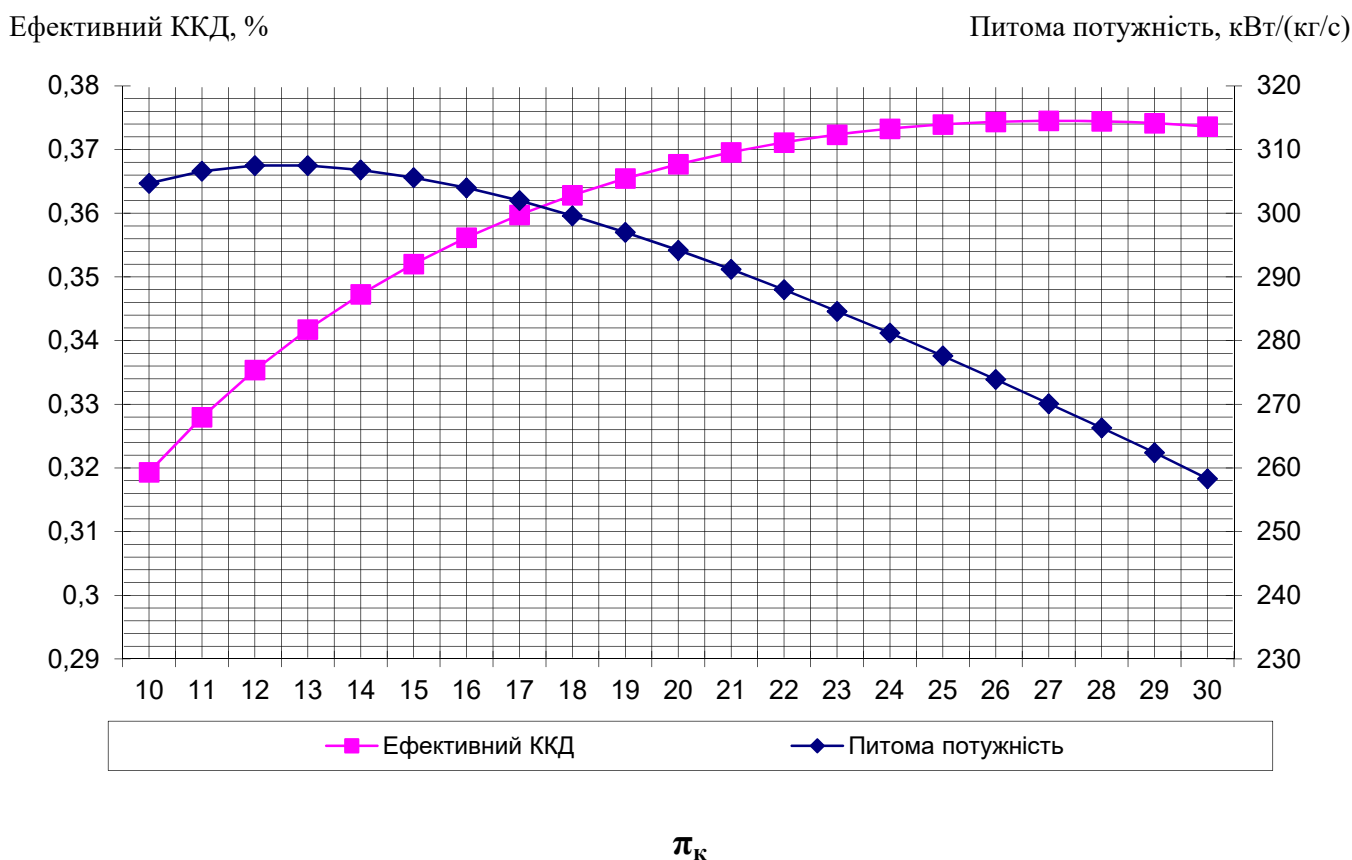


Рисунок 2.2 – Залежність ефективного ККД циклу ГТА та $Ne_{\text{пит}}$ від загальної міри підвищення тиску в циклі

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.4231.01.02.ПЗ					Арк.
										25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 18000 кВт, початкова температура газу – 1450 К, базовий двигун – UGT 15000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 21.

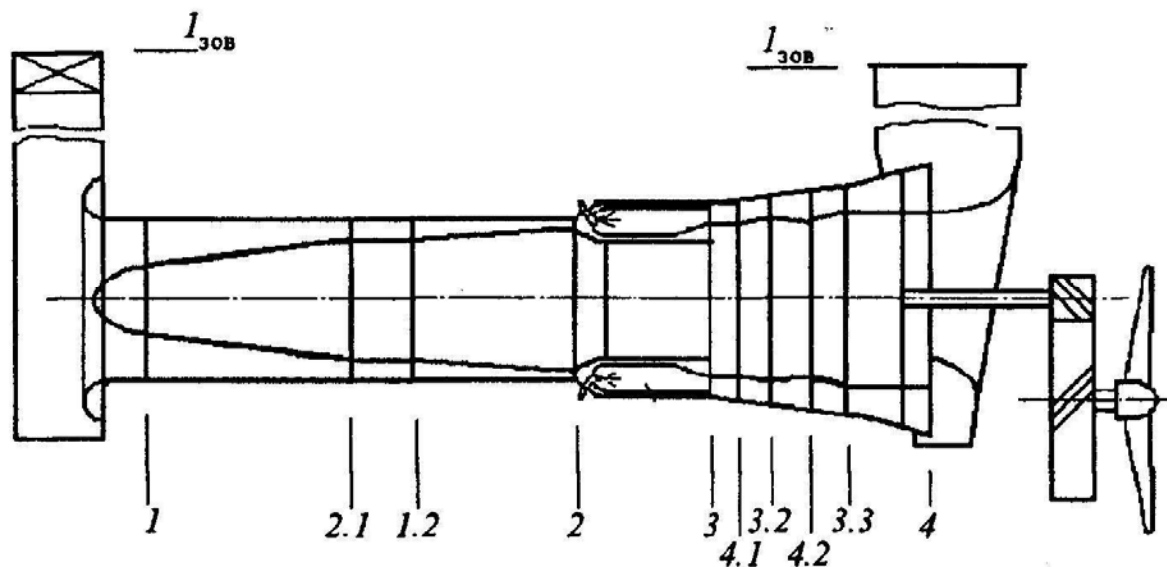


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема і розрахункові перерізи ГТА

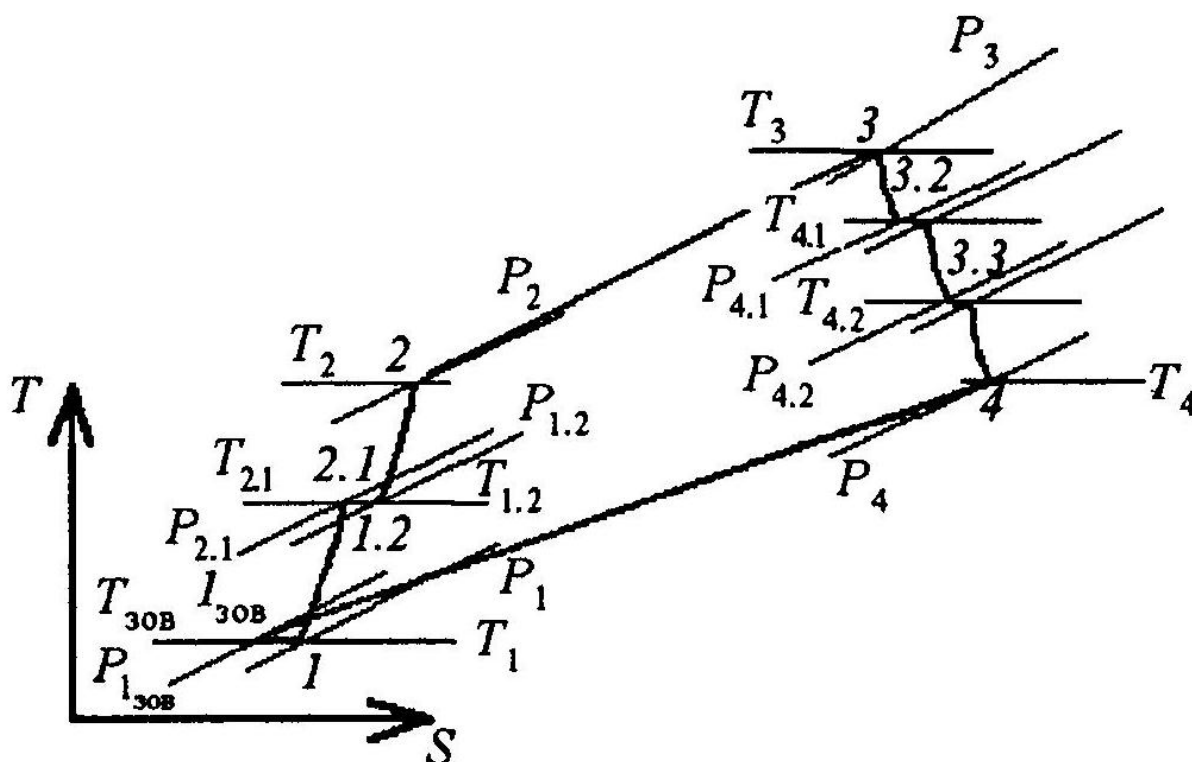


Рисунок 2.4 – Термодинамічний цикл двокаскадного ГТД з вільною ТГ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.02.ПЗ	Арк.
						26

Таблиця 2.3 – Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА простого циклу

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається[4]	21	
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1450	
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається[4]	288,0	
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається[4]	0,1013	
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається[4]	1090,0	
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається[4]	0,8950	
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається[4]	0,9950	
8. КВПТ у входному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається[4]	0,9850	
9. КВПТ у перехіднику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається[4]	0,9950	
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається[4]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається[4]	1,0000	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається[4]	1,0000	
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається[4]	0,9850	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається[4]	0,8900	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається[4]	0,9100	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{\text{т3}}$	Приймається[4]	0,9250	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається[4]	0,9950	
18. Внутрішній ККД редуктора $\eta_{\text{р}}$	Приймається[4]	0,9800	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa2}$	Приймається[4]	0,9850	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря $g_{\text{е}}$	Приймається[4]	0,0220	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива $H_{\text{н}}$, кДж/кг	Обирається [4]	42915	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Обирається [4]	14,78	
23. Ефективна потужність ГТА $N_{\text{е}}$, кВт	Задається завданням	18000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\kappa2}$	Приймається[4]	4,583	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\kappa1}$	$\pi_{\kappa\Sigma} / \pi_{\kappa2}$	4,583	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{\text{п1}}$	$\frac{c_{\text{рп1}}}{c_{\text{рп1}} - R_{\text{п}}}$	1,4000	
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\kappa1}$	$\frac{\pi_{\kappa1}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}{\pi_{\kappa1}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1} \eta_{\text{ак}}$	0,8708	0,8709

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

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	180,21	178,83
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	468,21	466,83
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	366,46	365,87
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,011	1,011
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3966	1,3966
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot \nu_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,4570	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3800	1,3759
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}} \eta_{ак}} - 1}$	0,8717	0,8718
37. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	279,69	276,64
38. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	747,90	743,47
39. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	590,11	587,43
40. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,0490	1,0480
41. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3767	1,3770
42. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,4550	
43. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,0850	
44. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{p\Gamma\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,2850	

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

										Арк.
										28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КР.142.4231.01.02.ПЗ

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
45. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{pp} _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.кз})$	1,1150	
46. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{pp} _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.кз}^{вх})$	1,0330	
47. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{pp} _{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{pp} _{293}^{T_2}(T_2 - 293)}{Q_p^n \cdot \eta_{кз} - [c_{pp} _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pp} _{293}^{T_2} \cdot L_0] \cdot (T_3 - 293)}$	0,0215	
48. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	3,143	
49. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{кз}$	2,0020	
50. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [4]	2	
51. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T_3 - T_d \leq 100$ К	1,4000	
52. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
53. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t1}	Приймається 0,96...0,97	0,9200	
54. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{ох1}$	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ох1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ох})} \left(\frac{T_3}{T_{ох}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t1}$	0,0550	
55. Оціночна температура перед ТНТ $T_{3,2}$	$T_3 - 0,91 \cdot \Delta T_{к2}$	1198,3	
56. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [4]	1	
57. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТНТ $g_{ох2}$	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ох2} + 1)}{2} \frac{(T_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ох})} \left(\frac{T_{3,2}}{T_{ох}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t2}$	0,0112	
58. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$	$\alpha_{к2} - g_{ох1} - g_{ох2} - 0,011$	0,9080	
59. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}}$	0,9420	
60. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{кз} + g_{ох1} + 0,010$	0,9880	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ох2} + 0,004$	1,0035	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t3}	$\beta_{t3} + 0,012$	1,0075	
63. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сер.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,9 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{m1}}$	1324,1	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					29

КР.142.4231.01.02.ПЗ

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
64. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1}, \alpha)$	1,2400	
65. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{r1}	$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_r}$	1,3010	
66. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{m1}}$	0,9020	
67. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{T1} , К	$C_2 \cdot \Delta T_{k2}$	249,53	
68. Оціночна температура за ТВТ $T'_{4.1}$, К	$T_3 - \Delta T_{T1}$	1200,5	
69. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*, \alpha)$	1,2200	
70. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*)$	1,1750	
71. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодженого повітря $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pn} \Big ^{T_{4.1}^*} g_{ox1}}{c_{pz} \Big ^{T_{4.1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T$	1173,5	
72. Міра розширення газу у ТВТ π_{T1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{T1}}{T_3 \cdot \eta_{T1} - \Delta T_{T1}} \right)^{\frac{k_{c1}}{k_{c1} - 1}}$	2,002	
73. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{k3}$	2,002	
74. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{T1}}$	0,7910	
75. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1173,0	
76. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1093,0	
77. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,2010	
78. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ k_{p2}	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_r}$	1,3140	
79. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,8557	
80. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{T2} , К	$C_1 \cdot \Delta T_{k1}$	153,02	
81. Оціночна температура за ТНТ $T'_{4.2}$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{T2}$	1020,0	
82. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} \Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$	1,1450	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.02.ПЗ	Арк.
						30

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
83. Телоемність повітря для процесу змішування $c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,1870	
84. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1017,1	
85. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2} - 1}}$	1,9101	
86. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot v_{t1}$	0,7908	
87. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$	0,4140	
88. Тиск газу перед турбіною гвинта $P_{3,3}$, МПа	$P_{4,2} \cdot v_{t2}$	0,4140	
89. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К	$T_{3,3} = T_{4,2}$	1017,0	
90. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{3,3}}{v_{t3}}$	0,1030	
91. Міра розширення газу в ТГ π_{t3}	$\frac{P_{3,3}}{P_4}$	4,025	
92. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	903,20	
93. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,1610	1,1210
94. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$	$\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_{г}}$	1,3290	1,3440
95. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	274,08	282,17
96. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3,3} - \Delta T_{т3}$	742,99	734,90
97. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	868,92	
98. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	311,08	
99. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{кпр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	59,04	

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

					КР.142.4231.01.02.ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
100. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot \nu_{\text{вх}}$	58,16	
101. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	57,29	
102. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	52,81	
103. Годинна витрата палива на двигун $G_{нал, год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	4092,0	
104. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	53,95	
105. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ох1}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох1}$	3,187	
106. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	57,48	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ох2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох2}$	0,639	
108. Витрата газу через ТГ $G_{т3}$, кг/с	$\beta_{т3} \cdot G_{к1}$	58,36	
109. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{к1}$	58,60	
110. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал, год} / N_e$	0,2270	
111. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3690	

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

					КР.142.4231.01.02.ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 3 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

3.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

КНТ: Тиск повітря на вході в КНТ $P_1=0,1013$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2=0,4570$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1=288$ К температура повітря за КНТ $T_2=468,21$ К; витрата повітря через КНТ $G_k=58,16$ кг/с.

КВТ: Тиск повітря на вході в КВТ $P_1=0,4550$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2=2,085$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1=468,21$ К; температура повітря за КВТ $T_2=747,90$ К; витрата повітря через КВТ $G_k=57,29$ кг/с

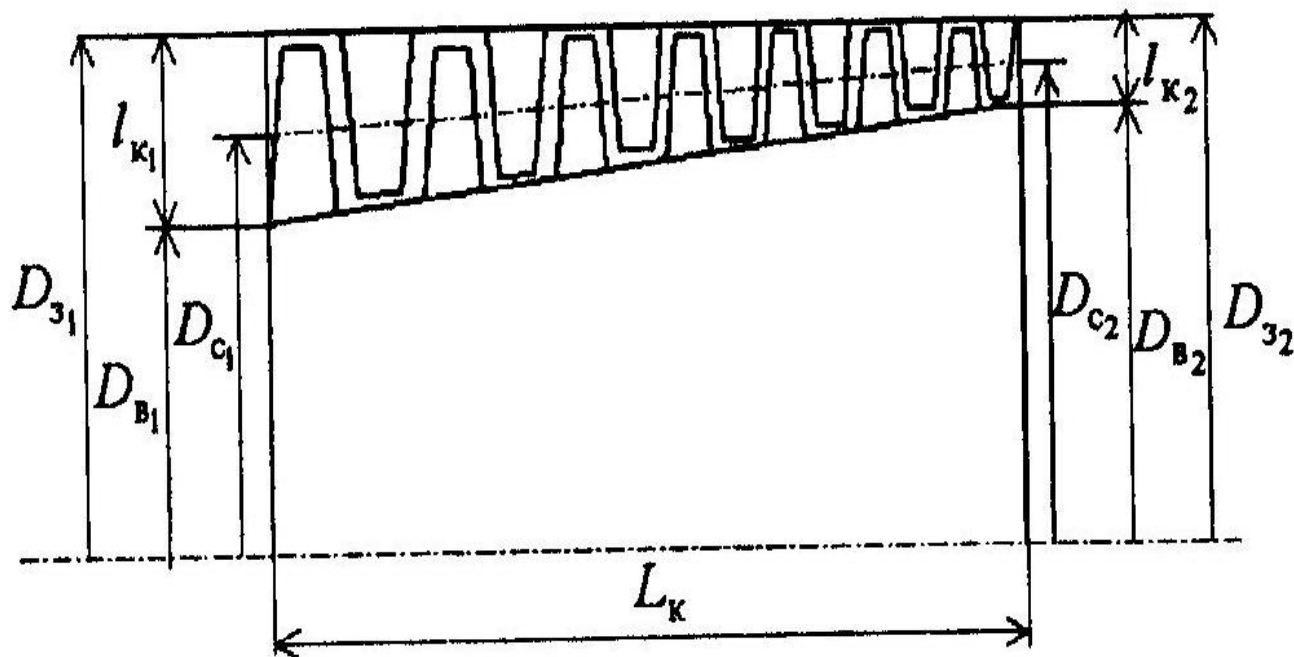


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.03.ПЗ	Арк.
						34

Таблиця 3.1 – Габаритний розрахунок осьових компресорів ГТД

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається[4]	300	300
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається [4] (0.45...0.55)	0,50	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	150,0	135,0
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3990	1,3890
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,4830	0,3410
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,6900	0,5130
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,3550	0,1320
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вТ}$	Приймається[4]	0,5000	0,7600
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{з1}$, м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{вТ}^2)}}$	0,7760	0,6300
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вТ} \cdot D_{з1}$	0,3880	0,4790
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{с1}$, м	$\frac{1}{2}(D_{з1} + D_{в1})$	0,5820	0,5540
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$(D_{з1} - D_{в1}) / 2$	0,1940	0,0760
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{з1}}{\pi \cdot D_{з1}}$	7384	9095
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[4]	ВТ3-1	X17Н2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{МК}$, кг/м ³	Приймається[4]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається[4]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{к1}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{МК}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	109,6	106,7

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.03.ПЗ	Арк.
						35

Продовж. табл.3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	σ_K / σ_{K1}	8,85	8,90
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9 \div 1,0) c_{a1}$	142,5	121,5
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3890	1,3590
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3600	0,2440
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5390	0,3770
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1270	0,0500
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_g = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,7760	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,6640	
	$D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,7200	
25. Висота останньої лопатки компресора l_{K2} , м	$D_{B2} = D_{B1}$		0,4790
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$		0,5410
	$D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,5100
	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,0560	0,0310
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_K	Приймається[4]	4,583	4,583
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{K\text{ст}}$	Приймається[4]	1,22	1,17
28. Число ступенів компресора z_K	$\text{Ціле} \frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{K\text{ст}}}$	8	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CK} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2410	0,0910

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

Продовж. табл. 3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{c1} = D_{cc}$ $D_{bc} = D_{cc} - \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,7760 0,5440 0,6600	
	$D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{bc} + D_{3c}) / 2$		0,4790 0,5870 0,5330
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{kc} , м	$(D_{3c} - D_{bc}) / 2$	0,1160	0,0540
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc} / l_{kc}	5,683	9,836
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтк}$	$0,087353 + 0,02604 v_{лс} + 0,00092 \times v_{лс}^2 + 0,00004 v_{лс}^3$	1,0590	1,2570
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтк}$, м	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{cтк}$	0,1230	0,0680
35. Осьовий габарит проточної частини L_k , м	$L_{cтк} \cdot z_k$	0,9830	0,6810
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,18 \cdot D_{31}$	0,1400	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,3490	—
38. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}$, м	$0,35 \cdot D_{32}$	0,2720	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.03.ПЗ	Арк.
						37

3.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз} = 52,81$ кг/с; Годинна витрата палива на двигун $G_{пал_{год}} = 4092$ кг/год; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,995$; нижча нааявна теплотворна здатність палива $H_u = 42915$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,78$;

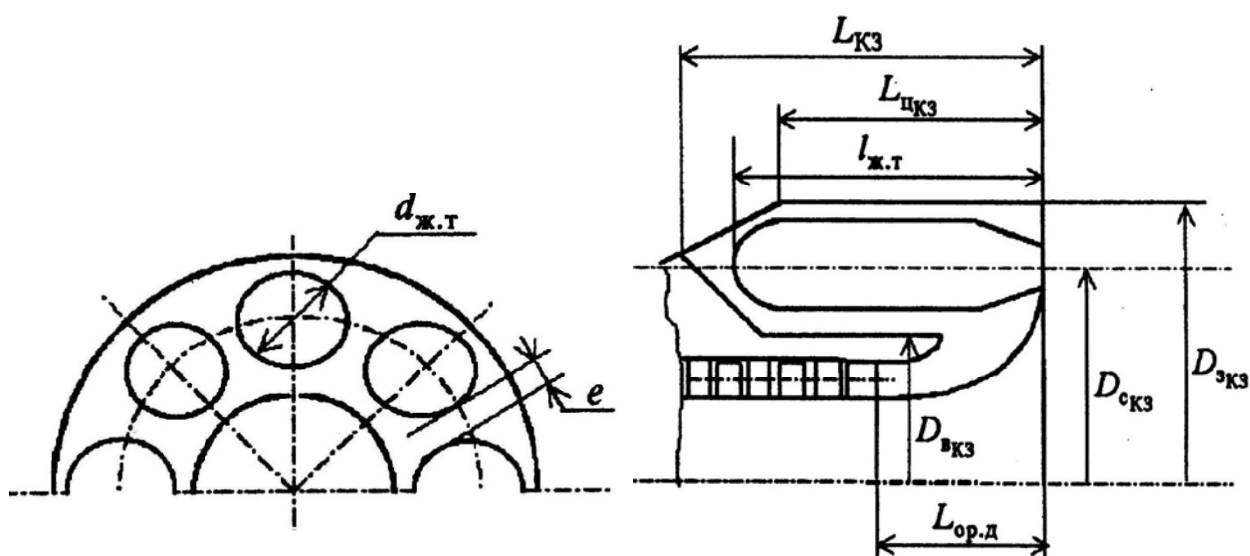


Рисунок 3.2 – Схема трубчато-кільцевої протитокової КЗ

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

					КР.142.4231.01.03.ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 – Габаритний розрахунок протитокової камери згоряння

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$2,085 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[4]	1100
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,0760
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	14
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	$5,443 \cdot 10^{-3}$
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[4]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,0
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1490
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,4470
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,0370
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,8360
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.8)	1,4
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	23,52
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	29,29
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,2440
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,5610
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,0500
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,6230
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,56 \cdot D_{с_{2_{кет}}}$	0,2860
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{ц_{кз}}$, м	$l_{ж.тр.} / b$	0,3920
21. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,5140

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.4231.01.03.ПЗ

Арк.

39

3.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

ТВТ: Витрата газу через ТВТ $G_T=53,95$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3=1450$ К; температура газу за ТВТ $T_4=1173$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3=2,002$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4=0,791$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,89$.

ТНТ: Витрата газу через ТНТ $G_T=57,48$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=1173$ К; температура газу за ТНТ $T_4=1017,0$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,791$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,414$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,91$.

ТГ: Витрата газу через ТГ $G_T=58,36$ кг/с; температура газу перед ТГ $T_3=1017,0$ К; температура газу за ТГ $T_4=742,99$ К; тиск газу перед ТГ $P_3=0,414$ МПа; тиск газу за ТГ $P_4=0,103$ МПа; внутрішній ККД ТГ $\eta_T=0,92$.

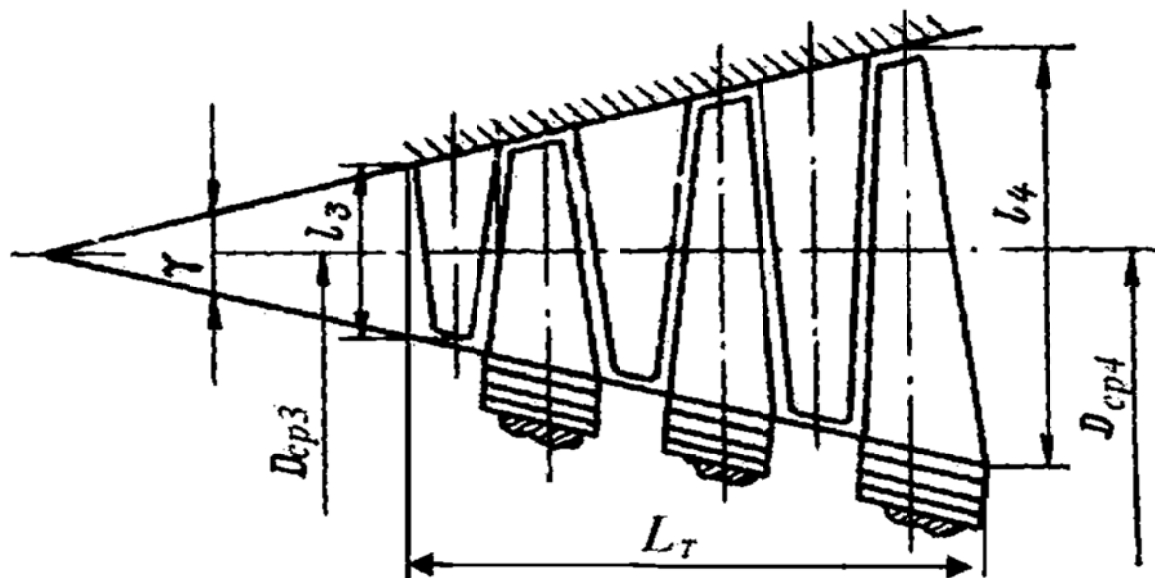


Рисунок 3.3 – Меридіанний переріз турбіни ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.03.ПЗ	Арк.
						40

Таблиця 3.3 – Габаритний розрахунок осевих турбін ГТД

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg[1 - (\Delta T / T)_{ст}]}$	1	1	3
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_a^* \cdot 10^5$, кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_{p_3} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	3,651	2,105	3,709
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається[4]	15	35	10
5. Корнева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається[4]	0,25	0,10	0,05
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,3790	0,1560	0,2400
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,98	0,98	0,98
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	653,26	584,01	424,81
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,2940	1,3090	1,3190
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,9530	0,9450	0,7370
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	Приймається[4]	16	20	25
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{T3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{T3} - 1)}{(\kappa_{T3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{T3} - 1}}$	0,9980	0,9960	0,9190
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1.1}}}$	0,0940	0,1850	0,2920
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,8360	0,8360	1,0000
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,0360	0,0700	0,0930
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,0380	0,0740	0,0980
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	22,2	11,34	10,23
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,7740	0,5570	0,5960

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.03.ПЗ	Арк.
						41

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	9095	7384	5300
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	398,26	323,33	277,51
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,6100	0,5540	0,6530
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,109	1,0060	0,9130
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{cl}$	0,8720	0,9070	1,0930
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{cl}$	0,8000	0,7660	0,9070
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається[4]	ЧС88	ЧС88	ЭП539
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними[4]	8100	8100	8300
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M_3} , К	Приймається $T_{M_3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p_2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 70$			992
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[1]	195	195	330
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M_3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	2,4730	1,9170	3,8780
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	210,67	239,69	215,44
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,3090	1,3190	1,3440
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,3410	0,4160	0,4360
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,5160	0,6130	0,6370
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,1220	0,1840	0,6100
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{M4} , К	Приймається $T_{M4} = T_d$	1080	1080	
	$1,08 \cdot T_4$			802,43

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.4231.01.03.ПЗ

Арк.

42

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{M4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	195	195	640
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	1,9190	1,9180	3,6060
38. Діаметри на виході з турбіни				
$D_c = const$	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,8360 0,7900 0,8830	0,8360 0,7660 0,9060	
$D_B = const$	$D_{4B} = D_{3B}$ $D_{43} = \sqrt{D_{4B}^2 + 4F_4 / \pi}$ $D_{4c} = (D_{4B} + D_{43}) / 2$			0,9070 1,2640 1,0860
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,0460	0,0700	0,1790
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня V_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	18,083	11,917	6,073
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст.}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,1080	0,1840	0,4510
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня				
$D_c = const$	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,8360 0,7950 0,8770	0,8360 0,7660 0,9070	
$D_B = const$	$D_{Bc} = D_{B3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{cm} / \pi}$ $D_{Cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$			0,9070 1,1820 1,0440
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,0410	0,0700	0,1370
44. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899 v_T + 0,00331 \times v_T^2 + 0,00003 v_T^3$	-	1,9110	0,7880

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

										Арк.
										43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КР.142.4231.01.03.ПЗ

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
45. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{сгт}}$,м	$l_{\text{тс}} \cdot \bar{L}_{\text{сгт}}$	0,090	0,1340	0,1070
46. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{т}}$,м	$L_{\text{сгт}} \cdot z_{\text{т}}$	0,090	0,1340	0,3210

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

					КР.142.4231.01.03.ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

КР.14.2.4231.01.03.ПЗ.

M 1:20

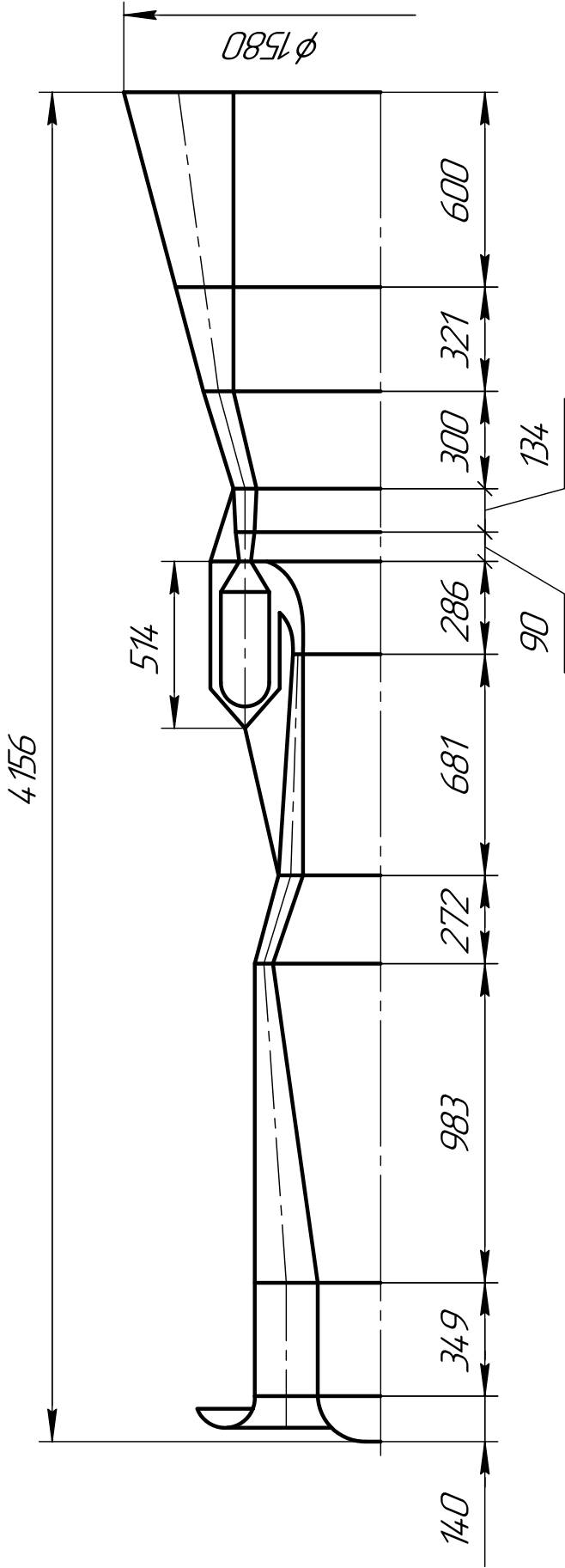


Рисунок 1.15 - Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД

Інв. № подл.	Взам. інв. №	Інв. № змін	Підп. у дата
			Підп. у дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
КР.14.2.4231.01.03.ПЗ.				
Лист 45				

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата				
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.04.ПЗ					
	Студент.	Арипов А. А.				Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчас- тої турбіни високого тиску	Літ.	Арк.	Аркушів		
	Керівник	Козловський А.В.						46	55		
	Консульт.						НУК				
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного агрегату 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 третьому розділі при габаритно-компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

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

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

Слід зазначити, методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються 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 $\lambda = D_{cp}/l_p \geq 10...12$. У противному випадку по-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.04.ПЗ	Арк. 47

тік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Результати розрахунку зведені до табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Робоче тіло (продукти згоряння дизельного палива)	Вихідні дані	—
2. Витрата робочого тіла G , кг/с	Вихідні дані	53,95
3. Статичні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Вихідні дані	$2002 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Вихідні дані	1450
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Вихідні дані	120,0
5. Статичний тиск за ступенем p_2 , Па	Вихідні дані	$790,8 \cdot 10^3$
6. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	9095
7. Коефіцієнт надлишку повітря α	Вихідні дані	3,143
8. Температура робочого тіла за ступенем T'_{2t} , К	Береться із подальшим уточненням $T_0 - (80 \dots 120)$	1350,0
9. Середня температура процесу в ступені T_{cp} , К	$0,5 (T_0 + T'_{2t})$	1400,0
10. Теплоємність робочого тіла c_p , Дж/(кг·К)	Приймається[7]	1264,0
11. Комплекс $m = \frac{k-1}{k}$	Приймається[7]	0,233
12. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,304
13. Газова стала R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	294,58
14. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	746,25
15. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,161
16. Повні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0^* , Па	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$	$2035 \cdot 10^3$
температура T_0^* , К	$T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	1456,0

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.04.ПЗ	Арк.
						48

Продовж. табл. 4.1

17. Наявний тепловий перепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	363900
18. Температура газу за ступенем T_{2t} , К	$\frac{c_p T_0^* - \Delta h_a^*}{c_p}$	1168,0
19. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному тепловому перепаду ступеня c_{ad} , м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	853,10
20. Віяловість ступеня $\lambda = D_{cp2}/l_p$	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	31
21. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05[7]	0,25
22. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,313
23. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...20	16,0
24. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,95...0,98	0,98
25. Наявний тепловий перепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	249800
26. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	692,71
27. Характеристика ступеня $v_{ad} = u_1/c_{ad}$	$\frac{\varphi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,5680
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ad} v_{ad}$	484,96
29. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	1,0180
30. Розрахункова температура робочих лопаток $T_{розр}$, К	$T_0^* - \frac{u_1^2}{2c_p} \left(\frac{2\varphi\sqrt{1-\rho} \cos \alpha'_1}{v_{ad}} - 1 \right)$	1293,0
31. Марка матеріалу	Береться з [7]	ЧС88
32. Густина матеріалу лопаток ρ_m , кг/м ³	Визначається залежно від обраної марки матеріалу [7]	8100

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

КР.142.4231.01.04.ПЗ

Арк.

49

33. Границя тривалої міцності матеріалу σ_{mp} , Па	Визначається залежно від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток [7]	$300 \cdot 10^6$
34. Напруження розтягу в кореновому перерізі робочих лопаток σ_p , Па	$(1,4 \dots 2,0) \rho_m \frac{u_1^2}{\lambda}$	$84,97 \cdot 10^6$
35. Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці σ , Па	$\sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{32}}{\sigma_p} \right)$, де $\sigma_{32} / \sigma_p \approx 0,1 \dots 0,2$	$102,0 \cdot 10^6$
36. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_σ	σ_{mp} / σ	3,53
37. Перевірка умови	$n_\sigma \geq 1,5 \dots 2,0$	виконується
38. Розрахункова температура робочих лопаток з урахуванням охолодження $T_{розр}$, К	Береться [7]	1100
39. Границя тривалої міцності матеріалу σ_{mp} , Па	Визначається залежно від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток [7]	$300 \cdot 10^6$
40. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_σ	σ_{mp} / σ	2,942
41. Перевірка умови	$n_\sigma \geq 1,5 \dots 2,0$	виконується
42. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	9893
43. Статичні параметри робочого тіла за сопло- вою решіткою:		
тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	$1088 \cdot 10^3$
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2 c_p}$	1266,0
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	2,9180
44. Критичне відношення тисків $p_{кр} / p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,5450

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.04.ПЗ	Арк.
						50

Продовж. табл. 4.1

45. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,5350
46. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град:		
при $(p_1/p_0^*) \geq (p_{кр}/p_0^*)$	α'_1	16,0
при $(p_1/p_0^*) < (p_{кр}/p_0^*)$	$\arcsin \sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}}$	—
47. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	697,28
48. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,9930
49. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,0300
50. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_\kappa$,	Береться 4...20 [7]	4,0 (2,0 + 2,0)
51. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020 [7]	0,020
52. Коефіцієнт $(l/B)_c$	Береться з [7]	1,4
53. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,022
54. Коефіцієнт $(l/B)_p$	Береться з [7]	2
55. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$ [7]	0,0002
56. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(tg\gamma_n + tg\gamma_\kappa) - \delta_r}{(l/B)_p - tg\gamma_n - tg\gamma_\kappa}$	0,0160
57. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,0330
58. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_\kappa}{2}$	1,0180
59. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	484,96
60. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	31,21
61. Мінімально допустима при знайдений λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_\kappa + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,3130

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.04.ПЗ	Арк.
						51

Продовж. табл. 4.1

62. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,1 %
63. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ (кут α_0 береться рівним 90^0) [7]	40
64. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,034
65. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,80
66. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	263,04
67. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	46,54
68. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,98 [7]	0,98
69. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	114100
70. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	148700
71. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	534,37
72. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	588700
73. Статичні параметри потоку на виході з робочої решітки:		
температура T_2 , К	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p}$	1180,0
густина ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	2,274
74. Швидкість звуку на виході з робочої решітки a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	673,30
75. Число Маха на виході з робочої решітки M_{w2}	w_2 / a_2	0,7940

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.22 цієї таблиці

Інв. № по					КР.142.4231.01.04.ПЗ	Арк.
						52
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис		Дата

Продовж. табл. 4.1

76. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	22,17
77. Кут установки профілів робочої решітки β_y , град	Береться з [7]	63,5
78. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,0180
79. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$	0,4 ρ + 0,6	0,7250
80. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	227,23
81. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	25820
82. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	90,33
83. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	665,88
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	1,309
84. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	322300
85. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,8860
86. Характеристики ущільнення діафрагми:		
число щілин z	конструкція ущільнення[7]	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15) [7]	0,5
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020[7]	0,0004
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення [7]	0,3
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$3,77 \cdot 10^{-4}$
87. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{y.\delta}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,1980
88. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{y.\delta}$	$\frac{G_{y.\delta}}{G} \eta_u$	0,0032
89. Характеристики периферійних зазорів:		
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	(0,001...0,002)	0,002

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.04.ПЗ	Арк.
						53

Продовж. табл. 4.1

коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5[7]	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80[7]	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення[7]	2
90. 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: $0,75 \delta_r$	$0,8792 \cdot 10^{-4}$
91. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори $\xi_{заз}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0066
92. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	2,5960
93. Коефіцієнт K_m	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$
94. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло ξ_{mp}	$K_m \frac{D_{cpl}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{cp}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{ad}}\right)^3$	0,014
95. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y.\partial} - \xi_{заз} - \xi_{mp}$	0,8620
96. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	313600
97. Внутрішня потужність ступеня N_i , Вт	$G \Delta h_i$	$16920 \cdot 10^3$

За результатами розрахунку будемо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (рис.4.1).

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

										Арк.
										54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КР.142.4231.01.04.ПЗ

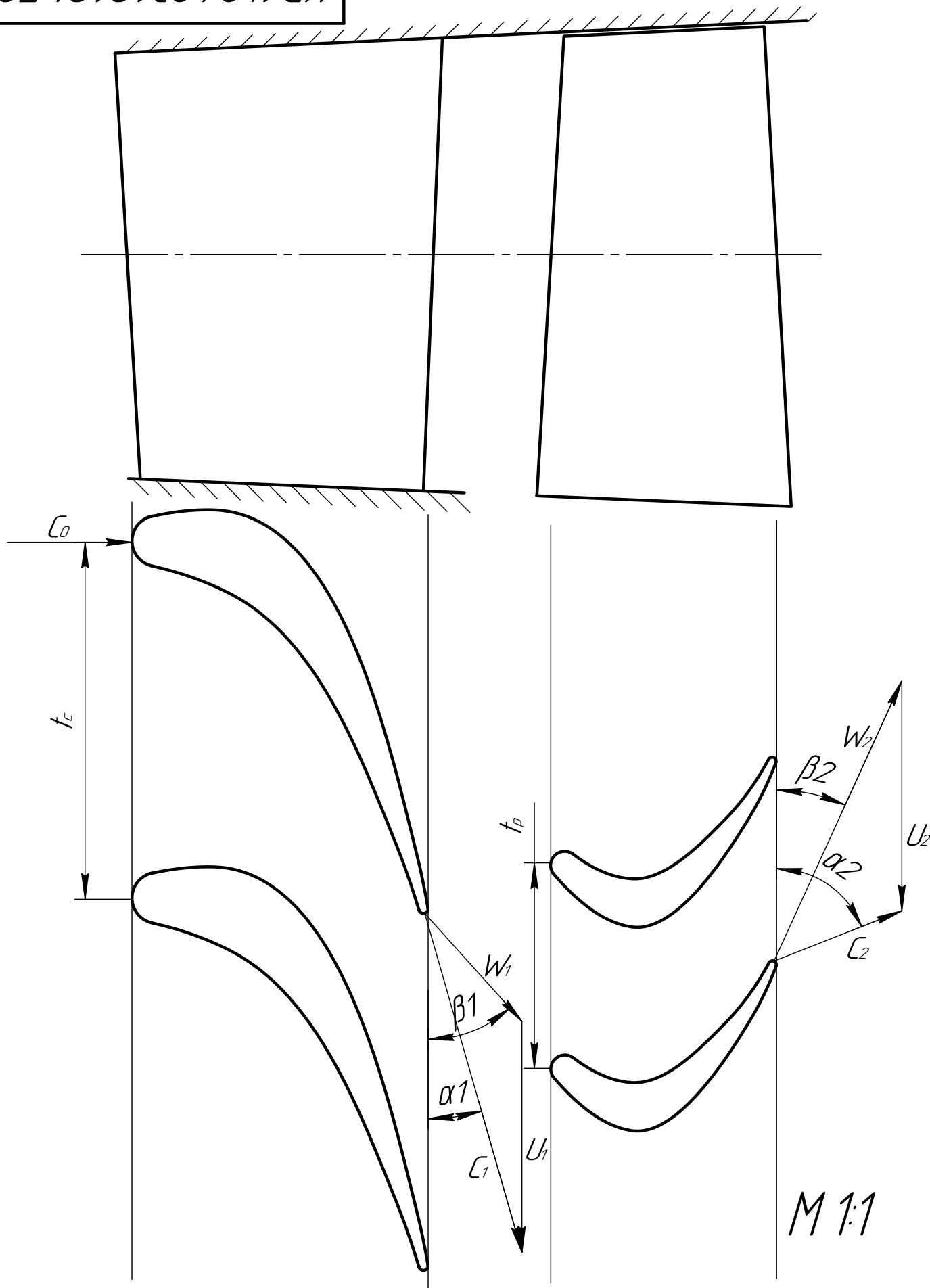


Рисунок 4.1 – Ескіз проточної частини ТВТ

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Інв. № дорл.	Подп. и дата
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

[illegible]

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. Розробка конструкції турбіни високого тиску

Проектуємий газотурбінний агрегат складається з газогенератора і вільної силової турбіни. Газогенератор містить у собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького і високого тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького і високого тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата UGT 15000 (ДГ90), який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну високого тиску (ТВТ) проектуємо осьовою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора високого тиску. Турбіна складається із соплового апарата 1 і диска 2, розташованого консольно на задній цапфі компресора високого тиску (рис.5.1).

Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить крізь отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки крізь щілини у вихідних крайках.

Ротор турбіни високого тиску складається з диска, робочих лопаток, цапфи турбіни. Робочі лопатки в диску кріпляться ялинковими замками. Для зниження динамічних напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери.

Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, які своїми виступами входять у пази корпуса.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						57

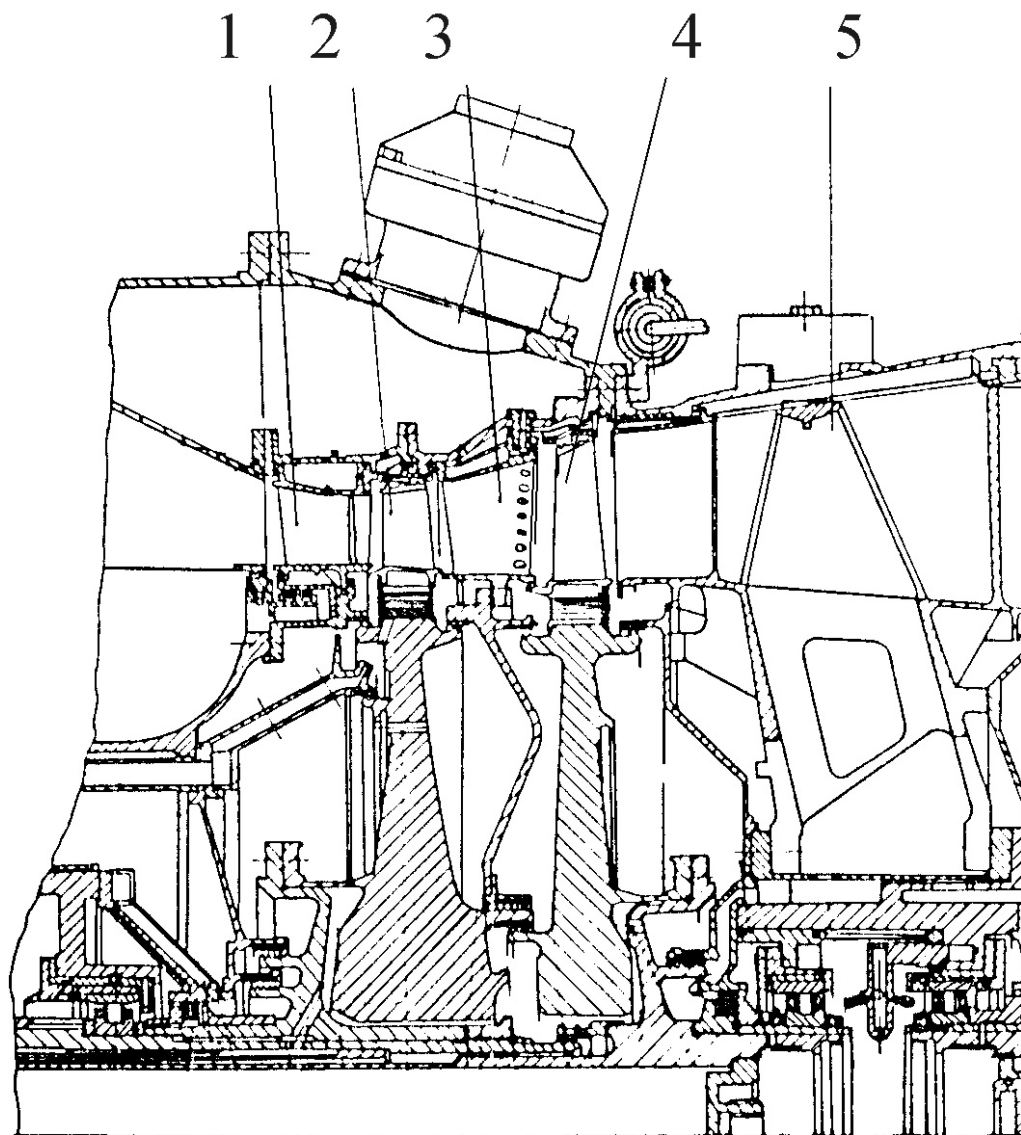


Рисунок 5.1 - Турбіни високого та низького тисків проектуемого ГТА:

1 – сопловий апарат турбіни високого тиску; 2 – ротор турбіни високого тиску; 3 – сопловий апарат турбіни низького тиску; 4 – ротор турбіни низького тиску; 5 – опорний вінець турбіни низького тиску

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						58

5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни низького тиску на середньому діаметрі (табл.4.1) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,018$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,033$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 484,96$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 16^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 692,71$ м/с;

відношення $(u / c_1)_{cp} = 0,5680$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 90,33^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 227,23$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 25,17^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 534,37$ м/с;

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

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,98$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції. Результати розрахунку зведені до табл.5.1.

За результатами розрахунку будемо профілі соплових і робочих лопаток турбінного ступеня на трьох перерізах: кореневому, середньому та периферійному (рис.5.2).

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						59

Таблиця 5.1 – Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p);$ для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2};$ для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,493	0,509	0,526
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,968	1	1,032
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	469,43	484,96	500,50
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	713,88	692,71	672,91
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	15,51	16	16,49
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,5340	0,5680	0,6040
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	31,90	35,06	38,65
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	361,32	332,40	305,75
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	25,89	25,17	24,47

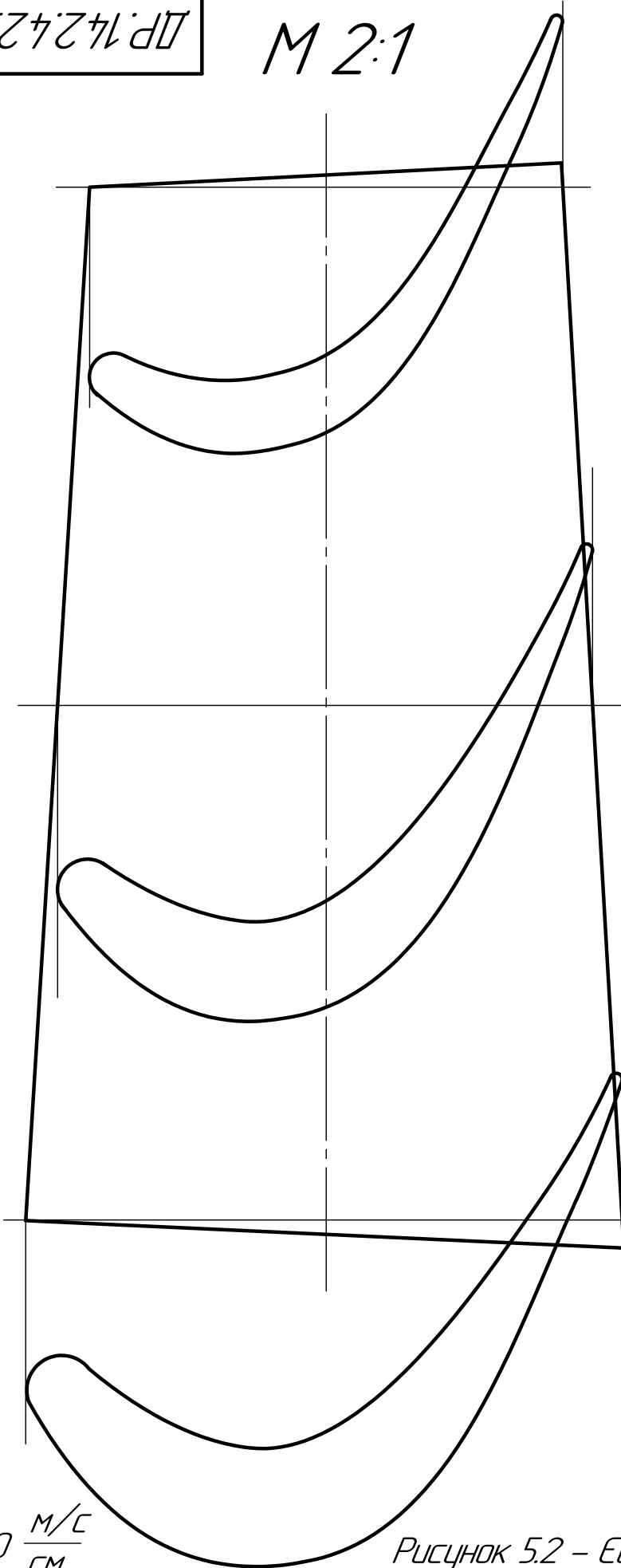
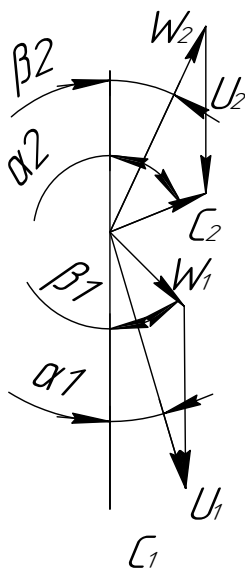
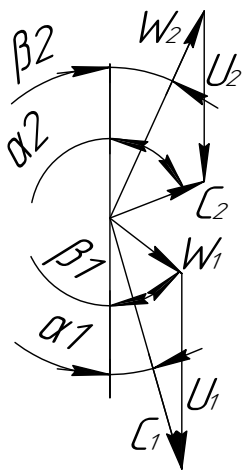
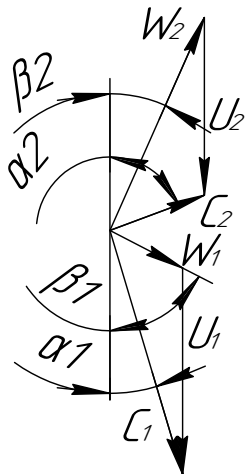
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						60

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня ло- паток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	520,31	534,37	548,51
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^0$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$; при $\alpha_{2cp} > 90^0$: $180^0 - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	90,34	90,33	90,32
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	227,23	227,23	227,23
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,2220	0,2720	0,3180

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

					КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Периферійний
переріз

Периферійний
переріз

Кореневий
переріз

m $n = 110 \frac{м/с}{см}$

Рисунок 5.2 – Ескіз закрутки
лопатки ТВТ

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність

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

витрата газу через турбіну $G = 53,95$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 9095$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,018$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,033$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 98$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1450$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 2002000$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 791000$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1090$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4): швидкості $c_1 = 692,71$ м/с та $c_2 = 227,23$ м/с; кути $\alpha_1 = 16^\circ$ та $\alpha_2 = 90,33^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	31,9	35,06	38,65
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	25,89	25,17	24,47

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

$$T_{розр} = T_1 = 1450 \text{ К.}$$

Якщо отримане значення є більшим, ніж допустима температура металу $T_{доп}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи ту-

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 63
	Підпис і дата					
	Взам. інв. №					
	Інв. № дубл.					
Підпис і дата						Арк. 63
Взам. інв. №						
Інв. № дубл.						
Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	

рбоагрегата (див. також розділ 2). Тому надалі як розрахункову слід використовувати допустиму температуру металу лопаток:

$$T_{\text{розр}} = T_{\text{доп}} = 1090 \text{ К.}$$

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 % [3].

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

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу [8]:

$T, \text{ К}$	$\sigma_{1000}, \text{ МПа}$
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 [9].

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.

Таблиця 5.2 - Розраховані значення

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ Арк. 64				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

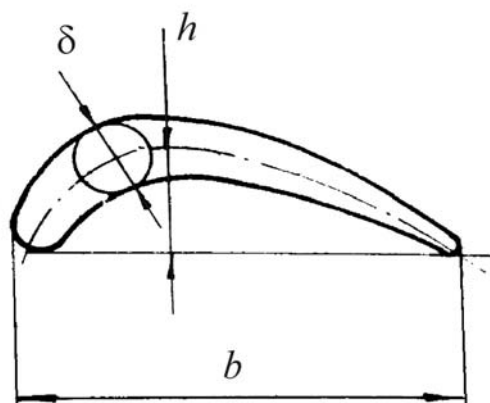
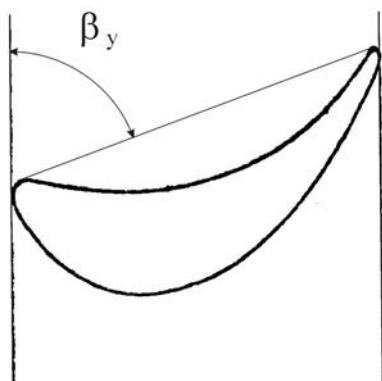


Рисунок 5.3 – Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис.4.1), або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [7, с.236], кут установки профілю

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

Розмір хорди профілю

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

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

$$\delta \geq (0,040...0,045) \text{ } b.$$

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

					КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 - Результати замірювання

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	0,02	61,5	0,023	0,006	0,008	0,000065
Середній	0,018	60,3	0,021	0,003	0,007	0,000032
Периферійний	0,016	59,0	0,019	0,002	0,007	0,000017

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [7, с.236]:

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

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.

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"-Машпроект" наведена на рис.5.4 [10].

З урахуванням системи охолодження площу поперечного перерізу таких лопаток можна оцінити за формулою

$$F = 0,77 k_{ox} b \delta,$$

де $k_{ox} \approx 0,55...0,75$ – коефіцієнт зменшення площі.

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

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

де $F_o = 0,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

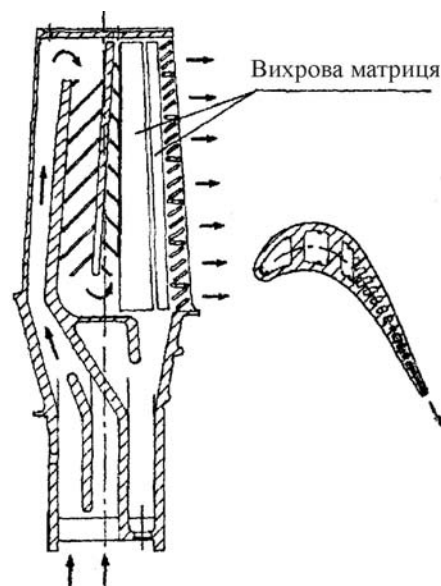


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.4231.01.05.ПЗ		Арк.
							67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

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

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.

$$\alpha = 90^0 - \beta_v = 24,5^0,$$

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5)¹. Для цього використовуємо формули [11, 12]:

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -2,97 \cdot 10^{-7} \text{ M}^3;$$

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

$$\sigma_{\text{иоС}}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta\text{С}}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi\text{С}}} = 71,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 71,3 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{\text{ро}} + 0,2 |\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 111,2 \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{\text{ро}} = 96,9 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = 1,75,$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 195 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ 71

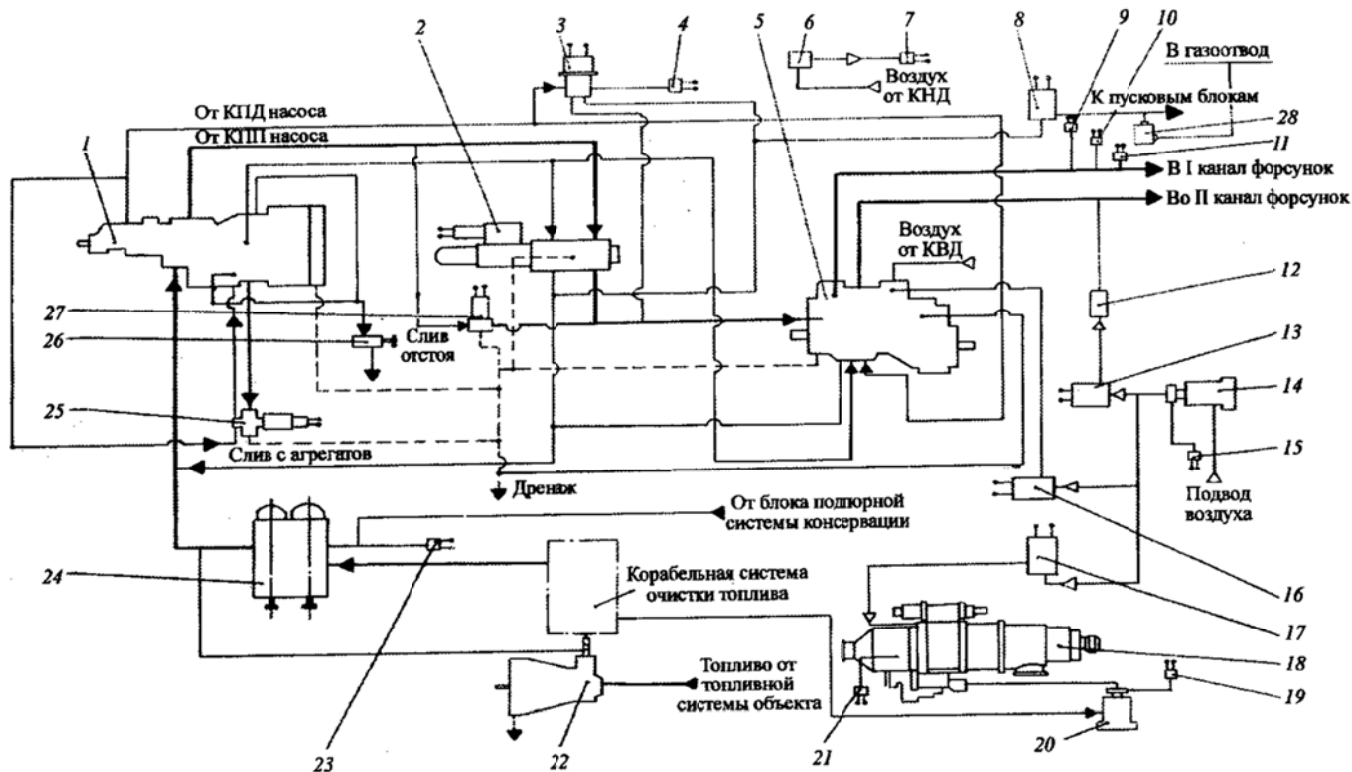


Рисунок 5.6 – Система паливна: 1 - насос-регулятор; 2 - кран паливний з електро- механізмом; 3 - регулятор відкриття клапанів на скидах; 4, 7, 15, 19 - сигналізатори тис- ку; 5 - автоматичний розподільник палива; 6 - корпус жиклерів; 8 - кран електромаг- нітний паливний; 9-11, 21, 23 - датчики тиску; 12 - клапан зворотний; 13, 16, 17 - кра- ни електромагнітні повітряні; 14, 20 - фільтри; 18 - турбостартер; 22 - насос, що під- качує; 24 - фільтр паливний; 25 - клапан скидання; 26-кран стравлювання; 27 - ава- рійний клапан зливу; 28 - дросель

Одночасно з відкриттям пускового паливного крана 8 включаються запальні свічки. Відбувається займання пускового палива.

З відкриттям паливного крана з електро-механізмом 2 основне паливо від качає вузла насоса-регулятора 1, через отвір голки малого газу насоса-регулятора, отвір в золотнику паливного крана 2 і розподільний клапан АРТ 5, по трубопроводу надхо- дить в перший канал робочих форсунок. Загоряння основного палива відбувається від факела пускових блоків.

Для поліпшення розпилу основного палива в другій канал робочих форсунок через повітряний фільтр 14, кран електромагнітний повітряний 13 і зворотний кла- пан 12 подається повітря з повітряної системи корабля.

Для поліпшення розпилу палива і полум'япереброски по всьому жаровим тру- бах з відкриттям стоп-крана в автомат запуску АРТ через електромагнітний кран 16

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк. 73
-----	------	----------	--------	------	----------------------	------------

короткочасно подається повітря від системи корабля. Автомат запуску вимикається, що викликає кидок тиску палива в першому каналі. З займанням основного палива подача повітря до автомата запуску припиняється і тиск палива в каналі знижується.

У процесі запуску реле часу, відпрацьовуючи задану програму, видає команду на припинення подачі пускового палива, на відключення запальних свічок і на припинення подачі повітря в другій канал форсунок. До цього часу в камері згоряння двигуна встановлюється стійкий процес горіння палива.

При досягненні компресором оборотів нижньої межі холостого ходу по сигналу від відцентрового датчика припиняється подача палива в турбостартер і він зупиняється.

У разі зависання обертів двигуна турбостартер відключиться по сигналу від реле часу.

Зміна режимів двигуна вище холостого ходу проводиться переміщенням сектора газу на насосі-регуляторі.

Контроль за тиском палива в системі здійснюється за допомогою датчиків тиску 9,10,11,21 і 23.

Опис паливної системи ВМД, що працює на газоподібному топ-ліве

Паливна система призначена для забезпечення по командам САУ наступних процесів: подачі паливного газу в воспламенителей (рус. - запальник) при запуску двигуна; дозування паливного газу на стаціонарних і перехідних режимах, в тому числі і при запуску двигуна; припинення подачі паливного газу до форсунок з одночасним дренажем паливного газу з колектора форсунок в свічку.

Паливна система також забезпечує вимір для передачі в САУ величин тисків паливного газу до і після регулюючих клапанів і величин перепадів тисків на форсунках.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ 74

5.4.1. Агрегати паливної системи

Паливний насос-регулятор (рис.5.7) подає паливо високого тиску в робочі форсунки і автоматично забезпечує необхідний його витрата в залежності від режиму роботи двигуна.

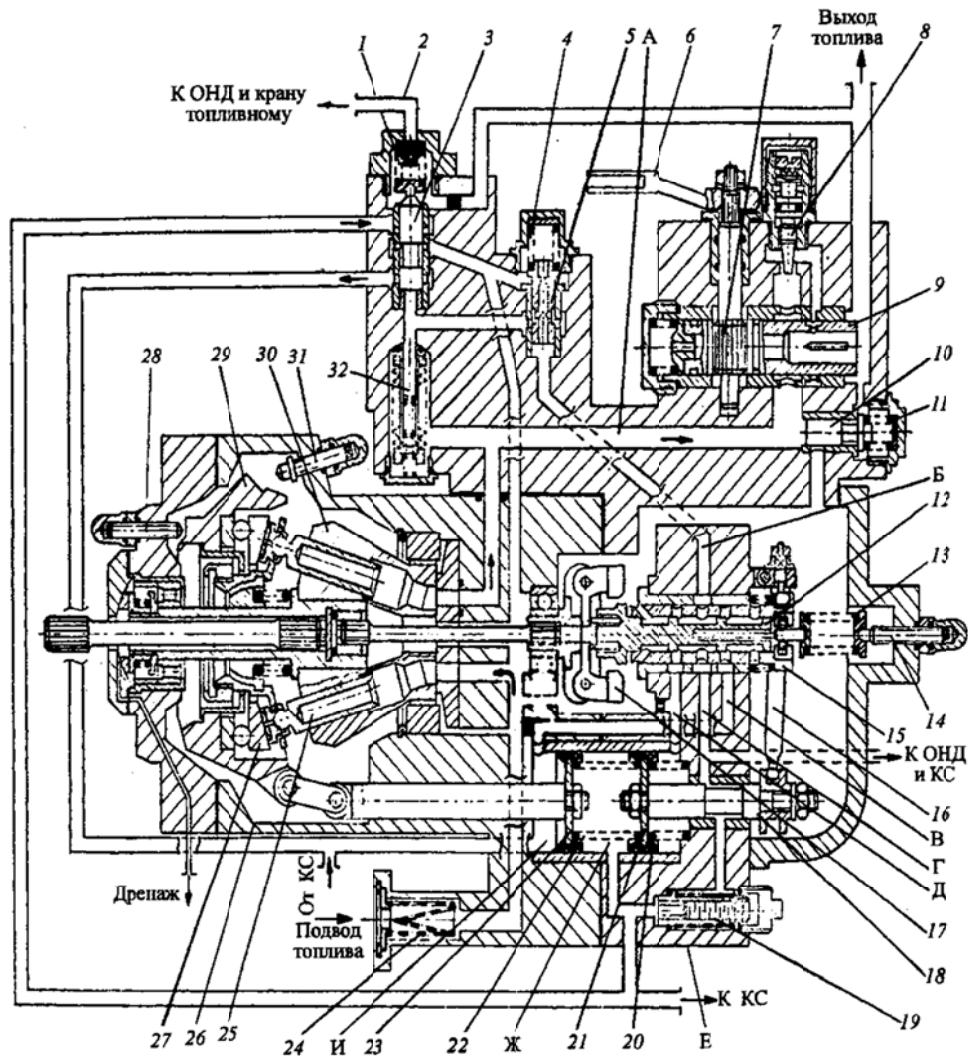


Рисунок 5.7 - Насос-регулятор паливний:

А - канал високого тиску; Б - канал палива постійного тиску; В - канал підведення до поршня похилої шайби; Г - канал підведення палива в міжпоршневую порожнину; Д - канал підведення палива до поршня зворотного зв'язку; Е - права камера поршня зворотного зв'язку; Ж - міжпоршневая камера; І - ліва камера сервопоршня; 1, 4, 11, 13, 22 - пружини; 2 - магістраль; 3, 5, 12, 18 - золотники відповідно: клапана постійного перепаду, постійного тиску, відцентрового датчика, зворотного зв'язку; 6, 16 - важелі сектора газу та зворотного зв'язку; 7 - шестерня; 8 - голка малого газу; 9 - дросельний кран; 10 - запобіжний клапан; 14 - гвинт максимальних обертів; 15 - гільза; 17 - відцентровий маятник; 19 - дросельний пакет; 20 - пружина поршня зворотного зв'язку; 21, 23 - поршні зворотного зв'язку і похилої шайби; 24 - вхідний фільтр; 25 - плунжер; 26 - корпус; 27 - кульковий підшипник; 28, 31 - гвинти мінімальної і максимальної продуктивності; 29 - похила шайба; 30 - ротор качає вузла; 32 - фільтр тонкого очищення

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ
					Арк. 75

Насос-регулятор встановлений на задній коробки приводів, ротор насоса приводиться в обертання від ротора КВТ. Основні вузли паливного насоса-регулятора - гойдає вузол і регулятор витрати. Підпитує вузол плунжерного типу, регульованою продуктивності, складається з ротора 30, похилої шайби 29 з наполегливим підшипником 27, корпусних деталей.

У роторі 30 є сім похилих гнізд, рівнорозташованих по колу. До поверхні гнізд точно притерті плунжери 25. Опорами ротора служать підшипник ковзання і роликовий підшипник кочення (на хвостовику ротора).

Підп'ятники плунжерів притискаються підпружиненим сепаратором до обойми підшипника 27, змонтованого в похилій шайбі 29. Похила шайба закріплена в корпусі насоса в горизонтальній площині за допомогою двох пальців (на малюнку не показані). Це дає їй можливість обертатися навколо осі пальців від упору гвинта мінімальної продуктивності 28 до упору гвинта максимальної продуктивності 31. Похила шайба пов'язана з поршнем 23, переміщення якого змінює кут нахилу шайби.

Принцип дії качає вузла заснований на тому, що при обертанні ротора 30, завдяки похилому розташуванню шайби 29 і наполегливої підшипника 27, плунжери 25 здійснюють зворотно-поступальний рух в гніздах ротора. При цьому кожен плунжер протягом, приблизно, півоберту ротора всмоктує паливо, а в перебігу другого півоберту виштовхує паливо на лінію високого тиску.

Продуктивність хитається вузла при даній частоті обертання визначається положенням похилої шайби 29, від кута нахилу якої залежить величина ходу плунжерів. Мінімальна продуктивність регулюється гвинтом мінімального продуктивності 28, максимальна - гвинтом максимальної продуктивності 31.

Для запобігання протікання палива в коробку приводів служить торцеве ущільнення в кришці хитається вузла, протікання з ущільнення дренажує через штуцер дренажу.

Основні вузли регулятора витрати - дросельний кран 9, клапан постійного перепаду 3, клапан постійного тиску 5, фільтр автоматики 32, відцентровий обмежувач частоти обертання.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ Арк. 76

Дросельний кран 9 і клапан постійного перепаду 3 служать для забезпечення необхідної витрати палива. Положення дросельного крана визначається положенням важеля сектора газу 6 з шестернею 7.

При положенні важеля сектора газу 6 на майданчику холостого ходу ($26^{\circ} \pm 4^{\circ}$ по лімбу насоса) дросельний кран 9 перекриває основний канал, а для проходу палива відкритий тільки обвідний канал. Регулювання витрати палива на режимі холостого ходу здійснюється голкою 8, яка встановлюється в обвідному каналі.

Зміна режиму роботи двигуна проводиться переміщенням сектора газу 6, при цьому змінюється площа прохідного перетину вікон крана. Діапазон переміщення важеля сектора газу від положення зупинки до положення, що визначає повну потужність, обмежується двома гвинтами-упорами, розташованими на корпусі регулятора.

Дросельний кран при повному його закритті (важіль сектора газу на упорі "Стоп") виконує функцію стоп-крана.

Постійний витрата палива в двигун на статичних режимах забезпечує клапан постійного перепаду (КПП) 3, що підтримує постійний перепад тиску палива на дросельному крані 9. Клапан постійного перепаду складається з золотника 3 та пружини 1. На золотник діють знизу тиск палива за качає вузлів (перед дросельним краном), зверху - зусилля пружини 1 і тиск палива на виході з насоса (за дросельним краном).

При переміщенні сектора газу на підвищення режиму роботи двигуна площа прохідного перетину вікон дросельного крана збільшується, перепад тиску палива на дросельному крані і на золотнику 3 стане нижче заданого пружиною 1. Золотник 3 зміститься вниз, прикриє слив з межпоршневої камери Ж і підведення палива через хитного вузла в камеру сервопоршня І. в той же час, відцентровий обмежувач частоти обертання, прагнучи встановити похилу шайбу на максимальну продуктивність, повертає шайбу на більший кут. Продуктивність насоса збільшується, перепад тиску на дросельному крані відновлюється до заданої величини і золотник повертається в рівноважний стан.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ Арк. 77

При переміщенні сектора газу в сторону зниження режиму роботи двигуна площа прохідного перетину вікон дросельного крана зменшується, перепад на дросельному крані і на золотнику 3 перевищить заданий. Золотник КПП зміщується вгору, відкриває злив з межпоршневої камери Ж і підведення палива через качає вузла в порожнину сервопоршня І. В результаті цього сервопоршень 23 зміщується вправо і переводить похилу шайбу 29 на менший кут нахилу.

Продуктивність насоса зменшується до тих пір, поки перепад на дросельному крані не відновиться і золотник КПП не прийде в рівноважний стан.

Клапан постійного тиску (ККД) 5 призначений для підтримки постійного тиску палива на вході в відцентровий обмежувач частоти обертання і виконавчий механізм обмежувача наростання тиску з метою отримання стабільних характеристик автоматики.

Клапан постійного тиску складається з золотника 5 і пружини 4.

При підвищенні тиску палива за клапаном вище заданого затягуванням пружини 4, золотник, стискаючи пружину зміщується вгору і зменшує площу прохідного перетину вікна в клапан, і навпаки, при зменшенні тиску палива за клапаном, золотник зміщується вниз і збільшує площу прохідного перетину вікон в клапані.

Для очищення палива надходить в елементи автоматики (КПП і ККД) призначений фільтр автоматики 32.

Запобіжний клапан 10 призначений для запобігання виникнення руйнівних тисків в каналі високого тиску А в момент зупинки двигуна, коли дросельний кран встановлюється в положення зупинки і перекриває вихід палива з насоса, а ротор качає вузла продовжує ще обертатися і подавати паливо в канал А. При зростанні перепаду тиску палива на дросельному крані 9 понад 1,5 ... 2,5 МПа, запобіжний клапан зміщується вправо і перепускає паливо з каналу нагнітання на лінію всмоктування.

Обмежувач частоти обертання призначений для обмеження частоти обертання ротора КВТ.

На всіх режимах роботи двигуна до режиму, відповідного максимально-допустимої частоті обертання ротора КВТ, зусилля від важків відцентрового датчи-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ					Арк.
										78

ка 17 недостатньо, щоб пересилити зтяжку пружини 13 і золотник 12 знаходиться в крайньому лівому положенні. При цьому лівим паском золотник відкриває підведення паливо від ККД в порожнину Е, а правим пояском зливає паливо з порожнини І. У результаті виниклого перепаду тиску і під дією пружин 20 і 22 поршні 21 і 23 прагнуть зрушатися вліво, і тим самим перемістити похилу шайбу на упор максимальної продуктивності 31. Однак зі збільшенням витрати палива, перепад на дросельному крані починає рости, КПП зміщується вгору і утримує похилу шайбу в положенні, при якому забезпечується витрата палива, заданий становищем важеля сектора газу.

При перевищенні ротором КВД максимальної частоти обертання, заданої початкової зтягуванням пружини 13, зусилля від важків відцентрового маятника 17 переміщує золотник 12 вправо. Відкривається канал В підведення палива в порожнину І і злив палива з порожнини Е.

В наслідок цього поршні 21 і 23 переміщуються вправо в сторону зменшення кута нахилу шайби 29, а отже, зменшення витрат палива і частоти обертання КВД.

Одночасно під впливом важеля зворотного зв'язку 16 вправо починає зміщуватися рухлива гільза золотника 15. Переміщення гільзи за золотником 12 зменшує імпульс на зниження продуктивності за рахунок відновлення положення отворів гільзи щодо пасків золотника. Цим самим виключаються різкі коливання продуктивності насоса, а значить і коливання частоти обертання.

У міру просування поршня 21 вправо, золотник зворотного зв'язку 18 відкриває злив палива з камери Ж через дросельний пакет 19 в порожнину низького тиску кришки регулятора. Тиск в камері падає, завдяки чому сервопоршень 23 буде продовжувати рух тільки до тих пір, поки поршень 21 не вертається в своє початкове положення, при якому камера Ж буде від'єднало від порожнини низького тиску золотником зворотного зв'язку. Гільза золотника 15 під дією важеля 16 також повернеться в початкове положення.

Золотник 12 до моменту відновлення частоти обертання КВД прийде в початкове рівноважний положення щодо гільзи 15.

Гранична частота обертання регулюється зтягуванням пружин 13 гвинтом 14.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.4231.01.05.ПЗ Арк. 79					

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

7 - пружина мембрани АЗ; 2 - гвинт регулювання пружини; 3,4 жиклери стра-
влювання повітря і входу повітря; 5 - поворотна пружина; 6 - поршень; 7 - тарілка
буферна; 8 - шток регулювання характеристики ОНД; 9 - пружина золотника ОНД;
10,11 - дросельні пакети ОНД № 2 і 1 відповідно; 12,13,14,15 - відповідно тарілка,
кружка, золотник, демпфер ОНД; 16 - фільтр; 17 - розподільний клапан; 18 - сідло
дренажного клапана; 19 - пружина дренажного клапана; 20 - дренажний клапан; 21 -
поршень дренажного клапана; 22 - пружина РК; 23 - пружинна порожнину РК; 24 -
гвинт регулювання пружини РК; 25 - клапан АЗ; 26 - шток; 27 – мембрана



КР.142.4231.01.05.ПЗ

АРП включає в себе: автомат запуску, розподільний клапан 17 обмежувач наростання тиску (ОНТ) і клапан дренажу.

При запуску двигуна насос-регулятор забезпечує подачу палива в двигун рівну витраті палива на холостому ході. Цей витрата значно більше, ніж потрібно двигуну в початковий момент запуску, що може викликати закид температури газів перед турбіною.

Автомат запуску (АЗ) забезпечує нормальний запуск двигуна з допустимою температурою газів перед турбіною.

Це досягається шляхом перепуску частини отдозірованние насосом- регулятором палива на лінію всмоктування в процесі запуску.

Автомат запуску має клапан 25, мембрану 27, пружину 1, гвинт 2 і жиклери 3 і 4. Перед запуском клапан 25 притиснутий до гнізда пружиною 1. В камеру над мембраною 27 через жиклер 4 підводиться повітря через останньому щаблі КВТ. Підбором перетину жиклера 3, через який частина повітря зтравлюється в атмосферу, встановлюється необхідне співвідношення між тиском в мембранної порожнини і тиском повітря за КВТ.

На початку запуску, коли тиск повітря дуже мало, тиском палива за насосом відкривається клапан 25 і частина палива перепускається на лінію всмоктування. У міру набору двигуном оборотів і наростання тиску повітря, клапан 25 прикривається, зменшуючи перепуск палива. подача палива в двигун збільшується. При досягненні двигуном оборотів холостого ходу клапан 25 повністю закривається, в двигун надходить все паливо, голкою малого газу. На всіх режимах роботи двигуна вище холостого ходу клапан 25 закритий.

Розподільчий клапан (РК) 17 служить для розподілу палива по каналах форсунок.

Паливо від насоса-регулятора надходить в камеру перед золотником розподільного клапана.

Під дією тиску палива золотник переміщається вліво, долаючи зусилля пружини 22, і відкриває доступ палива спочатку в перший, а потім другий канали форсунок. Тиск, при якому починають відкриватися канали, регулюється гвинтом 24.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4231.01.05.ПЗ				Арк.
				81

Дренажний клапан 20 призначений для зливу залишкового палива з колекторів форсунок і трубопроводів після зупинки двигуна. Дренажний клапан змонтований в одному корпусі з поршнем 21 і пружиною 19.

При зупинці двигуна (закриття паливного крана) тиск палива в лівій камері дренажного клапана падає, пружина віджимає дренажний клапан вліво, відкриваючи слив з першого і другого каналів форсунок в дренаж. При запуску тиск палива в лівій камері зростає і поршень, долаючи зусилля пружини 19, переміщається вправо, щільно притискаючи дренажний клапан до сидла 18. Злив з каналів форсунок припиняється.

Обмежувач наростання тиску (ОНД) служить для обмеження швидкості наростання тиску палива за насосом при швидкому переміщенні сектора газу в бік збільшення оборотів від оборотів холостого ходу до режиму повної потужності.

ОНД складається з: золотника 14, поршня 6, штока 8, робочих пружин 9 і 13, поворотної пружини 5, дросельних пакетів 10 і 11, тарілки 12, тарілки буферної 7.

На схемі золотник ОНД 14 показаний в рівноважному положенні. При цьому сила, що впливає на золотник знизу від тиску палива перед РК, врівноважується силою від затягування пружин 9 і 13.

При плавній зміні режиму роботи двигуна, внаслідок підвищення тиску палива перед РК, відсічна кромка До золотника 14 прикриває злив палива з порожнини над поршнем ОНД і золотник у міру заповнення порожнини паливом від ККД, переміщається вниз і перезатягує пружини 9 і 13. При цьому кромка М золотника 14 не розкриває підведення палива від КПП насоса і ОНД не вплине на продуктивність насоса. Перезатяжка пружин 9 і 13 буде відбуватися до тих пір, поки зусилля, що розвивається ними, не врівноважує зросле зусилля від тиску палива перед РК, після чого золотник 14 займають рівноважний стан.

При різкому переміщенні важеля управління похила шайба насоса починає швидко переміщатися в бік упору максимальної продуктивності. В результаті різкого наростання тиску палива за насосом золотник ОНД 14 переміститься вгору, так як пружини 9 і 13 не встигають переналаштувати з огляду на те, що паливо надходить в

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	При плавній зміні режиму роботи двигуна, внаслідок підвищення тиску палива перед РК, відсічна кромка До золотника 14 прикриває злив палива з порожнини над поршнем ОНД і золотник у міру заповнення порожнини паливом від ККД, переміщається вниз і перезатягує пружини 9 і 13. При цьому кромка М золотника 14 не розкриває підведення палива від КПП насоса і ОНД не вплине на продуктивність насоса. Перезатяжка пружин 9 і 13 буде відбуватися до тих пір, поки зусилля, що розвивається ними, не врівноважує зросле зусилля від тиску палива перед РК, після чого золотник 14 займають рівноважний стан. При різкому переміщенні важеля управління похила шайба насоса починає швидко переміщатися в бік упору максимальної продуктивності. В результаті різкого наростання тиску палива за насосом золотник ОНД 14 переміститься вгору, так як пружини 9 і 13 не встигають переналаштувати з огляду на те, що паливо надходить в	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк. 82

порожнину над поршнем ОНД через дросельний пакет 11. При цьому кромка М золотника ОНД з'єднає підведення палива від КПП зі зливом.

Злив з камери КПП викличе припинення швидкого переміщення похилої шайби насоса, так як клапан постійного перепаду буде управляти похилою шайбою. Одночасно кромка До золотника 14 повністю перекриє злив палива з порожнини над поршнем ОНД і останній повільно, зі швидкістю, яка зумовлює продуктивністю дросельного пакета 11, почне переміщатися вниз. З такою ж швидкістю буде відбуватися перезатяжка пружин 9 і 13, а це, в свою чергу, визначить швидкість перекладки похилої шайби насоса в бік збільшення подачі палива. Отже, швидкість наростання тиску палива перед РК, а також збільшення кількості палива, що надходить у двигун, визначаються швидкістю переміщення поршня ОНД 6 і сумарною жорсткістю пружин 9 і 13.

При досягненні тиску палива перед РК певного значення верхня тарілка змикається з тарілкою 12 і пружина 9 внаслідок цього вимикається з роботи.

Таким чином, при подальшому переміщенні поршня ОВС, затягується тільки одна пружина 13, а так як її жорсткість більше сумарної жорсткості пружин 9 і 13, то швидкість наростання тиску відповідно збільшується.

Заповнення камери під поршнем ОВС відбувається спочатку через дросельний пакет 11. При деякому ході поршня 6 останній відкриває канал у направляющем штоку 8 і камера під поршнем починає додатково заповнюватися паливом, через дросельний пакет 10, в результаті чого швидкість руху поршня, а отже і швидкість наростання тиску палива перед РК, збільшуються. Момент включення в роботу дросельного пакета 10 залежить від положення вихідного отвору в штоку 8 щодо поршня 6.

Кран паливний з електромеханізмом (стоп-кран)

Стоп-кран (рис.5.9) призначений для подачі палива до робочих форсунок під час роботи двигуна і припинення подачі палива при зупинці двигуна.

Стоп-кран являє собою агрегат, що складається з крана і виконавчі електричні, змонтованих на загальному кронштейні 11.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						83

Електромеханізм включає в себе: реверсивний електродвигун, редуктор, контактний пристрій автоматичного включення, фрикційну муфту.

Кран складається з корпусу 3, в який запресована втулка 4. У втулці обертається золотник 5, який має можливість повертатися на кут 95° .

Обертання золотника обмежується упорами у втулці і штифтом 12 на золотнику 5. Золотник приводиться в обертання електромеханізмом 1 через шлицеву ресору 2.

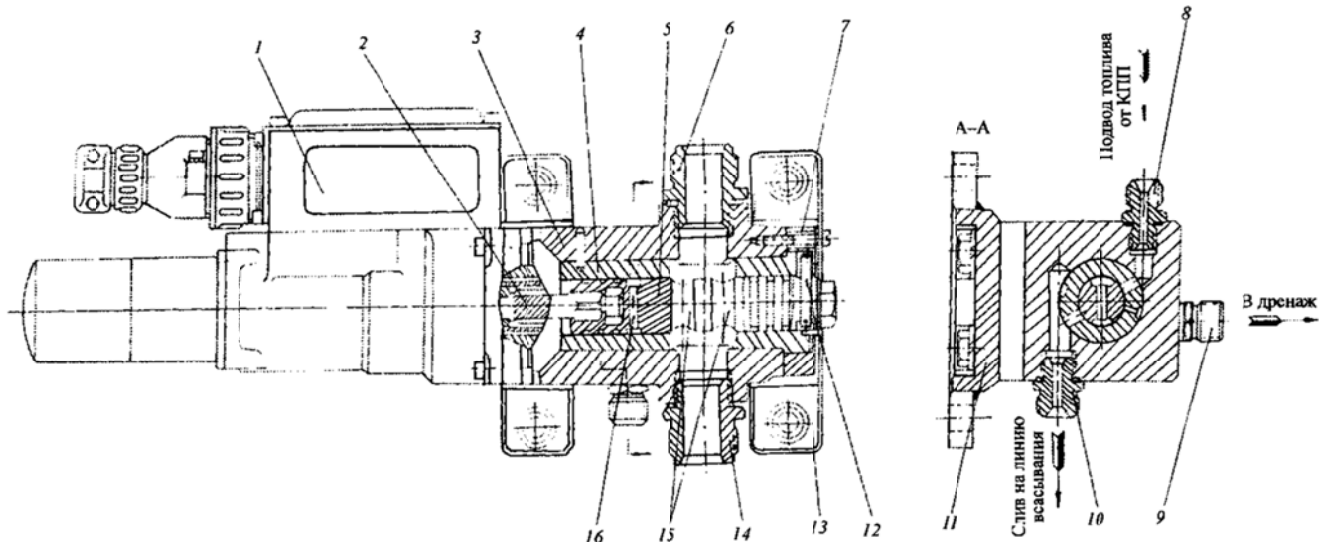


Рисунок 5.9 - Кран паливний з електромеханізмом:

7 - електромеханізм; 2 - ресора; 3 - корпус; 4 - втулка; 5 - золотник; 6, 8, 9, 10, 14 - штуцери відповідно: підведення палива від насоса, підведення від КПП, дренажу, слива, виходу палива до АРТ; 11 - кронштейн; 12 - штифт; 13 - лапа кронштейна; 14 - штуцер 15 - вікна; 16 - вікно зливу з КПП

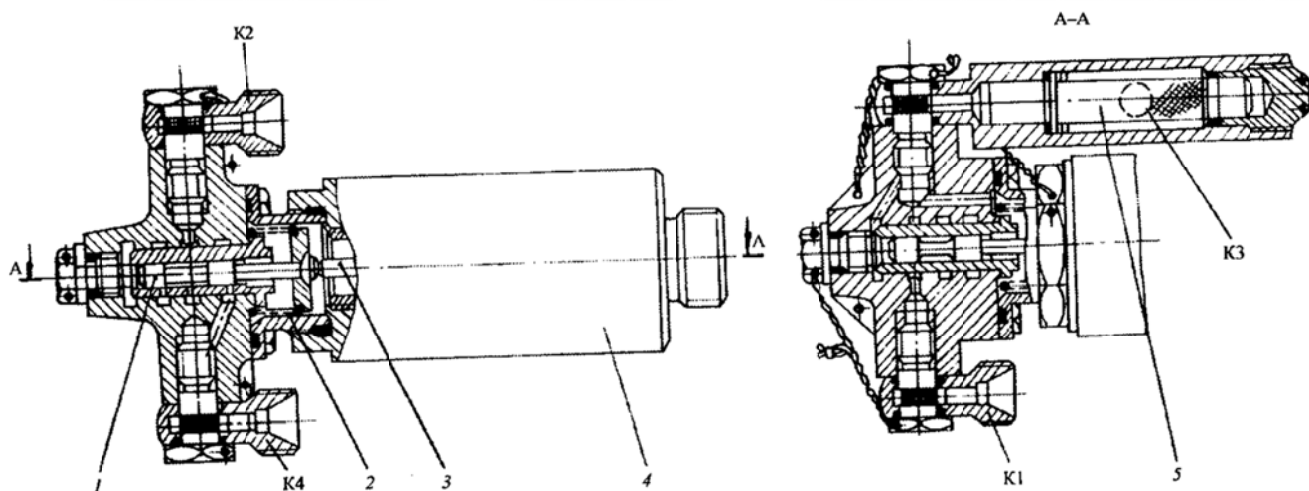
Стоп-кран автоматично повністю відкривається через 35 секунд після натискання на кнопку запуску двигуна. При положенні золотника "ВІДКРИТО" паливо, що підводиться від паливного насоса до штуцера 6, через вікна 15 і штуцер 14 надходить до автоматичного розподільника палива і потім до робочих форсунок.

При закритті стоп-крана золотник повертається, вікна 15 золотника перекриваються, подача палива до форсунок припиняється. При повороті золотника 5 на кут $16,5^\circ$ перш, ніж перекриються вікна 15, вікно 16 золотника забезпечить можливість проходу палива від штуцера 8 до штуцера 10. Штуцер 8 з'єднаний з камерою пружини клапана постійного перепаду паливного насоса. Штуцер 10 з'єднаний з лінією всмоктування насоса.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ					

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

Клапан скидання (рис.5.10) призначений для зменшення продуктивності насоса при запуску і на робочих режимах в разі перевищення температури газів за ТВД.



К1, К2, К3, К4 - штуцери відповідно: відведення палива до сервомеханізм, підведення палива від ККД, підведення палива з межпоршневої камери, відведення палива в дренаж; 1 - золотник; 2 - пружина; 3 - штовхач якоря; 4 - електромагніт; 5 - дросельний пакет

При перевищенні температури газів понад заданої, УРТ видає сигнал на електромагніт 4 клапана скидання. Золотник 1 переміщається вліво і з'єднує межпорш-

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

Після зниження температури газів нижче настройки УРТ, подача харчування на електромагніт припиняється і пружина 2 повертає золотник 1 в початкове положення.

В топливный насос

Замер давления на выходе

От подпорной шестерни

От подкачивающего насоса

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13

А-А

1 - кришка фільтра; 2 - кільце стопорне; 3 - зворотний клапан; 4 - вентиль; 5 - стрілка; 6 - зливна пробка; 7 - кришка; 8 - фільтруюча секція; 9 - корпус; 10 - каркас; 11 - штуцер виміру тиску на вході; 12 - фільтруючий блок; 13 - штуцер; Б, В - канали виходу і підведення палива

					КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Корпус фільтра має вертикальні колодязі, вертикальні і горизонтальні канали. У вертикальних колодязях встановлюються фільтруючі пакети 12, в верхніх вертикальних каналах - зворотні клапани 3, в нижніх - вентиля 4. У горизонтальні канали вкручені штуцери для підведення палива, виміру тисків палива на вході і виході з фільтру і штуцер для підведення палива від підпірної системи консервації . У нижній частині є отвори для зливних пробок.

Кришка фільтра має литий канал, по якому фільтроване паливо надходить до зворотного клапана.

Фільтруючий пакет 12 являє собою набір сітчастих фільтруючих секцій 8, стягнутих на каркасі 10 за допомогою кришки 7 і гайки з замкової шайбою. Каркас з набором фільтруючих секцій закріплюється в кришці фільтра 1 стопорним кільцем. Співвісний положення фільтруючого пакету щодо осі колодязя фіксується кришкою 7. Зворотний клапан 3 служить для запобігання надходження палива з каналу "Б" в відключений блок фільтра під час заміни засмітився фільтруючого пакета на працюючому двигуні. Крім того, при непрацюючому двигуні зворотний клапан перешкоджає перетікання палива на лінію всмоктування.

Зливна пробка 6 служить для зливу палива з фільтру при заміні фільтруючих пакетів 12.

Вентиль 4 служить для перекриття доступу палива з каналу підведення палива "В" до непрацюючого фільтруючого блоку. На шпинделі вентиля є дві проточки, які спільно зі стрілкою 5 є показниками відкриття і закриття вентиля.

Фільтр працює в такий спосіб:

Паливо через патрубок підведення палива надходить в канал "В" корпусу фільтра. При відкритому вентилі 4 через канал "Г" паливо надходить в вертикальний колодязь корпусу фільтра, де поміщається фільтруючий пакет 12. Проходячи через сітки фільтруючих секцій, паливо фільтрується і по внутрішній порожнині фільтруючого пакета і по каналу кришки фільтра надходить до зворотного клапана 3. Пройшовши зворотний клапан надходить у вихідний канал "Б", а звідти в паливну магістраль насоса-регулятора.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.4231.01.05.ПЗ Арк. 87					

У фільтрах паливних замість набору фільтруючих дисків можуть застосовуватися гофровані фільтруючі елементи, конструкція яких показана на рис. 5.12.

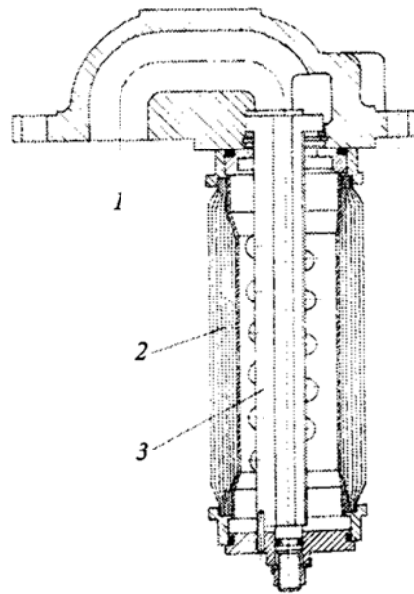


Рисунок 5.12 - Пакет фільтруючий:
1 - кришка; 2 - фільтруючий елемент; 3 - каркас

Електромагнітний кран МКТ-17М (рис. 5.13) - призначений для підведення палива до пускових форсунок при запуску двигуна і для запобігання прориву гарячих газів з камери згоряння в паливну магістраль під час роботи двигуна.

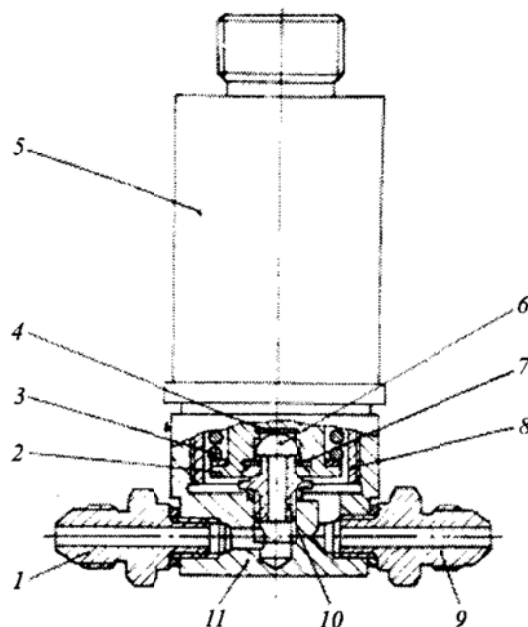


Рисунок 5.13 - Електромагнітний кран МКТ-17М:
1,9- штуцери входу і виходу палива; 2 - підстава; 3 - пружина; 4 - підкладка; 5 - електромагніт; 6 - півсферу; 7 - шайба; 8 - корпус; 10 - сидло; 11 - корпус клапана

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ				Арк.
									88

У знеструмленому стані клапан закритий.

На початку запуску на котушку електромагніта подається напруга. В результаті цього якір, з'єднаний з основою 2 і запірної півсферою 6 втягуючись всередину корпусу, відкриває отвір в сидлі 10 забезпечуючи прохід палива через клапан.

Після займання основного палива в камері згоряння двигуна по команді від станції управління з електромагніту знімається харчування і якір під дією пружини 3 повертається у вихідне положення, запірна півсфера 6 щільно притискається до сидла 10 та перекриває канал для проходу палива до форсунок воспламенителей.

Насос, що підкачує (рис.5.14) призначений для створення необхідного тиску палива на вході в насос регулятор. Привід насоса здійснюється від вала КВД.

Насос складається з наступних елементів: корпуса 9, відцентрового колеса насоса 8, вихідного патрубку 2, клапана постійного тиску 3, демпфуючого пристрою 4, мембрани 5, регулювальної пружини 6. Елементи 3,4,5 і 6 об'єднані в єдиний конструктивний вузол - регулятор тиску. Клапан 3 регулятора тиску працює за принципом дроселювання потоку рідини за рахунок зміни прохідних перетинів, автоматично змінюючи гідравлічний опір.

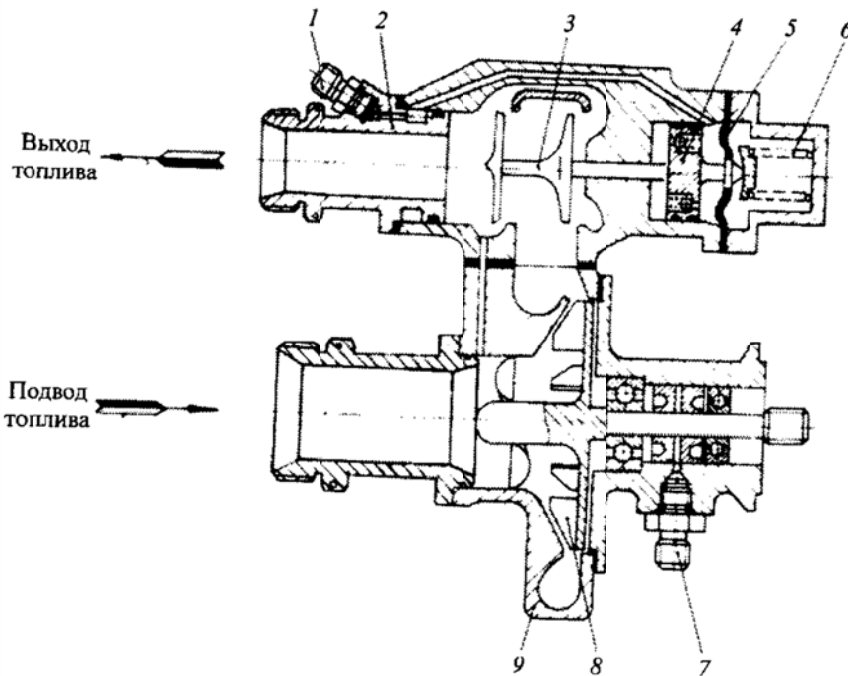


Рисунок 5.14 - Насос, що підкачує:

1,7- штуцери підведення імпульсу тиску і дренажу; 2 - вихідний патрубок; 3 - клапан постійного тиску; 4 - демпфуючий пристрій; 5 - мембрана; 6 - пружина; 8 - відцентрове колесо; 9 - корпус насоса

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.4231.01.05.ПЗ					Арк.
										89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Автоматична робота клапана 3 заснована на рівновазі зусилля пружини 6 і зусилля від тиску палива на мембрану 5. Клапан 3 розвантажений від осьових зусиль, зв'язний з мембраною 5 і має можливість переміщатися уздовж осі. Від положення клапана залежить гідравлічний опір на клапані, а отже, і величина тиску палива за клапаном. Тиск, який повинен підтримувати клапан, задається зусиллям стиснення пружини 6.

Клапан підтримує постійний тиск за паливним фільтром двигуна. Імпульс тиску палива за фільтром підводиться по трубопроводу до штуцера 1.

При підвищенні тиску палива за паливним фільтром, а отже, і в камері мембрани 5 клапан 3 буде переміщатися вправо, площа прохідного перетину на клапані зменшиться і тиск палива за фільтром знизиться до величини, при якій зусилля від тиску палива на мембрану дорівнюватиме зусиллю пружини 6. При зниженні тиску палива за фільтром зусиллям пружини клапан 3 буде переміщатися вліво і тиск за фільтром зростає.

Кран стравлювання призначений для відведення повітря і палива з застійних порожнин насоса-регулятора і являє собою кутовий запірний кран голчастого типу.

Фільтр паливний турбостартера (рис. 5.15) призначений для очищення палива, що надходить до паливного насоса турбостартера.

Фільтр складається з корпусу 8, в який вставлений каркас 4 з фільтруючими секціями 9, Корпус фільтра закритий швидкознімною кришкою 11.

Паливо з паливної системи корабля підводиться до штуцера 3 і, пройшовши фільтруючі секції, через штуцер 7 підводиться до паливного насоса турбостартера.

Через штуцер 6 проводиться вимір тиску палива.

Інв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.4231.01.05.ПЗ Арк. 90
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

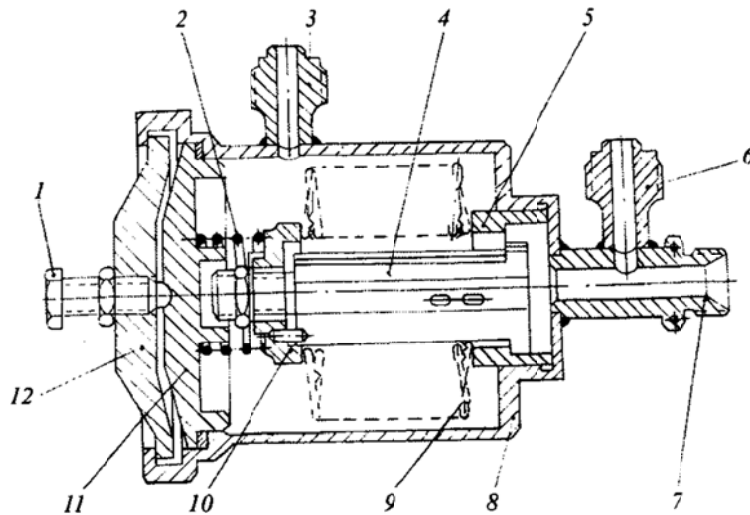


Рисунок 5.15 - Фільтр паливний:

7 - притискної болт; 2 - пружина; 3, 6, 7 - штуцери відповідно: входу, виміру тиску, виходу; 4 - корпус фільтра; 5 - втулка; 8 - корпус; 9 - секція фільтра; 10 - кришка-фіксатор; 11 - кришка фільтра; 12 - притиск

Дистанційний індукційний манометр

Дистанційний індукційний манометр типу ДІМ призначений для вимірювання надлишкового тиску.

Дистанційні індукційні манометри працюють в комплекті: індуктивний датчик тиску типу ВД зі стрілочним вказівниками типу УІ.

Датчик тиску типу ВД (рис. 9.12) призначений для перетворення величини тиску в електричний сигнал з подальшою передачею його на стрілочний показчик або в систему централізованого контролю.

Датчик тиску складається з корпусу 7 і закріпленої на ньому пружної мембрани 1, штока 2, якоря 3, котушки 4 і кожуха 5, із закріпленням на ньому штепсельних роз'ємом 6. Через штепсельної вилки виведені кінці обмотки котушки 4.

При наявності надлишкового тиску подаваного під мембрану 1 через штуцер в корпусі 7 мембрана прогинається і через шток 2 переміщує якор 3, який змінює повітряні зазори магнітних ланцюгів котушки 4. При цьому в одного ланцюга зазор збільшується, а в інший зменшується. Зміна зазорів магнітних ланцюгів викликає зміна індуктивності котушки і відповідно зміна повного опору лінії пропорційно зміні підводиться тиску.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ				Арк.
									91

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
						КР.142.4231.01.06.ПЗ			
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Арипов А. А.							
	Керівник	Козловський А.В.							
					Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів	
Консульт.								92	105
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.					НУК			

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1. Розробка пожежної безпеки машинному відділенні судна

Практикою встановлено, що основними причинами виникнення пожеж на судах є:

1. Порухення пожежно-профілактичного режиму на судах, тобто недотримання вимог чинних нормативних документів на ППБ:

- недбалість особового складу;
- порушення протевопожарной захисту;
- порушення правил виробництва вогневих робіт;
- куріння в недозволених місцях;
- відступ від правил експлуатації парових котлів і електрообладнання;
- порушення правил перевезення небезпечних вантажів;
- порушення ПЕЕ
- інші причини.

2. Конструктивні недоліки судів.

3. Умисні підпали.

Пожежа в суднових умовах швидко поширюється і дуже важко локалізується, чому сприяють такі чинники:

- Наявність прихованих шляхів поширення по судну вогню і диму, що створюють неконтрольовані газові і повітряні потоки, які переносять теплоту по судновим приміщенням;

- Наявність великої кількості горючих матеріалів і металевих конструкцій, що нагріваються до високих температур;

- Велика кількість електроустаткування і електричних ланцюгів, знеструмлення яких порушує роботу засобів пожежогасіння; остійності судна;

Пожежа на судні швидко поширюється і часто призводить до тяжких наслідків. 20% пожеж закінчуються загибеллю судна або його повним конструктивним

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ	Арк.
						93

руйнуванням. Критичним терміном локалізації пожежі є 15 хв, після чого розростання пожежі виходить з-під контролю.

Порушення встановленого режиму куріння. Палаюча сигарета має температуру близько 500 ° С, що достатньо для займання багатьох горючих матеріалів і особливо легкозаймистих рідин.

На суховантажні судна паління дозволене в каютах тільки при наявності попільничок, куріння в ліжку завжди загрожує небезпекою і тому має бути виключено. На танкері куріння дозволяється в одному-двох приміщеннях, встановлених наказом по судну. На хімовозах не тільки куріння, але і зберігання сірників і тютюну дозволено тільки в спеціальному приміщенні. На газовозах куріння заборонено повністю.

Забороняється куріння на відкритих палубах під час бункерування і при перевантажувальних операціях з займистими та вибухонебезпечними вантажами. Забороняється куріння в машинних приміщеннях, в трюмах судна і комор, де зберігаються горючі речовини. В іноземних портах куріння на судні регламентується портовими правилами, про що екіпаж повинен бути сповіщений до заходу в порт. Недбалість при палінні - причина багатьох пожеж на судах.

Самозаймання. Властивістю самозаймання мають деякі матеріали, що застосовуються в повсякденних судових роботах, а також окремі вантажі.

Можливо самозаймання дрантя, клоччя, парусини, постільних речей, ковдр та інших абсорбуючих (поглинаючих) матеріалів, що зберігаються у вологому вигляді навалом, в тюках або зв'язках. Імовірність самозаймання сильно зростає в тому випадку, якщо ці матеріали просякнуті органічними, рослинними оліями або тваринними жирами. Наприклад, при зберіганні промасленим дрантя в теплому, погано провітрюваному приміщенні масло починає окислюватися, виділяється теплота, яка активізує процес окислення. Температура дрантя зростає, вона запалюється - виникає осередок пожежі.

Самозаймання схильні і деякі вантажі: вугілля, кормова мука, бавовна, риб'ячий жир, арахіс, тканини всіх видів, просочені лаком, і інші вантажі підкласу 4.2. Правил перевезення небезпечних вантажів.

Підпис і дата				
Інв. № дубл.				
Взам. інв. №				
Підпис і дата				
Інв. № подл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4231.01.06.ПЗ				
Арк.				
94				

Відзначено випадки самозаймання промаслених металевих тирси і дерев'яних конструкцій при тривалому впливі на них низькотемпературних джерел теплоти. У початковій стадії дерево поступово обвуглюється, а потім запалюється утворився деревне вугілля, температура займання якого значно нижче, ніж у дерева.

Металеві порошки магнію, титану, цирконію і кальцію в присутності повітря і вологи швидко окислюються, в певних умовах це може привести до самозаймання.

Перед укладанням на зберігання всі самозаймається матеріали повинні бути очищені і просушені. Промасленого ганчір'я слід зберігати в спеціальному металевому ящику і своєчасно видаляти з машинного приміщення.

Несправність електричних ланцюгів і устаткування. Суднове електрообладнання працює в важких умовах: вібрація судна; вологий, просочений сіллю повітря; блукаючі струми, які утворюються в сталевому корпусі. Несправне електрообладнання може призвести до перетворення електричної енергії в теплову і стати джерелом пожежі. Найбільш легко пошкоджується ізоляція електричних кабелів, яка з часом стає крихкою і розтріскується. При пошкодженні ізоляції один оголений провід може викликати явище електричної дуги з будь-яким металевим предметом. При оголенні обох проводів може статися коротке замикання, що супроводжується виділенням теплоти. Відкрита електрична лампочка при зіткненні з горючим матеріалом може викликати його запалення. Перевантаження електричного кола викликає нагрів проводів, що може стати причиною пожежі ізоляції. Особливу небезпеку становлять тимчасові електричні висновки, особливо в житлових приміщеннях. При несправному стані, може спостерігатися іскроутворення в колекторах електричних машин і в пускорегулюючий апаратурі.

6.2. Тактика гасіння суднових пожеж

Пожежа - це вогонь, що вийшов з-під влади людини, або вогонь, що виник в непотрібному місці.

Горіння - це хімічна реакція окислювально-відновного характеру: матеріал + тепло + кисень. Щоб зупинити реакцію горіння, необхідно знизити температуру і / або припинити доступ кисню.

Для боротьби з пожежами на суднах створюються аварійні партії:

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ					Арк.
										95
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

- з екіпажем менше 100 чоловік - 2 аварійні партії і 1 аварійна група;
- з екіпажем 100 і більше осіб - 3 аварійні партії;
- з екіпажем до 50 чоловік - 1 аварійна партія і 1 аварійна група.

На судах типу БМРТ:

- 1-я аварійна партія - носова. Командир - 3 -й помічник капітана, заступник - боцман;
- 2-я аварійна партія - кормова. Командир 2-й помічник капітана.
- Аварійна група МКО. Командир 2 механік.

Порядок оповіщення:

- будь-який член екіпажу, який помітив пожежу, або його ознаки, негайно повідомляє про це вахтовому штурману;
- вахтовий штурман після отримання сигналу або доповіді невід-повільно оголошує загальносуднову тривогу (в порту обов'язково дзвінок гучного бою супроводжувати ударами в судновий дзвін для оповіщення поруч стоять судів);
- при стоянці в порту після оголошення тривоги вахтовий штурман повідомляє про пожежу диспетчеру, викликає пожежну команду і пожежний катер по УКХ-зв'язку на каналі 16.

Боротьба екіпажу з пожежею на судні повинна проводитися відповідно до ОТКП і ОТПП під керівництвом капітана, а в його відсутність вахтового штурмана, і включати наступні дії:

- розвідка, виявлення пожежі та виявлення його місця і розмірів;
- обмеження поширення пожежі;
- попередження можливих вибухів;
- ліквідація пожежі та її наслідків.

За сигналом общесудовой тривоги по боротьбі з пожежею начальники аварійних партій (груп) зобов'язані:

- прибути в район пожежі і негайно приступити до керівництва його гасінням;

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 96
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ	

- встановити місце і розміри пожежі;
- виділити необхідну кількість людей в ДІА і засобів для гасіння пожежі і роботи в задимлених приміщеннях;
- забезпечити винос з охоплених вогнем і задимлених приміщень постраждалих і надати їм першу медичну допомогу;
- організувати огляд відсіків і приміщень, суміжних з аварійним, забезпечити охолодження перегородок водою;
- доповісти на головний командний пункт про результати розвідки і діях аварійної партії.

За сигналом общесудовой тривоги екіпаж займає свої місця в аварійних партіях і на постах у механізмів і засобів пожежогасіння згідно розкладу по тривогам і повинен негайно без додаткових наказів:

- включити пожежні насоси і подати воду в пожежну магістраль і до пожежних кранів;
- виготовити до дії засоби пожежогасіння;
- закрити протипожежні та водонепроникні двері;
- відключити від аварійного приміщення всі види вентиляції;
- задерти все ілюмінатори, двері, люки, горловини;
- приступити до ліквідації пожежі на ділянці свого поста і одночасно виробляти розвідку в суміжних приміщеннях.

При розвідці пожежі встановлюють:

- місце і розмір вогнища пожежі (тобто, осередок пожежі, зона найбільш інтенсивного горіння);
- межі поширення вогню і зони задимлення;
- наявність, найменування і кількість горючих матеріалів в осередку пожежі, в безпосередній близькості від нього і в суміжних приміщеннях;
- можливі шляхи розповсюдження пожежі і способи його гасіння;
- умови, що утрудняють і сприяють гасінню пожежі;
- наявність завалів, необхідність і можливість їх розчищення.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ					Арк.
										97

Місце, характер і розміри пожежі можна визначити безпосереднім оглядом вогнища пожежі, а якщо це неможливо, - орієнтовно по нагріванню перегородок, палуб і інших суднових конструкцій.

Групи для розвідки пожежі повинні складатися не менше, ніж з 3-х чоловік, один, з яких повинен перебувати на посаді безпеки біля входу в приміщення, де працює група, для зв'язку з нею за допомогою сигналів рятувальним линю.

Розвідників в задимлене приміщення можна посилати тільки в спорядженні пожежника. Використання фільтруючих дихальних апаратів в задимлених і палаючих приміщеннях забороняється.

Термостійкі костюми застосовуються для короткочасного захисту членів екіпажу, які працюють в зоні високих температур при гасінні пожежі і ліквідації аварій. Костюм не пристосований для захисту від прямого впливу полум'я.

Пожежний інструмент призначений для розтину ізоляції і обшивки приміщень, розбирання дерев'яних конструкцій, очищення місць пожежі і розтягування предметів, що заважають гасіння пожежі.

Гасіння пожежі рекомендується здійснювати, в наступному порядку:

- припинити доступ горючих речовин в осередок пожежі;
- ізолювати осередок пожежі від доступу повітря;
- охолодити горючі речовини до температури, яка нижча за температуру займання їх газів;

При гасінні пожежі необхідно враховувати:

- виникнення загрози отруєння людей; особливо при гасінні палаючих хімікатів;
- можливість проникнення отруйних і отруйних газів в сусідні приміщення;
- відсутність домішки пара в диму при гасінні пожежі водою (вода не досягає вогнища пожежі).

Пожежа в МКО

Причинами пожежі в МКО можуть бути іскра при короткому замиканні, спалах при розпалюванні форсунок, потрапляння палива на гарячі частини двигунів, самозаймання дрантя і т. Д.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 98
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ	

Особливу небезпеку проставляють витоків з пошкодженого паливного трубопроводу, що знаходиться під тиском, коли паливо виривається у вигляді струменів з великим розпилом. Таку ж небезпеку становлять знаходяться в МКО несправні самозапорні клапани вимірювальних труб паливних танків. Розбризкуючись, паливо покриває тонким шаром вузли і механізмів і машин, трубопроводи та накопичується під настилом.

У разі виникнення іскри пари палива і масел, вже нагріті до температури приміщення МКО, а іноді і вище, миттєво спалахують. При цьому пожежа швидко розповсюджується, можливий вибух пароповітряної суміші.

При виникненні пожежі в МВ або КО потрібно в першу чергу припинити надходження палива до двигунів, котлів і витратним цистерн, відключити електроенергію від палаючого приміщення, зупинити вентилятори і негайно, почати боротьбу з вогнем стаціонарними і переносними засобами пожежогасіння. В КО необхідно погасити топки.

Невеликі займання дрантя, розлитого пального, фарби або іншого матеріалу ліквідуються піною з ручних або возяться вогнегасників і розпорошеною водою з пожежних стволів.

При загорянні палива під котлами і двигунами для гасіння застосовують піну, що подається повітряно-пінними стволами, і нині розпорошену воду з ручних стовбурів з розпилювальними насадками. При значному підвищенні температури в МКО необхідно увімкнути систему зрошення.

Якщо люди не встигнуть вийти з МКО до початку розвитку пожежі, включають зрошення подібних шахт, щоб можна було вийти з палаючого приміщення.

При горінні палива вище настилу слід включати стаціонарну систему пенотушення або систему водорозпиленних. Якщо гасіння за допомогою цих систем не дає ефекту або поверхню палаючого палива закрита від води і піни настилом, трубопроводами і механізмами, пожежу гасять за допомогою стаціонарних вуглекислотних і рідинних установок.

Щоб попередити поширення полум'я по трапах в бік житлових, приміщень, необхідно використовувати водяну завісу.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 99
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ	

Перед включенням стаціонарних систем пожежогасіння в МКО необхідно:

- вивести з дії всі механізми;
- провести герметизацію відділення і вимкнути вентиляцію,
- подати сигнал про запуск стаціонарних систем пожежогасіння і вивести з приміщення всіх людей;
- одночасно з пуском зазначених систем необхідно охолоджувати водою перебирання і палуби всіх приміщень, суміжних з аварійним.

Стаціонарні вуглекислотні, хімічні, рідинні та інші наявні на судні стаціонарні системи пожежогасіння включаються тільки з дозволу капітана за вказівкою старшого механіка. У випадках, що не терплять зволікання, і не дозволяють в такій обстановці отримати дозвіл капітана, команда про включення стаціонарних систем пожежогасіння може бути дана безпосередньо старшим механіком, про що повинно бути негайно повідомлено вахтовому штурману.

Що знаходиться, під напругою горить електрообладнання перед гасінням необхідно по можливості якомога швидше знеструмити. Якщо ж напруга відразу зняти зірвалася, для гасіння знаходиться під напругою електрообладнання слід використовувати сухі вуглекислотні або аерозольні вогнегасники, повітряно-механічну піну, приготовлену на прісній воді, і азбестові килимки. Застосування інших засобів забороняється.

Особи, які беруть участь в гасінні палаючого електрообладнання, що знаходиться під напругою, повинні працювати в діелектричних рукавичках, а також в ботах або калошах і по можливості знаходитися на гумових килимках.

Якщо палаюче електрообладнання знеструмлено, то його можна гасити за допомогою будь-яких вогнегасних засобів. Проте, щоб уникнути псування електрообладнання гасити його рекомендується по можливості вуглекислотою, а при її відсутності - повітряно-механічною піною, приготовленої на прісній воді або прісною водою. При цьому необхідно враховувати, наступне:

- вуглекислота не впливає на зниження опору ізоляції електрообладнання;
- повітряно-механічна піна і прісна вода знижує опір ізоляції, тому після їх застосування електрообладнання вимагає ретельного просушування;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ	Арк.
						100

- при застосуванні морської води або хімічної піни електрообладнання може бути виведено з ладу.

При пожежі в приміщеннях з акумуляторами слід негайно припинити їх зарядку, батареї відключити, за допомогою вентиляторів створити посилену тягу з приміщення, щоб запобігти вибуху, газової суміші, і гасити пожежу матами, азбестовими килимками, повітряно-механічною піною на прісній воді, сухий вуглекислотою . Морська вода розкладає електроліт.

Необхідно завжди пам'ятати наступне:

- розвиток пожежі в МКО відбувається дуже швидко, при цьому доступ в приміщення зверху утруднений вже в перші хвилини пожежі;
- одним з основних факторів, що забезпечують ефективне гасіння пожежі, є перекриття всіх отворів в приміщення МКО;
- при гасінні пожежі в МКО найбільш ефективним засобом є вуглекислота і високократне піна, а також гасіння розпиленою водою і складами на основі Галоїдоуглеводороди.

При пожежі в рефотделенії, коли в результаті підвищення температури зростає тиск в судинах і апаратах, а запобіжні клапани не спрацьовують щоб уникнути вибуху потрібно зробити аварійний випуск аміаку з системи рефустановкі

Пожежа в житлових і службових приміщеннях

У житлових і службових приміщеннях пожежі супроводжуються значним виділенням диму внаслідок горіння ізоляційних і оздоблювальних матеріалів, фарби, меблів, одягу, паперу і т. Д.

Для гасіння пожеж в житлових і службових приміщеннях в основному слід застосовувати системи водотушення, а при необхідності - пенотушення. Для гасіння в важкодоступних місцях таких приміщень, де немає людей, можна використовувати пар, вуглекислотні вогнегасники і брометіловіє склади.

Використання парогасіння, рідинного та газотушення в житлових і службових приміщеннях при знаходженні в них людей забороняється.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ	Арк.
						101

Для запобігання посилення горіння і розповсюдження вогню рекомендується не відкривати двері, а подавати пожежні стволи через ілюмінатори, фільонки і спеціально пробивані для цієї мети отвори.

У приміщеннях, суміжних з палаючим, постійно стежать за перегородками і при необхідності охолоджують їх, щоб попередити поширення вогню на ці приміщення.

Після закінчення гасіння слід ретельно оглянути район пожежі, щоб виключити можливість повторного загоряння. Все видаляють або заливають водою.

У разі знаходження в приміщенні людей, відрізаних від шляхів виходу з палаючої зони, в першу чергу повинні бути вжиті заходи до їх порятунку. Основні засоби гасіння пожежі необхідно зосередити в місцях, через які будуть виводити людей. Після порятунку людей вживають заходів для гасіння пожежі.

Гасіння пожежі у вантажних приміщеннях

Гасіння пожеж в завантажених трюмах є особливою складністю, так як доступ до осередку пожежі часто буває обмежений або неможливий. При визначенні способу гасіння таких пожеж і виборі і вогнегасних засобів необхідно враховувати фізико-хімічні властивості вантажу, розташування його в трюмі і в суміжних з ним приміщеннях, а також можливість герметизації люкових закриттів і надійність закриття трюмної вентиляції.

При виникненні пожежі в завантаженому трюмі необхідно:

- припинити вантажні операції;
- провести повну герметизацію трюму;
- включити стаціонарну систему пожежогасіння (парогасіння, рідинне або газотушення) даного відсіку;
- вести спостереження за перегородками з боку суміжних відсіків;
- виробляти охолодження забортної водою палуб, перегородок та інших конструкцій, розташованих в районі пожежі і в районі трюмів, завантажених небезпечними вантажами;
- виробляти при необхідності розвантаження суміжних трюмів, не охоплених пожежею.

Підпис і дата				
Інв. № дубл.				
Взам. інв. №				
Підпис і дата				
Інв. № подл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4231.01.06.ПЗ				
Арк.				
102				

При горінні в вантажних трюмах волокнистих вантажів і гофротари необхідно необхідно заповнити трюми ефективними вогнетривкими засобами (високократної повітряно-механічною піною і ін.). Гасіння самовозгораючихся речовин (рибне борошно, рибні відходи, промаслена ганчір'я тощо.) Має проводитися піною, а в закритих приміщеннях - інертними газами, водяною парою і високократної піною.

В особливо важких випадках, коли не представляється можливим ліквідувати пожежу за допомогою наявних на судні вогнегасних засобів слід затопити трюм.

При цьому необхідно враховувати:

- вплив прийнятої води в трюм / відсік / на остійність і запас плавучості судна;
- можливість спливання палаючого вантажу під палубу;
- збільшення обсягу / розбухання / деяких вантажів;

Пожежа в паливних танках і наливних відсіках

При пожежі в паливному танку / наливному відсіку / , що має паливо, необхідно:

- негайно припинити вантажні операції, закрити клапани трубопроводів і від'єднати вантажні шланги / паливні рукава / , якщо пожежа виникла під час бункерування;
- провести герметизацію танка / відсіку /;
- включити стаціонарну систему пожежогасіння, передбачену для даного, танка;
- посилити нагляд за перебірками і палубами з боку суміжних відсіків і приміщень судна;
- охолоджувати забортної водою палуби і перебирання, інші конструкції в районі пожежі, а також суміжні танки.

При пожежі палива в цистерні, яка не має пошкоджень, найбільш ефективним способом боротьби з вогнем є повна негайна герметизація цистерни і включення стаціонарних засобів об'ємного гасіння пожежі.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ 103

Палаючу цистерну доцільно запресувати водою, щоб підняти в ній рівень палаючого палива і тим самим зменшити вільний обсяг в цистерні, доступ повітря і розжарювання металевих конструкцій.

Гасіння пожежі в рибоборошняних бункерах / трюмах /

При появі ознак загоряння необхідно вжити заходів для попередження пожежі за допомогою суднових засобів пожежогасіння, аж до затоплення бункера (трюму) з борошном заборотної водою. Вибір і застосування тих чи інших засобів пожежогасіння та заходів запобігання пожежі проводиться на розсуд капітана в залежності від конкретних умов.

Найбільш ефективними засобами гасіння палаючої рибного борошна в бункерах (трюмах) є вода зі змочувачем, хімічна висококатна піна, водяна пара, інертні гази.

Пожежа в ліхтарних, малярних і шкірпеских комор

Особливості розвитку пожежі в цих приміщеннях: наявність великої кількості горючих рідин, здатних утворювати з повітрям вибухонебезпечні суміші.

Сильне задимлення приміщень в результаті горіння нафтопродуктів.

Можливість розливу рідин і поширення вогнищ горіння не тільки всередині цих приміщень і на палубу, але і в розташовані нижче приміщення.

Висока температура, яка утрудняє дії екіпажу і сильне нагрівання суміжних приміщень і сусідніх конструкцій судна.

Найбільш інтенсивне горіння найчастіше спостерігається між бочками і бідонами.

Розвідка вогнища горіння не представляє труднощів огляду на невелику площу приміщень і обмеження їх металевими перегородками.

При виявленні горіння необхідно перш за все щільно закрити двері і заглушити вентиляційні труби пробками. Піднести вогнегасники, подати водяні стволи з розпилювачами і обережно прочинити двері, прикриваючись нею, щоб уникнути отримання опіків.

Для гасіння пожежі слід застосовувати пінні вогнегасники і пісок, що обмежує розтікання рідини.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ	Арк.
						104

В даний час на багатьох судах ліхтарні, малярні і шкіперські комори обладнуються системами парового, вуглекислотного і / або рідинного / СЖБ / гасіння. Тому під час пожежі необхідно провести ретельну герметизацію приміщення і включити протипожежну систему, передбачену для даного приміщення. Пар, і / або вуглекислий газ в цьому випадку слід подавати до тих пір, поки пожежа не буде остаточно ліквідовано.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	лий газ в цьому випадку слід подавати до тих пір, поки пожежа не буде остаточно ліквідовано.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.06.ПЗ
					Арк.
					105

ВИСНОВКИ

1. Виконано патентно-інформаційний пошук з описом сучасних газотурбінних установок різноманітних світових виробників ГТД. Обрано двигун-прототип підприємства «Зоря - Машпроект» - UGT 15000.

2. Виконано оптимізаційний розрахунок з допомогою навчальної програми «GTA1CC». На етапі оптимізації по результатам розрахунку побудовані графіки залежності ККД та питомої потужності ГТД від загальної міри підвищення тиску у циклі. Вибране оптимальне значення міри підвищення тиску $\pi_k=21$ для подальших розрахунків.

3. Виконано детальний тепловий розрахунок для визначення температур та теплоперепадів у проточній частині, тиску газу та повітря в компресорному та турбінному блоках а також у камері згоряння. Визначені витрати повітря та газу а також годинна витрата палива і сумарна потужність ГТД.

4. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,3690$, питома потужність $N_{уд} = 311,08$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Ne} = 0,2270$ кг/(кВт·год), температура газів на виході з ГТА $T_4 = 742,99$ К.

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

6. Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. КНТ має у своєму складі – 8 ступенів, КВТ – 10 ступенів; частота обертання ротора КНТ – 7384 об/хв, КВТ – 9095 об/хв;

7. Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 14 жарових труб. Для змішування палива з повітрям та подачі в камеру призначена форсунка, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_c = 0,3690$, питома потужність $N_{уд} = 311,08$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Nc} = 0,2270$ кг/(кВт·год), температура газів на виході з ГТА $T_4 = 742,99$ К.
					5. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведене їхнє компонування.
					6. Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. КНТ має у своєму складі – 8 ступенів, КВТ – 10 ступенів; частота обертання ротора КНТ – 7384 об/хв, КВТ – 9095 об/хв;
					7. Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 14 жарових труб. Для змішування палива з повітрям та подачі в камеру призначена форсунка, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.4231.01.В.ПЗ

Арк. 106

Турбінна частина двигуна складається з осьових одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової трьохступінчастої неохолоджуваної силової турбіни. Частота обертання ротора силової турбіни 5300 об/хв.

9. У роботі розроблено конструкцію турбіни високого тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного агрегата UGT 15000, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

10. Виконано розрахунок закручення та перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни високого тиску.

11. Детально розроблена паливна система газотурбінного агрегата.

12. В розділі охорони праці розроблені заходи пожежної безпеки машинному відділенні судна

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.В.ПЗ	Арк.
						107

Список використаних джерел

1. Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващиленко, С.І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с
2. Ващиленко М.В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування: Навчальний посібник [Текст] / М.В. Ващиленко. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
3. Романовський Г.Ф. Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник / Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с., 12 с. іл..
4. Романовський Г.Ф. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
5. Романовський Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.
6. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.

[illegible]