

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Інститут аерокосмічних технологій

Кафедра авіа-та ракетобудування

«На правах рукопису»

УДК _____

«До захисту допущено»

В.о. завідувача

Кафедри _____ В. В. Кабанячий

« _____ » _____ 2020р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеню магістра**

зі спеціальності 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка
(код і назва спеціальності)

на тему: Рідинний реактивний двигун

Виконав: студент VI курсу, групи АЛ-91мп

_____ Пус Кирило Павлович _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник

_____ д.т.н., професор Архипов О.Г. _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант _____

(назва розділу)

_____ (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень із праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”**

Інститут Аерокосмічних Технологій
(повна назва)

Кафедра авіа - та ракетобудування
(повна назва)

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Спеціальність 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

_____ В.В. Сухов _____

(підпис)(ініціали, прізвище)

« ____ » _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

_____ (прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема дисертації:
науковий керівник
дисертації**

_____ Рідинний ракетний двигун _____

_____ Архипов Олександр Геннадійович, д.т.н.,
професор _____

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2019 р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації: 10 грудня 2020 року

3. Об'єкт дослідження: Елементи систем літальних апаратів

4. Предмет дослідження: Рідинно-реактивний двигун багаторазового використання

5. Перелік питань, які потрібно розробити:

5.1. Розробка принципової схеми двигуна. _____

5.2. Профілювання сопла і камери згоряння. _____

5.3. Вибір матеріалів та технології виготовлення основних елементів конструкції _____

5.4. Проектування системи охолодження двигуна. _____

5.5. Розрахунок камери згоряння на міцність. _____

5.6. Проектування турбонасосного агрегату. _____

5.7. Розробка стартап-проекту. _____

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу:

6.1. Алгоритм проектування РРД. _____

6.2. Огляд аналогів _____

6.3. Принципова схема двигуна. _____

6.4. Параметри робочого тіла у камері згоряння та соплі. _____

6.5. Технологія виготовлення та матеріали основних елементів конструкції.

6.6. Креслення РРД

Розробка стартап-проекту.

7. Орієнтовний перелік публікацій:

7.1. Доповідь на науково-технічній конференції з публікацією тез.

8. Дата видачі завдання: 01.10. 2019

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Розробка принципової схеми двигуна (огляд аналогів).	до 29.11.2019 р.	
2.	Профілювання сопла і камери згоряння.	до 01.02.2020 р.	
3.	Проектування системи охолодження двигуна. Розрахунок камери згоряння на міцність.	до 01.07.2020 р.	
4.	Проектування турбонасосного агрегату	до 30.08.2020 р.	
5.	Розробка креслення двигуна	до 31.10.2020 р.	
6.	Розробка стартап-проекту.	до 07.12.2020 р.	
7.	Оформлення пояснювальної записки та ілюстративного матеріалу.	до 10.12.2020 р.	

Студент

(підпис)

К.П. Пус

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник

(підпис)

О. Г. Архипов

(ініціали, прізвище)

АНОТАЦІЯ

Метою роботи є отримання практичних навичок проектування рідинного ракетного двигуна традиційної конструкції. Важливим етапом є дослідження впливу проектних параметрів на ефективність двигуна зокрема величину питомого імпульсу та відносну масу конструкції.

Етапами роботи є огляд аналогів, створення принципової схеми двигуна, визначення базових проектних параметрів, визначення технології виробництва елементів конструкції, розрахунок сопла і камери згоряння, розрахунок системи охолодження, розрахунок системи подачі компонентів палива, створення креслення двигуна загального виду

Звіт складається з 99 сторінок, 21 рисунків, 4 бібліографічних джерел, 5 додатків.

Ключові слова: камера згоряння, сопло, турбонасосний агрегат, газогенератор.

ANOTATION

The aim of the work is to gain practical skills in designing a liquid rocket engine of traditional design. An important step is to study the influence of design parameters on engine efficiency, in particular the magnitude of the specific impulse and the relative weight of the structure.

Stages of work are review of analogues, creation of the basic scheme of the engine, definition of basic design parameters, definition of technology of production of elements of a design, calculation of a nozzle and a combustion chamber, calculation of cooling system, calculation of system of giving of fuel components, creation of the engine drawing.

The report consists of 99 pages, 21 figures, 4 bibliographic sources, 5 appendices.

Key words: combustion chamber, nozzle, turbopump unit, gas generator.

ЗМІСТ

СПИСОК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	8
ВСТУП	9
1. РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ДВИГУНА	10
1.1. Огляд аналогів	10
1.2. Система подачі компонентів палива	15
1.3. Система запуску, зупинки і регулювання тяги двигуна.....	18
2. ПРОЄКТУВАННЯ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ І СОПЛА	22
2.1. Вхідні данні для проектування камери згоряння і сопла.....	22
2.2. Проектування камери згоряння.....	35
2.3. Проектування стаціонарної частини сопла	36
3. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА. РОЗРАХУНОК КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ НА МІЦНІСТЬ	50
3.1. Вхідні данні для проектування системи охолодження.....	50
3.2. Математична модель охолодження ділянки сопла (камери).....	55
3.3. Розрахунок проектних параметрів системи охолодження камери і сопла	61
3.4. Проектувальний розрахунок на міцність камери згоряння і сопла	64
4. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ КОМПОНЕНТІВ ПАЛИВА	70
4.1. Проектування газогенератора.....	70
4.2. Проектування насосів подачі окисника та пального	74
4.3. Проектування турбіни.....	85
5. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ	91
5.1 Опис ідеї проекту.....	91
5.2. Технологічний аудит ідеї проекту	92

<i>АЛ91МП1409.12.00.00 ПЗ</i>				
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		<i>Пус К.П.</i>		
Перевір.		<i>Архипов О.Г.</i>		
<i>Рідинний реактивний двигун</i>				
<i>КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. АРБ АЛ-91мп</i>				
				<i>АДК. 6</i>
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

5.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проєкту.....	93
5.4 Розробка ринкової стратегії проєкту.....	94
5.5 Розробка маркетингової програми стартап-проєкту.....	95
5.6 Висновки.....	96
ВИСНОВОК	97
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	99

СПИСОК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

КЗ – камера згоряння

ТНА – турбонасосний агрегат

ПАТ – пороховий акумулятор тиску

РРГ – рідинний газогенератор

ВСТУП

Основним елементом ракето-космічних літальних апаратів різного призначення є їх двигун. Тип двигуна та паливо, що використовується, обумовлюють конструкцію літального апарату та його тактико-технічні характеристики. Двигуни ракет не понесли значних змін з моменту створення перших прототипів. Загальний принцип роботи – хімічний, заснований на згоранні та розкладі компонентів палива, залишився незмінним. Попре це такі двигуни досі залишаються єдиним варіантом для створення значної рушійної сили у безповітряному просторі. Найбільш актуальним типом двигуна для ракет-носіїв є рідинний. Основною перевагою рідинного двигуна над твердопаливним є можливість точного регулювання тяги та багаторазового запуску. Рідинний двигун дозволяє виводити корисне навантаження на орбіту з високою точністю, чого складно досягти з твердопаливним.

Незважаючи на досягнені технічних характеристик, близьких до теоретичної межі, рідинні ракетні двигуни досі розробляються по всьому світу. Акцент робиться на зменшенні вартості конструкції та, водночас, підвищенні надійності. Проривом у конструкції ракетних двигунів є застосування адитивних технологій. Це дозволяє зменшити кількість деталей до мінімальної, необхідної для тестування конструкції. Як наслідок зростає надійність та знижується вартість, що нівелює основні переваги твердопаливного двигуна над рідинним.

Головною метою даної роботи є отримання практичних навичок проектування рідинного ракетного двигуна традиційної конструкції. Важливим етапом є дослідження впливу проектних параметрів на ефективність двигуна зокрема величину питомого імпульсу та відносну масу конструкції. Повне розуміння процесів проектування, виготовлення та експлуатації є необхідною базою для розробки перспективних типів реактивних двигунів, які знайдуть своє місце у аерокосмічній галузі у найближчому майбутньому.

1. РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ДВИГУНА

1.1. Огляд аналогів

На рис.1 показаний ракетний двигун Rutherford, розроблений аерокосмічною компанією Rocket Lab. Двигун використовується на першій та другій ступенях ракети-носія надлегкого класу Electron.

Для подачі компонентів палива у камеру згоряння використовується електронасосний агрегат потужністю 37 кВт. Для кожного компоненту палива використовується свій насос і двигун. Співвідношення компонентів палива та тяга регулюються шляхом зміни обертів двигунів. Насоси окисника і пального приводяться у дію вентильними електродвигунами постійного струму, які живляться від літій-полімерних акумуляторів.

Для виготовлення складних за формою компонентів двигуна широко використовуються адитивна технологія виробництва. Камера згоряння, форсуночна голівка, насоси та трубопроводи виготовлені технологією селективного лазерного плавлення, це дозволило значно зменшити кількість деталей у конструкції, і як наслідок її масу. Основні характеристики РРД Rutherford наведені в табл. 1.



Рис. 1 РРД Rutherford

Основні характеристики РРД Rutherford

Паливо, окисник	Рідкий кисень+гас
Тяга на рівні моря, кН	18
Тяга у вакуумі, кН	22
Питомий імпульс на рівні моря, с	303
Питомий імпульс у вакуумі, с	333
Тиск у камері згоряння, бар	від 2 до 200
Подача компонентів палива	електронасосна
Час роботи, с	155
Тягоозброєність	68.6
Кількість камер згоряння	1
Можливість зміни вектору тяги	ні

На рис.2 показаний ракетний двигун Merlin, розроблений аерокосмічною компанією SpaceX. Двигун використовується на усіх ступенях ракет-носіїв важкого класу Falcon.

Двигун виконаний по відкритій схемі подачі компонентів палива. Турбонасосний агрегат окрім подачі компонентів у камеру згоряння подає гас у гідравлічну систему керування вектром тяги (відхилення сопла). Власна гідравлічна система двигуна значно спрощує його експлуатацію. Керування вектором тяги здійснюється шляхом повороту всього двигуна за допомогою гідроциліндрів. Для покращення змішування компонентів палива у камері згоряння використовуються штіфтові форсунки. Оскільки двигун працює на несамозаймистих компонентах, то у якості запальника використовуються суміш тріетілалюмінія і тріетілбора, що утворюють самозаймисту суміш із рідким киснем. Основні характеристики РРД Merlin наведені в табл. 2.



Рис. 2 РРД Merlin

Таблиця 2

Основні характеристики РРД Merlin

Паливо, окисник	Рідкий кисень+гас
Тяга на рівні моря, кН	852.2
Тяга у вакуумі, кН	914
Питомий імпульс на рівні моря, с	282
Питомий імпульс у вакуумі, с	311
Тиск у камері згорання, бар	до 97
Подача компонентів палива	турбонасосна
Час роботи, с	180
Тягоозброєність	179,8
Кількість камер згорання	1
Можливість зміни вектору тяги	так

На рис. 3 показаний ракетний двигун РД-170, розроблений КБ “Енергомаш”. Двигун використовується на першій ступені ракети носіїв “Енергія” і “Зеніт”.

Двигун виконаний по замкнутій схемі. Керування вектором тяги здійснюється шляхом зміни витрати компонентів палива у кожен камеру згорання. Відсутність поворотних вузлів збільшує надійність установки. Оскільки двигун працює на несамозаймистих компонентах, то у якості запальника використовуються перекис водню, що розкладається і виділяє достатню кількість теплоти для займання основних компонентів палив. Двигун призначений для багаторазового використання (кількість запусків - 10). Основні характеристики РД-170 наведені в табл. 3.



Рис. 3 РД-170

Основні характеристики РД-170

Паливо, окисник	Рідкий кисень+гас
Тяга на рівні моря, кН	7257
Тяга у вакуумі, кН	7906
Питомий імпульс на рівні моря, с	309,5
Питомий імпульс у вакуумі, с	337,2
Тиск у камері згоряння, бар	до 250
Подача компонентів палива	турбонасосна
Час роботи, с	150
Тягоозброєність	82,66
Кількість камер згоряння	4
Можливість зміни вектору тяги	так

Отже, порівнявши розглянуті аналоги можна зробити висновок, що досягнути високого значення ефективності, тобто високого питомого імпульсу можна лише використанням замкнутої схеми подачі компонентів палива. Приводити у рух насоси подачі можливо, як електродвигунами, так і турбіною. На аналогах з більш високою тягою використовується турбіна, що дозволяє значно зменшити вагу системи. Але при малій потужності більш ефективним є використання електродвигунів. У такому разі немає необхідності в газогенераторі, зменшується кількість автоматики, необхідної для регулювання тяги, запуску та зупинки. Для уніфікації двигуна його часто проектують по однокамерній схемі. У такому випадку він може використовуватися на декільких ступенях однієї ракети. Але така компоновка силової установки має свої недоліки. Основні з них це більша вага і наявність механізмів повороту сопла, що у свою чергу значно зменшує надійність. Перевагою багатоканальних двигунів є відсутність рухомих частин і простота монтажу на ракеті.

1.2 Система подачі компонентів палива

Для подачі компонентів палива у камеру згоряння РРД використовуються турбонасосна та витісняюча системи подачі. Основні переваги та недоліки кожної із цих систем наведені в табл.4.

Таблиця 4

Переваги та недоліки систем подачі компонентів палива

Турбонасосна система подачі	Витісняюча система подіча
Переваги	
Можливість створення високого тиску у камері згоряння і як наслідок високого питомого імпульсу Можливість отримання постійного значення питомого імпульсу	Моде працювати на одному компоненті палива поростота конструкції висока надійність низька маса
Недоліки	
Складність конструкції Більша вага системи	Неможливість отримання високих значень питомого імпульсу внаслідок низького тиску у камері згоряння

Отже проаналізувавши ТЗ, а також основні переваги та недоліки систем обрав турбонасосну систему подачі компонентів палива. Дана система дозволить створити високий тиск у камері згоряння, що у свою чергу дозволить досягти високого питомого імпульсу.

Конструктивно двигун з турбонасосною системою подачі складається з камери згоряння - виділення теплової енергії внаслідок згоряння палива, сопла-перетворення теплової енергії в кінетичну енергію робочого тіла, турбонасосного агрегату ТНА (включає насоси окисника і пального, а також турбіну, що приводить їх у рух), рідинного газогенератора РГГ (невеличка

камера згоряння, де утворюється робоче тіло для приводу турбіни ТНА). РГГ працює на тих самих компонентах палива, що і двигун.

Подача компонентів палива може здійснюватися по замкнутому або незамкнутому циклу. При незамкнутому циклі подачі компонентів палива, продукти згоряння, що утворюються у РГГ, відводяться на зовні через спеціальний потрубок, або використовуються для наддуву паливних баків.

При замкнутій схемі продукти згоряння із РГГ потрапляють в основну камеру згоряння, де відбувається їхнє подальше догорання. Основною перевагою замкнутої схеми є те, що невикористана енергія продуктів згоряння на виході із ТНА потрапляє у камеру згоряння, а не відводиться назовні, як у незамкнутій схемі. Це дозволяє двигунам замкнутої схеми розвивати більший питомий імпульс. Але дана схема має і недоліки, оскільки для подачі турбогазу у камеру згоряння тиск у РГГ має бути вищим, ніж у основній камері згоряння.

Із огляду аналогів очевидним вибором є замкнута система подачі, оскільки тільки дана схема може дозволити отримати високе значення питомого імпульсу за рахунок більш повного використання енергії палива. Як зазначалося вище, усі продукти згоряння із РГГ потрапляють у камеру згоряння. Для зменшення кількості трубопроводів високого тиску один із компонентів палива повністю перекачується через РГГ, а інший використовується для охолодження стінок сопла і камери згоряння. Для реалізації цієї схеми окисник може бути креогенним паливом, а пальне буде використовуватися для охолодження стінок камери згоряння і тому має бути висококиплячим. Пальне має мати достатню температуру кипіння, щоб забезпечити охолодження стінок рідиною. Використання креогенних компонентів палива для охолодження стінок камери і сопла не є ефективним попри нижчі температури носія. Через низькі температури кипіння дані компоненти поступають у охолоджуючий тракт у газоподібному стані, що значно зменшує коефіцієнт теплопередачі від рідинної стінки камери згоряння до охолоджуючого газу. Саме тому у даному двигуні весь окисник буде подаватися у РГГ, а потім з нього через турбіну поступати у камеру згоряння разом із іншими продуктами згоряння. У РГГ буде подаватися незначна

кількість пального для створення достанької потужності на турбіні. Генераторний газ буде з надлишком парів окисника. Схема системи подачі наведена на рис. 4.

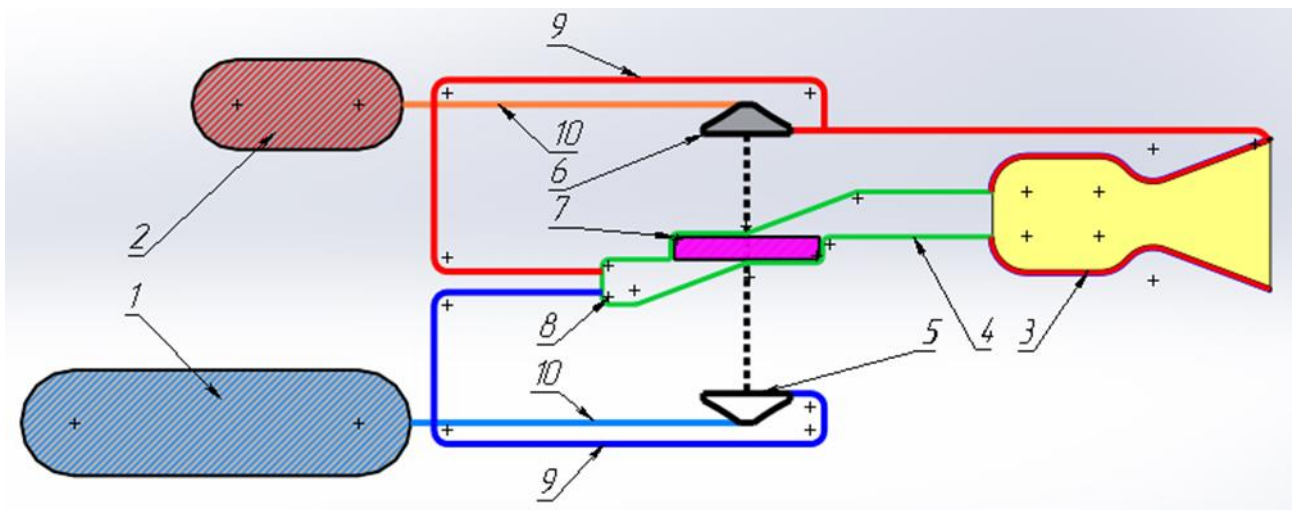


Рис.4 Схема системи подачі компонентів палива

1- бак окисника; 2 – бак пального; 3 – камера згоряння із соплом; 4 – газовід окисненого генераторного газу; 5 – насос подачі окисника; 6 – насос подачі пального; 7 – турбіна; 8 – рідинний газогенератор (РГГ); 9 – трубопроводи високого тиску; 10 – трубопроводи низького тиску

Принцип подачі компонентів палива наступний: окисник і пальне поступають по трубопроводах низького тиску 10 на насоси 5 і 6 ТНА відповідно, далі подаються у РГГ 8 по трубопроводах високого тиску 9, у РГГ 8 подається весь окисник із бака 1 і частина пального для підтримки процесу горіння у РГГ із баку 2, основна частина пального подається у камеру згоряння через охолоджуючий тракт камери згоряння і сопла 3, весь турбогаз після турбіни 7 потрапляє у камеру згоряння по газоводу високого тиску 4, де відбувається подальше догорання компонентів палива. Насоси приводяться у дію турбіною, яка працює на продуктах згоряння РГГ.

1.3 Системи запуску, зупинки і регулювання тяги двигуна

Основною задачею при запуску двигуна є запалити компоненти палива, які зазвичай є несамозаймистими, тобто при змішуванні окисника з паливом займання не відбувається. Для займання необхідний додатковий підвід теплоти. В процесі роботи двигуна це тепло береться безпосередньо з камери згоряння, а при запуску з системи запалу. При використанні несамозаймистих компонентів палива є декілька варіантів запалення: використання ще одного компонента (запальник), який є samozаймистим із окисником чи паливом, використання концентрованого перекису водню (енергія виділяється за рахунок розкладання перекису водню при контакті з каталізатором) та використання порохових акумуляторів тиску (ПАТ) для виділення достатньої кількості тепла, щоб зайняти основні компоненти. Переваги та недоліки кожного із методів наведені в таблиці 5.

Враховуючи невадені вище переваги та недоліки систем запалу найбільш надійною є система запалу з використанням порохового акумулятора тиску. Важливою перевагою є те, що за необхідності багаторазового запуску під час польоту можуть бути встановлені декілька окремих ПАТ. Це дозволяє зменшити масу двигуна при одноразового запуску та зробити його більш адаптивним до різних задач. При використанні samozаймистого компоненту палива або перекису водню, додаткові баки, клапани, дроселі та трубопроводи завжди будуть на борту, незалежно від планової кількості запусків.

Для зміни величини тяги двигуна необхідно змінювати тиск у камері згоряння, що у свою чергу досягається зміною масової витрати компонентів палива. Процедури запуску та зупинки також передбачають можливість контролювати витрати компонентів. Зміна витрати, перекриття трубопроводів, а також інформування системи керування про її власний стан (величини параметрів) досягається шляхом встановлення клапанів, дроселів та датчиків витрати.

Переваги та недоліки систем запалу компонентів палива

Використання самозаймистого палива	Використання перекису водню	Використання піропатронів
Переваги		
Стабільне займання компонентів палива, відсутність запалу у конструкції двигуна	Стабільне займання компонентів палива, відсутність запалу у конструкції двигуна	Стабільне займання компонентів палива, відсутність додаткової трубної арматури, відсутність додаткового компоненту палива на борту, дискретність (можливість встановлення кількості зарядів в залежності від завдання)
Недоліки		
Палива що є самозаймистими з рідким киснем є дуже токсичними речовинами, що ускладнює експлуатацію, необхідний бак, трубопроводи, клапани та система наддуву для функціонування	необхідний каталізатор для прискорення розкладання перекису водню, нестабільність (перекис водню постійно випаровується), необхідний підігрів баку з перекисом водню при низьких температурах	необхідний запальний пристрій, та електрична система, що буде його обслуговувати.

Для того, щоб мати повну уяву про перебіг процесів у агрегатах двигуна достатньо мати датчики тиску, температури і об'ємної втрати (витратомір).
Схема керування двигуном показана на рис 5.

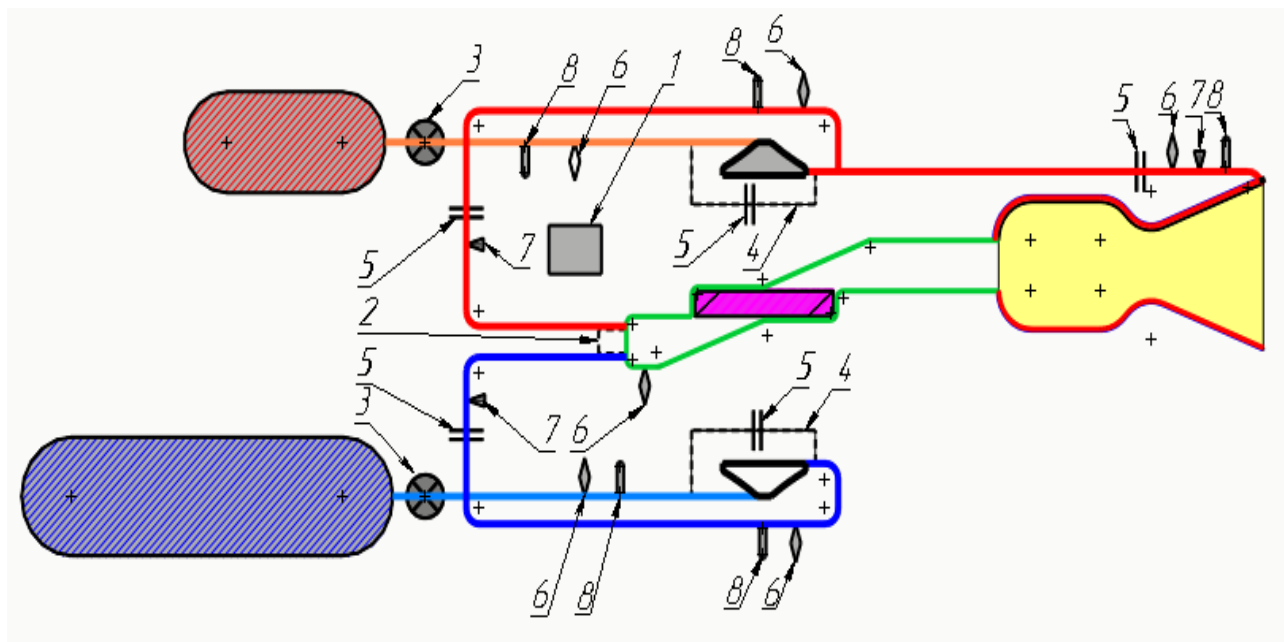


Рис.5 Схема системи керування двигуном

1- головний контролер двигуна; 2 – стартовий ПАТ; 3 – запорні клапани окисника та пального; 4 – трубопроводи закільцівки насосів окисника і пального; 5 – дросель; 6 – датчик тиску; 7 – датчик витрати; 8 - датчик температури

Алгоритм запуску двигуна: запалюється пусковий піропатрон 2, який у свою чергу запалює ПАТ, відкриваються запорні клапани 3 окисника і пального, продукти згоряння приводять у рух турбіну, насоси починають подавати окисник і пальне (тільки частину) у РГГ, потрапляючи під гарячі гази ПАТ компоненти палива займаються, після вигорання порошу процес горіння палива у РГГ підтримується теплотою згоряння них самих.

Збільшення тяги: розкривається дросель пального 5 на вході у РГГ, внаслідок чого зростає кількість пального, що поступає у РГГ і в той же час трохи зменшується кількість, яка потрапляє у основну камеру згоряння, внаслідок збільшення кількості пального у РГГ починає збільшуватися тиск, що розкручує турбіну і збільшує подачу у основну камеру згоряння. Із збільшенням витрати палива збільшується тиск у камері згоряння і

збільшується необхідна потужність насосів і турбіни, саме тому система самостійно повернеться у стаціонасний режим роботи із більшою тягою. Процес зменшення тяги двигуна проходить за подібною послідовністю.

Зупинка двигуна: відкриваються дроселі 5 на закріплення насосів окисника та пального, перекриваються трубопроводи високого тиску дроселями 5 (дросель пального знаходиться безпосередньо перед входом у камеру згоряння, а дросель окисника перед входом у РГГ). Після припинення подачі компонентів двигун ще деякий проміжок часу продовжує створювати тягу, допалюючи залишки компонентів палива з охолоджуючого тракту камери згоряння і РГГ. Закільцьовані трубопроводи 4 необхідні для запобігання утворення гідравлічного удару, який може виникнути внаслідок швидкого перекриття трубопроводів подачі компонентів палива при працюючих насосах ТНА. При перекритих трубопроводах подачі компонентів і працюючих насосах компоненти палива циркулюють через працюючий насос завдяки замкнутим каналам. Також ці канали використовуються для регулювання тяги двигуна.

Окрім органів керування (запорних клапанів та дроселів) для керування роботою двигуна необхідні датчики зворотнього зв'язку. У конструкції передбачені датчики тиску 6, температури 8, а також витратоміри 7. Дані датчики необхідні для контролю співвідношення компонентів палива, які подаються у камеру згоряння та РГГ, тиску у трубопроводах і камері згоряння. Неправильне співвідношення компонентів може призвести до передчасної витрати одного із компонентів палива та зменшення питомого імпульсу.

Для збільшення надійності та зменшення маси конструкції вирішено використовувати ультразвукові витратоміри. Основною перевагою цього типу датчиків над механічними є відсутність рухомих частин і можливість монтажу на зовнішній поверхні трубопроводів не порушуючи їх цілісність. Однак вони потребують прямих ділянок трубопроводів, що буде враховано на стадії компонування.

2. ПРОЄКТУВАННЯ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ І СОПЛА

2.1. Вхідні данні для проєктування камери згоряння і сопла

Для подальшого розрахунку значень проєктних параметрів двигуна задався цільовими характеристиками на основі технічного завдання (табл. 6)

Таблиця 6

Технічне завдання

Максимальна тяга на рівні моря (H=0), P_0 ,кН	100
Діапазон регулювання тяги	50%
Кількість запусків	1
Можливість зміни напрямку вектора тяги	так
Кількість камер згоряння	1
Паливо - $C_{12}H_{26}$ гас	
Температура на вході в ТНА, T_T °С	10
Тиск на вході в ТНА, p_{T0} кПа	300
Тиск насичених парів при T_T , p_{Tc} кПа	50
Густина ρ_T , кг/м ³	810
Окисник - LO_2 (рідкий кисень)	
Температура, T_0 °С	-190
Тиск подачі, p_{o0} кПа	300
Тиск насичених парів при T_0 , p_{oc} кПа	100
Густина ρ_o , кг/м ³	1141

Головним завданням є досягнути максимальної ефективності, тобто високого значення питомого імпульсу та якомога меншої маси конструкції.

Основним параметром для розрахунку камери згоряння і сопла є тиск $p_{кз}$ і температура у КЗ $T_{кз}$. Тиск і температура впливають на питомий імпульс та на параметри робочого тіла. Для попередньої оцінки величини питомого імпульсу в залежності від тиску КЗ скористався залежністю (1) для швидкості витоку робочого тіла із сопла Лавалю без урахування втрат, задавшись середньостатистичними параметрами робочого тіла для обраних компонентів палива. Графік залежності (1) показаний на рис.6.

$$I_p(p_{кз}) = \frac{1}{g} \sqrt{\frac{2RT_{кз}\gamma_{кз}}{M_{кз}(\gamma_{кз}-1)} \left[1 - \left[\frac{p_{атм}}{p_{кз}} \right]^{\frac{\gamma_{кз}-1}{\gamma_{кз}}} \right]} \quad (1)$$

де $T_{КЗ} = 3700 \text{ К}$ – абсолютна температура робочого тіла у КЗ; $\gamma_{КЗ} = 1,2$ – показник адіабати робочого тіла; $M_{КЗ} = 0,03 \frac{\text{кг}}{\text{моль}}$ – молярна маса газу у КЗ; $R = 8,31 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ – універсальна газова стала; $g = 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ – прискорення вільного падіння; $p_{\text{атм}} = 10^5 \text{ Па}$ – тиск на зрізі сопла ($H=0$), відповідно до ТЗ

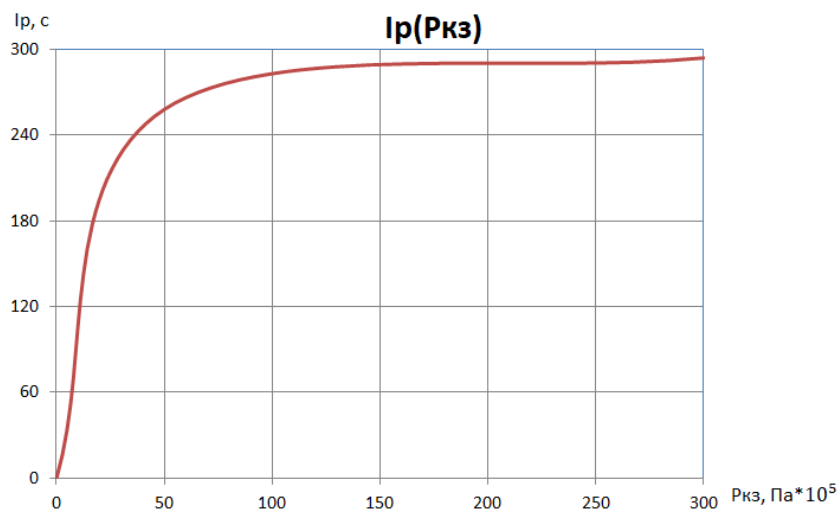


Рис. 6 Залежність питомого імпульсу $I_p(p_{КЗ})$ від тиску у КЗ (попередня оцінка)

Із графіку видно, що зі збільшенням тиску у КЗ при незмінному тиску на зрізі сопла питомий імпульс змінюється дуже повільно.

Очевидно, що для досягнення високих значення питомого імпульсу на рівні моря, тиск у камері згоряння потрібно збільшувати до “непристойного”. Із збільшенням тиску у КЗ значно збільшується вага ТНА і самої КЗ, ускладнюється її охолодження через збільшення густини робочого тіла. З огляду на це, не доцільно створювати двигун з дуже високим питомим імпульсом. Обрав робочий тиск у КЗ

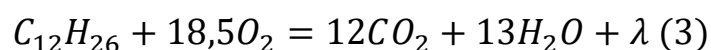
$$p_{КЗ} = 20 \text{ МПа} \approx 200 \text{ атм}$$

Температура у КЗ залежить від палива, початкової температури компонентів, втрат теплоти на здійснення механічної роботи (приведення у рух турбіни ТНА) і на неадіабатичність процесу згоряння палива. Температура у КЗ $T_{КЗ}$ може бути визначена за наступною формулою (2)

$$T_{КЗ} = T_{\text{ад}}(T_o, T_r, \bar{m}_o) - \frac{Q_{\text{тр}}(G, p_{КЗ}) + Q_{\text{вт}}}{c_p(T_{КЗ})} \quad (2)$$

де $T_{ад}(T_o, T_r)$ – адіабатична температура згорання палива (температура продуктів згорання, без врахування втрат теплоти), залежить від початкової температури окисника і пального, а також від співвідношення компонентів; $Q_{тр}(G)$ – кількість теплоти, що витрачається на приведення у рух турбіни ТНА, залежить від масової втрати палива і тиску у КЗ; $Q_{вт}$ – кількість теплоти, що втрачається – віддається у навколишнє середовище через стінки трубопроводів та камер згорання; $c_p(T_{КЗ})$ – питома теплоємність продуктів згорання при постійному тиску, залежить від хімічного складу продуктів згорання та власне температури у КЗ, оскільки теплоємність газів змінюється зі зміною температури.

Для визначення адіабатичної температури згорання палива необхідно визначити склад продуктів згорання та співвідношення компонентів палива. Реакція згорання гасу у кисні (3) приведена нижче



, де $C_{12}H_{26}$ – хімічна формула пального. Для повного згорання на одну молекулу пального потрібно 18,5 молекул кисню, при згоранні виділяється 12 молекул вуглекислого газу CO_2 та 13 молекул водяної пари H_2O , при згоранні виділяється теплота λ , що розігріває продукти згорання. При повному згоранні 1 кг палива (рідкий кисень та гас) виділяється кількість теплоти $\lambda_{п} = 8920$ КДж/кг.

Відповідно до реакції згорання (3), Визначено відносні маси окисника і пального, за формулою (4) необхідне для повного згорання і як наслідок виділення усієї енергії палива.

$$\bar{m}_{o\text{ КЗ}} = \frac{18,5M(O_2)}{M(C_{12}H_{26}) + 18,5M(O_2)} = \frac{18,5 * 32}{170 + 32 * 18,5} = 0,78 \quad (4)$$

$$\bar{m}_{г\text{ КЗ}} = 1 - \bar{m}_o = 0,22$$

, де $M(C_{12}H_{26})$ і $M(O_2)$, г/моль – молярні маси гасу та кисню відповідно.

Частина пального буде подаватися через переферійні форсунки у КЗ з метою створення пристіночного шару газу з надлишком пального, що зменшить температуру газової стінки. Обрано відносну додаткову витрату

пального на створення пограничного шару ґрунтуючись на статистичних даних

$$\bar{m}_{\text{г ох}} = 0,05 \approx 5\%$$

Враховуючи додаткову витрату пального на охолодження розраховано відносні витрати компонентів палива

$$\bar{m}_o = \frac{1}{\left(1 + \frac{\bar{m}_{\text{г КЗ}}}{\bar{m}_{o \text{ КЗ}}}\right)(1 + \bar{m}_{\text{г ох}})} = 0,74$$

$$\bar{m}_r = 1 - \bar{m}_o = 0,26$$

Аналогічно визначено відносні маси продуктів згоряння – вуглекислого газу та водяної пари за формулою (5)

$$\bar{m}_{CO_2} = \frac{12M(CO_2)}{12M(CO_2) + 13M(H_2O)} = \frac{12 * 44}{12 * 44 + 13 * 18} = 0,69 \quad (5)$$

$$\bar{m}_{H_2O} = 1 - \bar{m}_{CO_2} = 0,31$$

, де $M(CO_2)$ і $M(H_2O)$, г/моль – молярні маси вуглекислого газу та водяної пари відповідно.

Зміну температури газу визначено за формулою (6)

$$\Delta T_{\text{ад}} = \frac{\lambda_{\text{п}}}{c_p(T_{\text{ад}})} \quad (6)$$

, де $c_p(T_{\text{ад}})$, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$ – питома теплоємність продуктів згоряння. Залежність питомої теплоємності від температури визначається за формулою (7)

$$c_p(T) = (c_{v CO_2}(T)/M(CO_2) + R(CO_2))\bar{m}_{CO_2} + (c_{v H_2O}(T)/M(H_2O) + R(H_2O))\bar{m}_{H_2O} \quad (7)$$

$$c_{v CO_2}(T) = (6,83 \ln(T) - 6) * 10^3, \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} * \text{К}}$$

$$c_{v H_2O}(T) = (8,06 \ln(T) - 25,526) * 10^3, \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} * \text{К}}$$

, де $R(CO_2) = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$ – газова стала вуглекислого газу; $R(H_2O) = 462 \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$ – газова стала водяної пари;

Побудовано залежність значення коефіцієнта адіабати від температури і апроксимував отриману залежність логарифмічною функцією так, як така залежність дає допустиму похибку і є більш простою для ведення розрахунків (рис. 7).

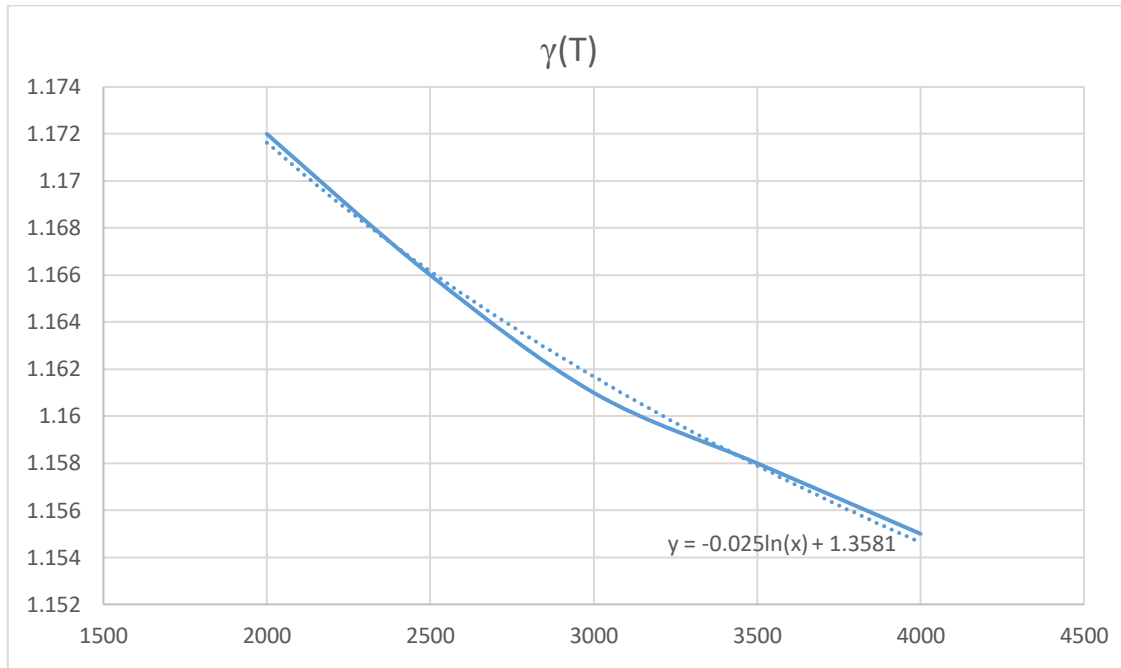


Рис.7 Залежність коефіцієнта адиабати робочого тіла від температури

$$\gamma(T) = 1,358 - 0,025 \ln(T)$$

Для оцінки масової витрати пального, Визначено моляру масу продуктів згоряння та коефіцієнт адиабати при середній температурі у соплі 2000 К.

$$M_{\text{кз}} = \frac{12M(\text{CO}_2) + 13M(\text{H}_2\text{O})}{12 + 13} = 30,5 \frac{\text{Г}}{\text{МОЛЬ}} = 0,0305 \frac{\text{КГ}}{\text{МОЛЬ}}$$

$$\gamma = \frac{c_p(2000)}{c_v(2000)} = 1,18$$

, де $c_v(T)$ – мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному об'ємі, може бути визначена за формулою

$$c_v(T) = c_{v\text{CO}_2}(T) * M(\text{CO}_2)\bar{m}_{\text{CO}_2} + c_{v\text{H}_2\text{O}}(T) * M(\text{H}_2\text{O})\bar{m}_{\text{H}_2\text{O}}$$

Оскільки у формулі (2) втрати теплоти на приведення у рух насосів подачі та неадіабатичність поресу згоряння палива вже враховані, то адіабатичну температуру згоряння можна визначати по відношенню до температури компонентів, на вході у ТНА. Адіабатична температура згоряння визначається за формулою (8)

$$T_{\text{ад}} = T_{0\text{п}} + \Delta T_{\text{ад}} = T_{0\text{п}} + \frac{\lambda_{\text{п}}}{c_p(T_{\text{ад}})} \quad (8)$$

, де $T_{0\text{п}}$ – початкова усереднена температура компонентів до реакції, що може бути визначена за формулою (9)

$$T_{0п} = \frac{T_o \bar{m}_o c_o + T_r \bar{m}_r c_r}{\bar{m}_o c_o + \bar{m}_r c_r} = \frac{(-190 + 273) * 0,78 * 1630 + (10 + 273) * 0,22 * 2212}{0,78 * 1630 + 0,22 * 2212} = 138 \text{ К (9)}$$

Із рівняння 8 визначено адіабатичну температуру повного згорання палива

$$T_{ад} = 4451 \text{ К}$$

З урахуванням проведених розрахунків, формулу (2) можна переписати у наступному вигляді

$$T_{КЗ} = 4451 - \frac{Q_{тр} + Q_{вт}}{c_p(T_{КЗ})} \quad (2)$$

Втрата теплоти на приведення у рух турбіни $Q_{тр}$ чисельно рівна потужності на насосах пального і окисника і може бути визначена за формулою (10).

$$Q_{тр} = \Delta p_{нo} \frac{G_o}{\rho_o \eta_o \eta_{нo}} + \Delta p_{нr} \frac{G_r}{\rho_r \eta_o \eta_{нr}} \quad (10)$$

, де $\Delta p_{нo}$ і $\Delta p_{нr}$ – перепади тиску на насосах окисника і пального відповідно; η_o – об’ємний ККД насосів окисника і пального - показує, яка кількість перекачуваного компоненту просочується через ущільнення; $\eta_{нo}, \eta_{нr}$ – ККД насоса окисника і пального відповідно.

Грунтуючись на статистичних даних задався ККД насосів окисника і пального

$$\eta_o = 0,95 \text{ – об’ємний ККД}$$

$$\eta_r = 0,7 \text{ – гідравлический ККД (ефективність крильчатки насоса)}$$

$$\eta_m = 0,9 \text{ – механічний ККД (втрати на подолання тертя в ущільнювачах і підшипникових опорах)}$$

$$\eta_{нo} = \eta_{нr} = \eta_o \eta_r \eta_m = 0,6$$

Двигун має замкнуту схему подачі компонентів палива. Увесь окисник та частина пального проходять через ТНА. У газогенераторі ТНА відбувається часткове згорання палива. Частина енергії, що виділяється при згоранні йде на приведення у рух турбіни, а інша частина теплоти, що не була використана на здійснення механічної роботи залишається у потоці, що врешті решт потрапляє у КЗ. Тиск у камері РГГ $p_{кРГГ}$, грунтуючись на тому, що він має бути більшим

за тиск у основній КЗ на величину втрат тиску на приведення у рух турбіни ТНА та перепаду тиску на форсунках основної камери згорання. За статистикою, для якісного розпилення компонентів палива перепад тиску на форсунках основної КЗ має бути не менше 5 бар. Оскільки весь окисник потрапляє у КЗ вже у газоподібному стані із РГГ, то перепад тиску на форсунках можна зменшити з метою зменшення потужності ТНА. Частина пального буде витратитися на створення пограничного шару газу з надлишком пального на стінках КЗ, для зменшення температури поблизу газової стінки. Ткож із збільшення перепаду тиску на форсунках віддаляється полум'я від стінки головки і самих форсунок, що полегшує їх оходження. Обрано перепад тиску на форсунках КЗ для обох компонентів палива

$$\Delta p_{\text{ф о КЗ}} = 0,5 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{ф г КЗ}} = 1,5 \text{ МПа}$$

У газогенераторі ТНА теж відбувається реакція горіння, що потребує створення перепаду тиску на форсунках, як і у основній КЗ. Задався перепадами тиску на форсунках подачі окисника $\Delta p_{\text{ф о РГГ}}$ та пального $\Delta p_{\text{ф г РГГ}}$ у РГГ. У рідинному газогенераторі горіння відбувається при неоптимальному співвідношенні компонентів, що потребує більшого перепаду тиску на форсунках для більш якісного розпилення. Також збільшення якості ропилення дозволяє зменшити об'єм газогенератора.

$$\Delta p_{\text{ф о РГГ}} = 0,5 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{ф г РГГ}} = 0,5 \text{ МПа}$$

Величина тиску у РГГ має бути достатньою для приведення у рух турбіни ТНА. Зі зменшенням ККД турбіни і насосів величина необхідного перепаду тиску зростає. Через це збільшується тиск подачі компонентів палива і як наслідок зменшується температура у основній КЗ. Процес у РГГ і турбіні вважається адіабатичним, рівняння (10) може бути переписаним у наступному вигляді.

$$\frac{\gamma_{\text{РГГ}}}{\gamma_{\text{РГГ}}-1} \eta_{\text{T}} R_{\text{T}} G_{\text{o}} T_{\text{РГГ}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{КЗ}} + \Delta p_{\text{ф о КЗ}}}{p_{\text{РГГ}}} \right)^{\frac{\gamma_{\text{РГГ}}-1}{\gamma_{\text{РГГ}}}} \right] = (p_{\text{РГГ}} + \Delta p_{\text{ф о РГГ}} - p_{\text{o o}}) \frac{G_{\text{o}}}{\rho_{\text{o}} \eta_{\text{o}}} + (p_{\text{РГГ}} + \Delta p_{\text{ф о РГГ}} - p_{\text{Г o}}) \frac{G_{\text{Г}}}{\rho_{\text{Г}} \eta_{\text{o}}} \quad (11)$$

, де $R_{\text{T}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$ – газова стала турбогазу; $T_{\text{РГГ}}, \text{К}$ – температура турбогазу; $p_{\text{РГГ}}, \text{Па}$ – тиск у РГГ; $\eta_{\text{T}} = 0,5$ – ККД турбіни, обрано на основі статистичних даних; $\gamma_{\text{РГГ}} = 1,2$ – коефіцієнт адіабати турбогазу, обрано на основі статистичних даних.

Турбогаз складається із продуктів згоряння палива при співвідношені, що відповідає повному згорянню, аналогічно до КЗ і решти окисника, що не приймає участі у реакції горіння. Масова доля окисника є досить значною, щоб прирівняти газову сталу турбогазу до величини окисника

$$R_{\text{T}} = R_{\text{O}_2} = \frac{8,31}{0,032} = 260 \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}} \text{ – газова стала турбогазу}$$

Обрано температуру турбогазу $T_{\text{РГГ}}$. Збільшення температури у РГГ дозволяє зменшити тиск, але негативно впливає на умови роботи лопатей турбіни.

$$T_{\text{РГГ}} = 1500^{\circ}\text{C} = 1773\text{K}$$

Рівняння (11) розділено на масову витрату пального G

$$\frac{\gamma(T)}{\gamma(T)-1} \eta_{\text{o}} R_{\text{T}} \bar{m}_{\text{o}} T_{\text{РГГ}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{КЗ}} + \Delta p_{\text{ф о КЗ}}}{p_{\text{РГГ}}} \right)^{\frac{\gamma(T)-1}{\gamma(T)}} \right] = (p_{\text{РГГ}} + \Delta p_{\text{ф о РГГ}} - p_{\text{o o}}) \frac{\bar{m}_{\text{o}}}{\rho_{\text{o}} \eta_{\text{o}}} + (p_{\text{РГГ}} + \Delta p_{\text{ф о РГГ}} - p_{\text{Г o}}) \frac{\bar{m}_{\text{Г}}}{\rho_{\text{Г}} \eta_{\text{o}}} \quad (12)$$

Із рівняння (12) Визначено тиск у камері газогенератора $p_{\text{РГГ}}$

$$p_{\text{РГГ}} = 30,8 \text{ МПа}$$

Основна частина пального поропляє у КЗ через охолоджуючий тракт. Для ефективного охолодження газової стінки камери та сопла потрібно збільшувати швидкість рідини у охолоджуючому тракті, що збільшує гідравлічний опір. Визначено максимальну величину втрати тиску у охолоджуючому тракті $\Delta p_{\text{ох max}}$

$$\Delta p_{\text{ох max}} = p_{\text{РГГ}} - (p_{\text{КЗ}} + \Delta p_{\text{ф Г КЗ}}) = 9,3 \text{ МПа}$$

Визначено перепади тисків на насосах окисника і пального

$$\Delta p_{\text{н o}} = p_{\text{РГГ}} + \Delta p_{\text{ф о РГГ}} - p_{\text{o o}} = 31 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{н Г}} = p_{\text{РГГ}} + \Delta p_{\text{ф Г РГГ}} - p_{\text{Г o}} = 31 \text{ МПа}$$

Розраховано за формулою (10) кількість теплоти, що втрачається на турбіні

$$Q_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{нo}} \frac{G_o}{\rho_o \eta_o \eta_{\text{нo}}} + \Delta p_{\text{нr}} \frac{G_r}{\rho_r \eta_o \eta_{\text{нr}}} = 23960G \quad (10)$$

З урахуванням проведених розрахунків, формулу (2) можна переписати у наступному вигляді

$$T_{\text{КЗ}} = 4451 - \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{вт}}}{c_p(T_{\text{КЗ}})} \quad (2)$$

$$T_{\text{КЗ}}(G) = 4451 - \frac{23960G + Q_{\text{вт}}}{c_p(T_{\text{КЗ}})} \quad (2)$$

Під час роботи двигуна у КЗ виділяється велика кількість теплоти, частина якої йде на нагрів конструкції камери згоряння і сопла. Оскільки камера та сопло будуть мати регенеративне охолодження (охолодження газової стінки одним із компонентів палива, що врешті решт потрапляє у КЗ), то тепло через газову стінку буде йти на підігрів пального. Таким чином основна частина теплоти, що йде нагрів елементів конструкції буде повертатися у КЗ. Таким чином процес горіння у КЗ можна вважати адіабатним і втрати теплоти на враховувати

$$Q_{\text{вт}} = 0 \text{ Дж}$$

$$T_{\text{КЗ}}(G) = 4451 - \frac{23960G}{c_p(T_{\text{КЗ}})} \quad (2)$$

Питомий імпульс може бути виражений через формулу (1) і через бажане значення тяги двигуна $P_0 = 100 \text{ кН}$.

$$\begin{cases} I_p(G) = \frac{1}{g} \sqrt{\frac{2RT_{\text{КЗ}}(G)\gamma_{\text{КЗ}}}{M_{\text{КЗ}}(\gamma - 1)} \left[1 - \left[\frac{p_{\text{атм}}}{p_{\text{КЗ}}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \\ I_p(G) = \frac{P_0}{G} \end{cases} \quad (11)$$

, де $M_{\text{КЗ}} = 0,0305 \frac{\text{кг}}{\text{моль}}$ – молярна маса газу у камері згоряння; $\gamma = 1,18$ – коефіцієнт адіабати робочого тіла, визначений для температури - 1500 К; $p_{\text{КЗ}} = 200 * 10^5 \text{ Па}$ – тиск у камері згоряння

Визначено масову витрату палива G , питомий імпульс I_p і температуру у КЗ $T_{\text{КЗ}}$, що її відповідає із системи (11)

$$G = 35,07 \text{ кг/с}$$

$$T_{\text{КЗ}} = 4038 \text{ К}$$

$$I_p = \frac{P_0}{G} = 291 \text{ с}$$

За формулою (7) Визначено коефіцієнт адиабати у КЗ

$$\gamma_{\text{КЗ}} = 1,16$$

Визначено загальні масові витрати окисника та пального на режимі максимальної тяги

$$G_o = G\bar{m}_o = 25,95 \text{ кг/с}$$

$$G_r = G\bar{m}_r = 9,12 \text{ кг/с}$$

Двигун може працювати за різних умов навколишнього середовища. Основним параметром навколишнього середовища, що впливає на конструкцію сопла є атмосферний тиск. Найбільш повно використовується енергія палива при тиску на зрізі сопла рівному атмосферному. Із цього твердження випливає, що на кожній висоті сопло має мати різну форму. На практиці ж використовуються змінні соплові насадки, адаптовані під різні висоти. Для даного двигуна будуть спроектовані 2 соплові насадки, для роботи на рівні моря ($H=0$) і для роботи у вакуумі. За розрахунковий тиск на зрізі насадки для вакууму прийнято 7000 Па . Використання дуже малих тисків на зрізі насадки є недоцільним з точки зору масової ефективності, оскільки її габарити і маса швидко збільшуються зі зменшенням розрахункового тиску на зрізі сопла.

$$p_{z2} = 7000 \text{ Па}$$

За аналогічним алгоритмом до того, що використовувався для оцінки масової витрати пального на режимі максимальної тяги на рівні моря, Визначено масову витрату палива G_{min} , питомий імпульс $I_{p min}$ і температуру у КЗ $T_{\text{КЗ} min}$, що відповідають мінімальній тязі при роботі двигуна у вакуумі $P_{min} = 0,5P = 50 \text{ кН}$ – відповідно до ТЗ

$$G_{min} = 15 \text{ кг/с}$$

$$T_{\text{КЗ} min} = 4356 \text{ К}$$

$$I_{p min} = \frac{P_0}{G} = 340 \text{ с}$$

Значення коефіцієнту адіабати у КЗ прийнято незмінним. Прийнято, що тиск у КЗ та на зрізі сопла зменшаться пропорційно до масової витрати палива

$$p_{\text{КЗ min}} = p_{\text{КЗ min}} \frac{G_{\text{min}}}{G} = 8,6 \text{ МПа} \approx 101 \text{ атм}$$

$$p_{\text{з 2 min}} = p_{\text{з 2 min}} \frac{G_{\text{min}}}{G} = 3081 \text{ Па}$$

Теплонапруженість у РРД є вищою, ніж у будь-якому іншому тепловому двигуні. Питання охолодження КЗ і сопла є дуже критичними для даного типу двигунів. Наявність охолоджуючого тракту між стінками КЗ і стаціонарної частини сопла значно ускладнює конструкцію двигуна та збільшує його масу. Для збільшення масової ефективності необхідно максимально зменшити габарити КЗ і охолоджуваної частини сопла. Призначення камери згоряння – перетворити поступаючі компоненти палива на робоче тіло для подальшого розгону у соплі Лавалю. КЗ має забезпечити повноту згоряння палива, що залежить від якості розпилення та перемішування компонентів, що поступають у неї. Ці якісні показники впливають на швидкість протікання реакції згоряння. Швидкість протікання реакції згоряння характеризується часом перебування компонентів палива у КЗ. Залежність зміни питомого об'єму компонентів палива у КЗ. Залежність зміни питомого об'єму компонентів палива у КЗ представлена на рис.8.

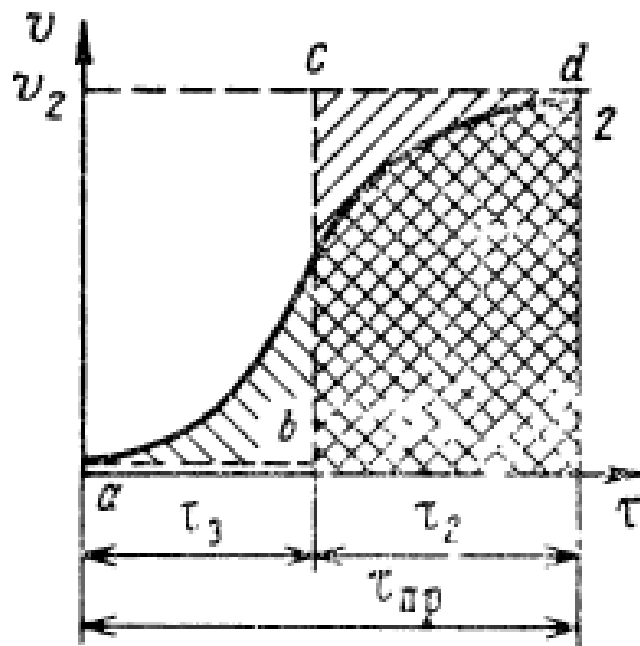


Рис.8 Залежність питомого об'єму палива від часу перебування у КЗ

Як видно із графіку, перетворення рідкого палива на газ (робоче тіло) відбувається не миттєво. На практиці використовується умовний час перебування. Цей час необхідний для повного заповнення об'єму камери робочим тілом при заданій масовій витраті пального і тиску у КЗ. Для РРЖ це час зазвичай лежить у межах 0,0015 - 0,005 с (менший час для якіснішого перемішування та розпилення). Як було зазначено у попередньому розділі, основна часитина палива поступає у КЗ вже у газоподібному стані із ТНА. У рідкому стані подається основна частина гаса із охолоджуючого тракту. Відповідно час необхідний для повного згоряння у даному випадку менший, ніж при подачі обох компонентів у рідкому стані. При недостатньому об'ємі КЗ відбувається неповне згоряння компонентів, що зменшує питомий імпульс. При знадто великому об'ємі КЗ зменшується вагова ефективність двигуна, через збільшення її маси і площі вимагаючої інтинсивного охолодження. Для визначення об'єму КЗ обрав умовний час перебування компонентів палива, гунтуючись на статистичних даних.

$$\tau_y = 0,002 \text{ с}$$

Призначення сопла – перетворити внутрішню енергію робочого тіла на кінетичну. При розгоні робочого тіла у соплі, параметри газу постійно змінюються. Із збільшення швидкості потоку його густина, температура і тиск зменшуються, що призводить до зменшення сумарного теплового потоку, що поглинає газова стінка. Враховуючи це, доцільно робити ділянку регенеративного охолодження не на всій поверхні сопла, а лише у зонах із високою теплонапруженістю. За максимально допустиму температуру, при якій можна відмовитися від регенеративного охолодження і використовувати абляційні захисні покриття обрав 2000 К .

$$T_{з ст} = 2000 \text{ К}$$

Визначено тиск на зрізі стаціонарної частини сопла $p_{з ст}$ з рівняння адіабатного процесу (12)

$$p_{з ст} = p_{КЗ} \left[\frac{T_{з ст}}{T_{КЗ}} \right]^{\frac{\gamma_{КЗ}}{\gamma_{КЗ}-1}} = 199800 \text{ Па (12)}$$

Склав перелік вхідних даних для проектування сопла і камери згоряння (табл. 7).

Припущення при проектуванні сопла і камери згоряння

1. Процес розгону робочого тіла адіабатичний.
2. Паливо повністю згорає у КЗ.
3. Втрати питомого імпульсу внаслідок нерівномірного розподілу швидкостей у критичному перерізі не враховуються.
4. Втрати питомого імпульсу внаслідок виходу потоку під кутом до осі двигуна не враховуються
5. Усі параметри потоку вважаються рівномірно розподіленими по перерізам сопла.

Таблиця 7

Вхідні данні для проектування камери згоряння і сопла

Масова витрата пального G , кг/с	35,07
Тиск у камері згоряння $p_{кз}$, МПа	20
Температура у камері згоряння $T_{кз}$, К	4038
Масова витрата пального при $P_{min} - G_{min}$, кг/с	15
Тиск у камері згоряння при $P_{min} - p_{кз min}$, МПа	10,1
Температура у камері згоряння при $P_{min} - T_{кз min}$, К	4356
Час умовного перебування палива у камері згоряння τ_y , с	0,002
Молярна маса робочого тіла M , кг/моль	0,03
Показник адіабати у камері згоряння $\gamma_{кз}$	1,16
Залежність показника адіабати від температури	$\gamma(T) = 1,358 - 0,025 \ln(T)$
Тиск на зрізі стаціонарної частини сопла $p_{з ст}$, Па	199800
Тиск на зрізі соплової насадки (Н=0), $p_{з 1}$, Па	100000
Тиск на зрізі висотної соплової насадки, $p_{з 2}$, Па	7000

2.2 Розрахунок камери згоряння

Усі необхідні значення розрахункових параметрів робочого тіла у КЗ, тиск, температура, масова витрата пального і час умовного перебування компонентів палива у КЗ були визначені у попередньому пункті і наведені у табл. 7.

Визначено середню швидкість звуку $a_{КЗ}$ і густину робочого тіла $\rho_{КЗ}$ у КЗ, використовуючи рівняння стану ідеального газу.

$$\rho_{КЗ} = \frac{p_{КЗ} M}{R T_{КЗ}} = 17,89 \text{ кг/м}^3 \quad (13)$$

$$a_{КЗ} = \sqrt{\frac{R \gamma_{КЗ} T_{КЗ}}{M}} = 1139 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (14)$$

Визначено необхідний об'єм КЗ $\vartheta_{КЗ}$, який відповідає умовному часу перебування робочого тіла

$$\vartheta_{КЗ} = \frac{G}{\rho_{КЗ}} \tau_y = 3,922 * 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (15)$$

Найвигіднішою формою КЗ з точки зору мінімізації маси конструкції є сфера, сферична камера має найменшу площу внутрішньої поверхні, що потребує інтенсивного охолодження. Також сферична форма КЗ є найбільш ефективною з точки зору сприйняття навантажень, адже камера згоряння працює, як посудина під великим тиском. Основним недоліком такої форми є складність виготовлення. За форму камери обрав циліндр. Дана форма не є найвигіднішою з точки зору мінімізації маси але є найбільш доцільною з точки зору складності виготовлення. Задався подовженням камери згоряння – відношенням її довжини до внутрішнього діаметра. При збільшенні подовження циліндричної камери при незмінному об'ємі, зменшується площа стінки голівки, на якій розташовуються форсунки, що в свою чергу негативно впливає на якість розпилення компонентів, оскільки зменшується максимальна кількість форсунок, які там можна розмістити. При дуже малому подовженні КЗ може виникнути нерівномірність процесу горіння по фронту полум'я і, внаслідок

висока нерівномірність швидкостей потоку у критичному перерізі. Обрано подовження циліндричної КЗ

$$l_{\text{КЗ}} = 1,5$$

Відповідно до об'єму і обраного значення подовження визначено внутрішній діаметр і довжину КЗ

$$D_{\text{КЗ}} = \sqrt[3]{\frac{4\vartheta_{\text{КЗ}}}{\pi l_{\text{КЗ}}}} = 0,136 \text{ м} = 149 \text{ мм}$$

$$L_{\text{КЗ}} = D_{\text{КЗ}} l_{\text{КЗ}} = 0,271 \text{ м} = 274 \text{ мм}$$

Визначено середню швидкість потоку у КЗ і число Маха, що їй відповідає

$$V_{\text{КЗ}} = \frac{G}{\rho_{\text{КЗ}} * f_{\text{КЗ}}} = 112 \text{ м/с}$$

$$M_{\text{КЗ}} = \frac{V_{\text{КЗ}}}{a_{\text{КЗ}}} = 0,1$$

де $f_{\text{КЗ}} = \frac{D_{\text{КЗ}}^2 \pi}{4} = 0,018 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу КЗ

Визначено густину робочого тіла $\rho_{\text{КЗ min}}$, середню швидкість $V_{\text{КЗ min}}$ і умовний час перебування $\tau_{y \text{ min}}$, швидкість звуку $a_{\text{КЗ min}}$ і число Маха $M_{\text{КЗ min}}$ у КЗ при мінімальній тязі P_{min}

$$\rho_{\text{КЗ min}} = \frac{p_{\text{КЗ min}} M}{R T_{\text{КЗ min}}} = 8,43 \text{ кг/м}^3$$

$$\tau_{y \text{ min}} = \frac{\vartheta_{\text{КЗ}} \rho_{\text{КЗ min}}}{G_{\text{min}}} = 0,0019 \text{ с}$$

$$V_{\text{КЗ min}} = \frac{G_{\text{min}}}{\rho_{\text{КЗ min}} * f_{\text{КЗ}}} = 120 \text{ м/с}$$

$$a_{\text{КЗ min}} = \sqrt{\frac{R \gamma_{\text{КЗ}} T_{\text{КЗ min}}}{M}} = 1179 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$M_{\text{КЗ min}} = \frac{V_{\text{КЗ min}}}{a_{\text{КЗ min}}} = 0,1$$

2.3 Розрахунок сопла

Контур сопла буде проектуватися для режиму максимальної тяги. Ключовою частиною сопла є критичний переріз, місце, де швидкість газу дорівнює місцевій швидкості звуку $M \equiv 1$. Даний переріз розділяє сопло на дозвукову $M < 1$ і надзвукову частину $M > 1$. Оскільки робоче тіло, як і будь-який газ стискається, то для визначення параметрів потоку у соплі буду використовувати рівняння Бернуллі для стисливого газу без урахування втрат енергії потоку на тертя.

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \quad (16)$$

Рівняння (16) можна записати у більш іншій формі для проведення розрахунків, використовуючи рівня адіабатного процесу (12) і рівняння стану ідеального газу (13)

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} R(T_1 - T_2) = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \quad (17)$$

, де T_1, T_2 – температури на початку і кінцева температура потоку відповідно;
 V_1, V_2 – початкова і кінцева швидкість потоку;

Рівняння (17) є базовим для визначення параметрів потоку у критичному перерізі. За початковий переріз прийнято край циліндричної частини КЗ – початок дозвукової частини сопла. За кінцевий переріз прийнято критичний переріз сопла. За початкове значення швидкості прийнято середню швидкість потоку у КЗ $V_{КЗ}$. За початкову температуру – температуру у КЗ $T_{КЗ}$. Кінцевою швидкістю потоку – швидкість у критичному перерізі $V_{кр}$ є рівною місцевій швидкості звуку, оскільки число Маха у критичному перерізі тотожно рівне одиниці

$$M_{кр} \equiv 1$$

Переписав формулу (17) для визначення параметрів потоку у критичному перерізі

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} R(T_{K3} - T_{кр}) = \frac{V_{кр}^2 - V_{K3}^2}{2} \quad (18)$$

, де $T_{кр}$ – температура газу у критичному перерізі

Як можна помітити, проаналізувавши формулу (14) швидкість звуку у газі залежить виключно від його хімічного складу і температури. Оскільки хімічний склад продуктів у соплі вважається незмінним, то можна вважати, що місцева швидкість звуку залежить тільки від температури газу. Записав швидкість потоку у критичному перерізі $V_{кр}$, як місцеву швидкість звуку (19)

$$V_{кр} \equiv a_{кр} = \sqrt{\frac{R\gamma_{кр}T_{кр}}{M}} \quad (19)$$

Як можна помітити у формулу (19) також входить стала адіабати для місцевого перерізу $\gamma_{кр}$, яка, як і швидкість звуку залежить від місцевої температури. Для спрощення розрахунків прийнято її рівною до значення у КЗ, так, як різниця температур у КЗ і критичному перерізі незначна

$$\gamma_{кр} = \gamma_{K3} = 1,16$$

З урахування зроблених припущень переписав формулу (18)

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} R(T_{K3} - T_{кр}) = \frac{\frac{R\gamma_{кр}T_{кр}}{M} - V_{K3}^2}{2} \quad (20)$$

Рівняння (20) місти лише одну невідому змінну $T_{кр}$. Розв'язком є рівняння (21)

$$T_{кр} = \frac{\left[\frac{\gamma_{кр}}{(\gamma_{кр} - 1)} \frac{R}{M} T_{K3} + \frac{V_{K3}^2}{2} \right]}{\frac{R\gamma_{кр}}{2M} + \frac{\gamma_{кр}}{(\gamma_{кр} - 1)} \frac{R}{M}} = 3708 \text{ К} \quad (21)$$

Визначено місцеву швидкість звуку і швидкість газу у критичному перерізі за формулою (19)

$$V_{кр} \equiv a_{кр} = \sqrt{\frac{R\gamma_{кр}T_{кр}}{M}} = 1101 \text{ м/с}$$

Визначено тиск у критичній частині сопла використовуючи рівняння (12)

$$p_{кр} = p_{кз} \left[\frac{T_{кр}}{T_{кз}} \right]^{\frac{\gamma_{кз}}{\gamma_{кз}-1}} = 1,14 * 10^7 \text{ Па} \approx 114 \text{ атм}$$

Використовуючи рівняння стану ідеального газу (13) визначено густину газу у критичному перерізі

$$\rho_{кр} = \frac{p_{кр} M}{R T_{кр}} = 11,13 \text{ кг/м}^3$$

Визначено площу критичного перерізу і його діаметр з умови постійності значення масової втрати робочого тіла у кожному перерізі сопла

$$f_{кр} = \frac{G}{\rho_{кр} V_{кр}} = 0,018 \text{ м}^2$$

$$D_{кр} = \sqrt{\frac{4f_{кр}}{\pi}} = 0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм}$$

Для розрахунку параметрів потоку у соплі необхідно задатися його формою. Основними геометричними параметрами сопла є критичний діаметр $D_{кр}$ і діаметр камети згоряння $D_{кз}$, що були визначені попередньо а також довжина надзвукової частини і діаметр сопла на зрізі. Оскільки сопло має стаціонарну частину, що є монолітною із камерою і 2 змінні соплові насадки, то основними геометричними параметрами, які необхідно визначити, щоб задати форму сопла будуть діаметр на зрізі стаціонарної частини $D_{з ст}$ ($p_{з ст} = 199800 \text{ Па}$), діаметр на зрізі соплової насадки $D_{з 1}$ ($p_{з 1} = 100000 \text{ Па}$), діаметр на зрізі соплової насадки для роботи у вакуумі $D_{з 2}$ ($p_{з 2} = 7000 \text{ Па}$), а також довжини надзвукових частин $L_{н ст}$, $L_{н 1}$, $L_{н 2}$.

Визначено температури газу на зрізах кожної частини сопла, використовуючи рівняння стану газу при адаїбатному процесі

$$T_{з ст} = 2000 \text{ К}$$

$$T_{31} = T_{кр} \left[\frac{p_{31}}{p_{кр}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1800 \text{ К}$$

$$T_{32} = T_{кр} \left[\frac{p_{32}}{p_{кр}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1199 \text{ К}$$

, де $\gamma = 1,18$ – стала адиабати робочого тіла при температурі 1500 К

Визначено густину газу на зрізах кожної частини сопла, використовуючи рівняння стану ідеального газу

$$\rho_{3ст} = \frac{p_{3ст} M}{RT_{3ст}} = 0,36 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{31} = \frac{p_{31} M}{RT_{31}} = 0,2 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{32} = \frac{p_{32} M}{RT_{32}} = 0,021 \text{ кг/м}^3$$

Розраховано площу зрізу і діаметр кожної частини сопла, з міркувань рівності масової витрати робочого тіла у кожному перерізі

$$f_{3ст} = \frac{G}{\rho_{3ст} V_{3ст}} = 0,034 \text{ м}^2$$

$$f_{31} = \frac{G}{\rho_{31} V_{31}} = 0,061 \text{ м}^2$$

$$f_{32} = \frac{G}{\rho_{32} V_{32}} = 0,583 \text{ м}^2$$

$$D_{3ст} = \sqrt{\frac{4f_{3ст}}{\pi}} = 0,208 \text{ м} = 208 \text{ мм}$$

$$D_{31} = \sqrt{\frac{4f_{31}}{\pi}} = 0,279 \text{ м} = 279 \text{ мм}$$

$$D_{32} = \sqrt{\frac{4f_{32}}{\pi}} = 1,234 \text{ м} = 862 \text{ мм}$$

Задав профіль сопла, використовуючи криві другого порядку – дуга кола та парабола. Так, як різні частини сопла мають різні рівняння твірних, розділив сопло на 6 зон. Профіль сопла зображений на рис.9. Залежність діаметру сопла

від координати осі сопла для кожної зони наведена у таблиці 8. Профіль сопла показаний на рис. 9.

Таблиця 8

Залежність діаметра сопла від координати

Номер розрахункової зони	Рівняння контуру сопла
Зона 1 $-L_d \geq z > Z1$	$D(z) = 2(a + \sqrt{(x - b)^2 - R^2})$ $R = 100$ $a = -25,5$ $b = -L_d$
Зона 2 $Z1 \geq z > 0$	$D(z) = 2(a - \sqrt{x^2 - R^2})$ $R = 50$ $a = 80$
Зона 3 $0 \geq z > Z2$	$D(z) = 2(a - \sqrt{x^2 - R^2})$ $R = 50$ $a = 80$
Зона 4 $Z2 \geq z > L_{HCT}$	$D(z) = 2(a(z - Z2)^2 + b(z - Z2) + D_3)$ $R = 50$ $a = \frac{D_3 - \frac{D_{3CT}}{2} + tg(\beta_3)(L_{HCT} - Z2)}{(L_{HCT} - Z2)^2}$ $b = tg(\beta_3) - 2a(L_{HCT} - Z2)$ $c = D_3$
Зона 5 $L_{HCT} \geq z \geq L_{H1}$	$D(z) = 2a(z - L_{HCT})^2 + 2b(z - L_{HCT}) + D_{3CT}$ $a = \frac{y_2 - \frac{x_2 y_1}{x_1}}{x_2^2 - x_2 x_1}$ $b = \frac{y_1 - a x_1^2}{x_1}$ $x_1 = 90$ $y_1 = 26,61$ $x_2 = L_{H1} - L_{HCT}$ $y_2 = \frac{D_{31} - D_{3CT}}{2}$
Зона 6 $L_{HCT} \geq z \geq L_{H2}$	$D(z) = 2a(z - L_{HCT})^2 + 2b(z - L_{HCT}) + D_{3CT}$ $a = \frac{y_2 - \frac{x_2 y_1}{x_1}}{x_2^2 - x_2 x_1}$ $b = \frac{y_1 - a x_1^2}{x_1}$ $x_1 = 1000$ $y_1 = 284,58$ $x_2 = L_{H2} - L_{HCT}$ $y_2 = \frac{D_{32} - D_{3CT}}{2}$

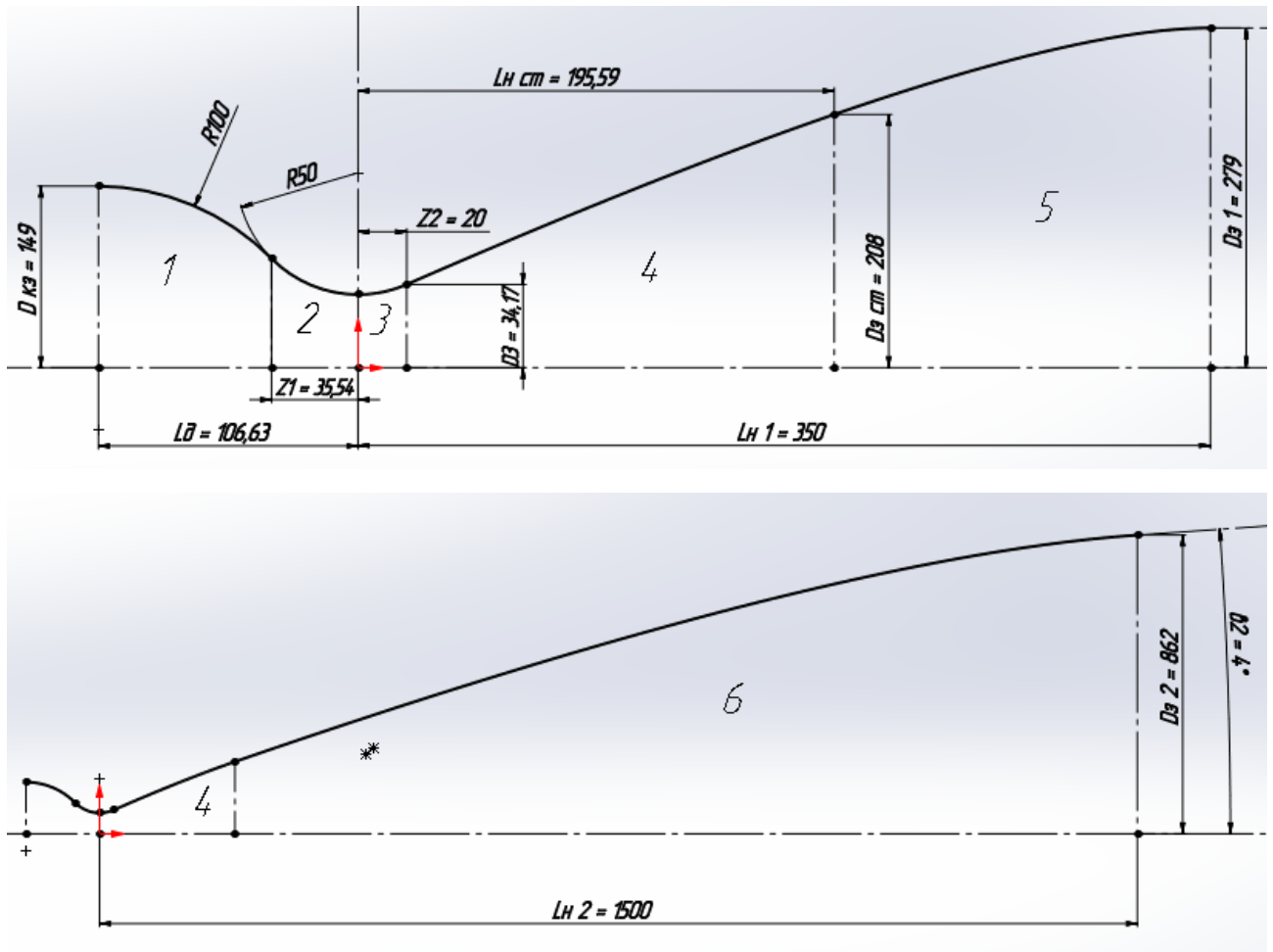


Рис. 9 Профіль сопла

Оскільки газ стискається, то із зміною швидкості потоку буде змінюватися і густина робочого тіла. Залежність зміни густини робочого тіла від зміни швидкості потоку на нескінченно малій ділянці сопла можна представити у вигляді залежності (22)

$$\frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_1} = -M^2 \frac{V_2 - V_1}{V_1} \quad (22)$$

Де ρ_1, V_1 – початкова густина і швидкість потоку; ρ_2, V_2 – кінцева густина і швидкість потоку; M – число Маха для початкового перерізу сопла. Залежність (22) не враховує зміну місцевого числа Маха на розрахунковій ділянці, тому дана формула може використовуватися тільки при розрахунку дуже малих ділянок потоку, де зміною числа Маха в межах однієї ділянки можна знехтувати. Як можна побачити при $M < 1$, відносній зміні швидкості

відповідає менша за модулем відносна зміна густини робочого тіла, а при $M > 1$ навпаки, відносній зміні швидкості відповідає більше за модулем відносна зміна густини. Формула для визначення масової витрати робочого тіла має наступний вигляд

$$G = fV\rho$$

Отож, при $M < 1$ для розгону потоку порібно зменшувати f площу поперечного перерізу каналу для того, щоб пропустити задану масу газу, швидкість потоку V зростає швидше ніж зменшується густина ρ . При $M > 1$ для розгону потоку порібно збільшувати площу поперечного перерізу каналу, густина газу ρ за модулем зменшується швидше ніж зростає швидкість V , що потребує збільшення площі каналу f .

Із формули (22) виразив кінцеву густина газу на розрахунковій ділянці.

$$\rho_2 = \rho_1 - \rho_1 M^2 \frac{V_2}{V_1} + \rho_1 M^2 \quad (23)$$

Густину робочого тіла на кінцевій ділянці також можна визначити із умови рівності масової витрати газу

$$\rho_2 = \frac{f_1 V_1 \rho_1}{f_2 V_2} \quad (24)$$

Підставив вираз (24) у (23) і отримав рівняння (25)

$$-\frac{M^2 \rho_1}{V_1} V_2^2 + \rho_1 (M^2 + 1) V_2 - \frac{f_1 V_1 \rho_1}{f_2} = 0 \quad (25)$$

Знайшов розв'язки рівня (24) по відношенню до швидкості на кінцевій ділянці V_2

$$\text{при } M < 1 \quad V_2 = \frac{-b + \sqrt{D}}{2a}$$

$$\text{при } M \geq 1 \quad V_2 = \frac{-b - \sqrt{D}}{2a}$$

$$a = -\frac{M^2 \rho_1}{V_1}$$

$$b = \rho_1 (M^2 + 1)$$

$$c = -\frac{f_1 V_1 \rho_1}{f_2}$$

Рівняння (25) є базовим для визначення параметрів потоку у соплі, дозволяє визначити кінцеву швидкість на розрахунковій ділянці використовуючи лише початкові параметри потоку та зміну площі поперечного порерізу сопла. Як і рівня (22) придатне для проведення розрахунків на коротких ділянках каналу, де можна знехтувати зміною місцевого числа Маха. Інші кінцеві параметри визначаються базуючись на значені швидкості V_2 і можуть бути визначені за наступними формулами

$$\rho_2 = \rho_1 - \rho_1 M^2 \frac{V_2}{V_1} + \rho_1 M^2 \quad (23)$$

$$T_2 = \frac{\left[\frac{\gamma(T_1)}{(\gamma(T_1) - 1)} \frac{R}{M} T_1 - + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right]}{\frac{\gamma(T_1)}{(\gamma(T_1) - 1)} \frac{R}{M}} \quad (17)$$

$$a_2 = \sqrt{\frac{R\gamma(T_1)T_2}{M}}$$

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2}$$

$$p_2 = p_1 \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{\gamma(T_1)}{\gamma(T_1) - 1}}$$

Так, як рівняння (25) передбачає проведення розрахунку на дуже малих ділянках, то подальший розрахунок параметрів потоку у соплі доцільніше проводити з використанням ЕОМ.

Розділив кожную розрахункову зону на 1000 ділянок і провів розрахунок параметрів робочого тіла за наведеним вище алгоритмом для режиму максимальної тяги у першій конфігурації сопла ($H=0$), режиму максимальної тяги у другій конфігурації сопла у вакуумі і для режиму мінімальної тяги у вакуумі для другої конфігурації сопла. Результати розрахунку параметрів

поток у 25 розрахункових перерізах для першої та другої конфігурації сопла наведені в табл. 9,10,11 та на рис.10,11,12.

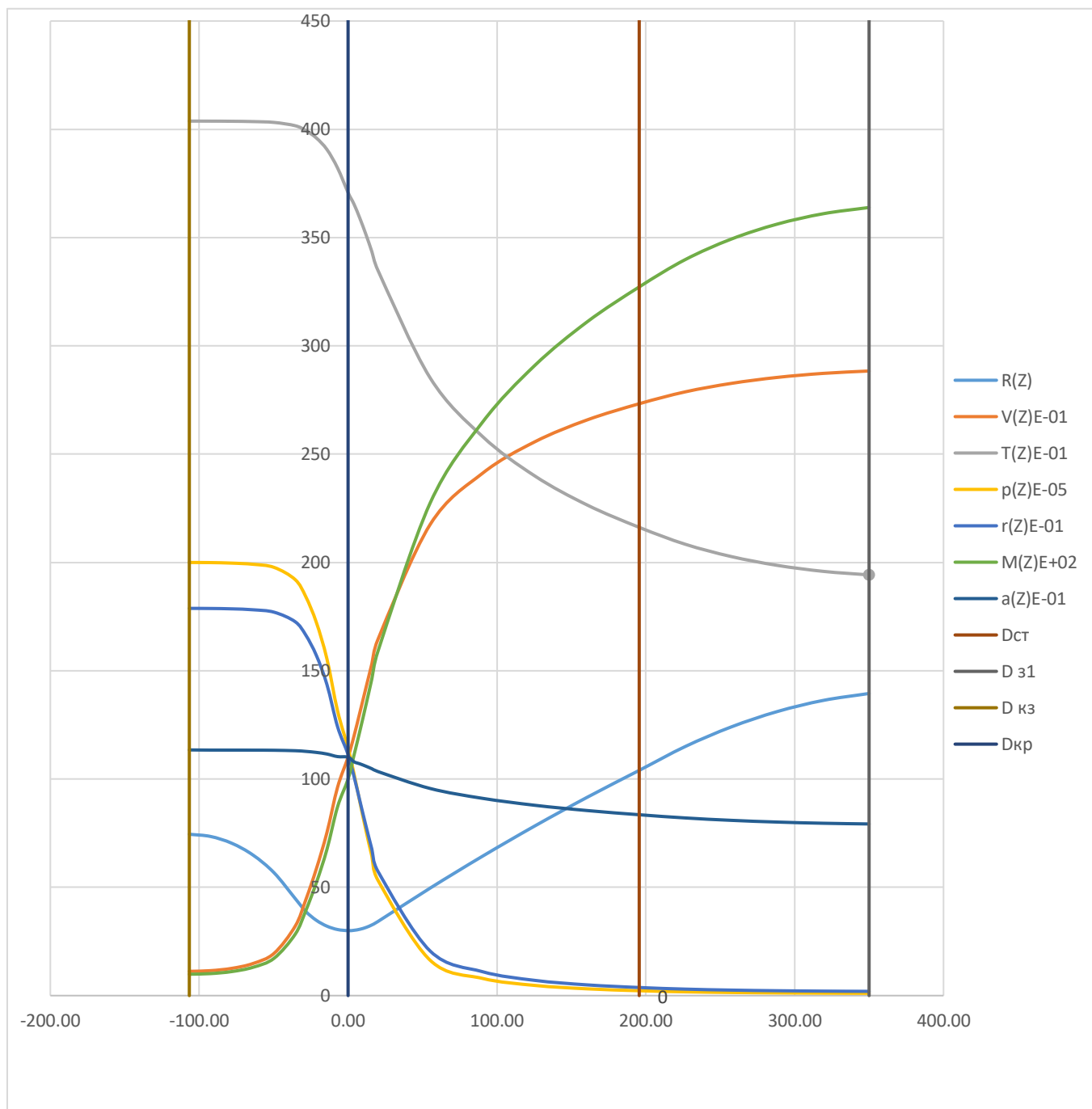


Рис. 10 Параметри потоку для першої конфігурації сопла (H=0)

Параметри потоку для першої конфігурації сопла ($H=0$)

Z, мм	R, мм	V, мм	T, К	p, Па	ρ , кг/м ³	число Маха	a, м/с
-106,63	74,50	112,0	4 038	20 000 000	17,88	0,10	1 134,4
-92,40	73,48	115,1	4 038	19 993 700	17,88	0,10	1 133,7
-78,17	70,36	125,7	4 037	19 970 700	17,86	0,11	1 133,6
-63,93	64,93	148,0	4 036	19 916 500	17,82	0,13	1 133,4
-49,70	56,71	195,2	4 032	19 772 600	17,70	0,17	1 132,9
-35,54	44,83	320,3	4 017	19 208 700	17,26	0,28	1 130,8
-28,42	38,87	441,9	3 995	18 423 000	16,65	0,39	1 127,7
-21,31	34,77	585,3	3 960	17 232 300	15,71	0,52	1 122,9
-14,19	32,06	752,9	3 907	15 546 400	14,36	0,67	1 115,5
-7,08	30,50	961,5	3 822	13 154 600	12,42	0,87	1 103,6
0,00	30,00	1 101,0	3 708	11 430 000	11,13	1,00	1 101,0
4,00	30,16	1 198,8	3 654	10 236 700	10,11	1,11	1 079,6
8,01	30,65	1 309,6	3 588	8 912 140	8,97	1,22	1 070,0
12,01	31,46	1 421,3	3 514	7 631 810	7,84	1,34	1 059,2
16,02	32,63	1 532,9	3 435	6 430 100	6,76	1,46	1 047,4
20,00	34,17	1 643,3	3 350	5 336 130	5,75	1,59	1 034,7
55,15	49,64	2 175,5	2 852	1 631 150	2,06	2,27	956,4
90,31	64,36	2 411,8	2 582	793 397	1,10	2,65	910,9
125,46	78,33	2 557,2	2 399	469 822	0,70	2,91	878,8
160,61	91,57	2 658,2	2 265	312 490	0,49	3,11	854,4
195,59	104,00	2 732,9	2 162	225 008	0,37	3,27	835,2
226,50	115,01	2 787,8	2 084	173 944	0,30	3,40	820,3
257,42	124,06	2 826,9	2 027	143 431	0,25	3,49	809,3
288,33	131,16	2 854,5	1 987	124 546	0,22	3,56	801,3
319,24	136,31	2 873,1	1 959	112 983	0,21	3,61	795,8
350,00	139,50	2 884,1	1 942	106 569	0,20	3,64	792,5

Параметри потоку для другої конфігурації сопла (вакуум)

Z, мм	R, мм	V, мм	T, К	p, Па	ρ , кг /м ³	число Маха	a, м/с
-106,63	74,50	112,0	4 038	20 000 000	17,88	0,10	1 134
-92,40	73,48	115,1	4 038	19 993 700	17,88	0,10	1 134
-78,17	70,36	125,7	4 037	19 970 700	17,86	0,11	1 134
-63,93	64,93	148,0	4 036	19 916 500	17,82	0,13	1 133
-49,70	56,71	195,2	4 032	19 772 600	17,70	0,17	1 133
-35,54	44,83	320,3	4 017	19 208 700	17,26	0,28	1 131
-28,42	38,87	441,9	3 995	18 423 000	16,65	0,39	1 128
-21,31	34,77	585,3	3 960	17 232 300	15,71	0,52	1 123
-14,19	32,06	752,9	3 907	15 546 400	14,36	0,67	1 116
-7,08	30,50	961,5	3 822	13 154 600	12,42	0,87	1 104
0,00	30,00	1 144,0	3 708	11 430 000	11,13	1,00	1 144
4,00	30,16	1 213,8	3 669	10 545 800	10,38	1,12	1 082
8,01	30,65	1 319,4	3 605	9 233 770	9,25	1,23	1 072
12,01	31,46	1 429,5	3 532	7 923 310	8,10	1,35	1 062
16,02	32,63	1 540,4	3 452	6 682 470	6,99	1,47	1 050
20,00	34,17	1 650,5	3 368	5 548 950	5,95	1,59	1 037
55,15	49,64	2 183,0	2 868	1 698 290	2,13	2,28	959
90,31	64,36	2 419,7	2 596	826 255	1,14	2,65	913
125,46	78,33	2 565,5	2 413	489 359	0,73	2,91	881
160,61	91,57	2 666,7	2 278	325 506	0,51	3,11	857
195,59	104,00	2 741,6	2 175	234 391	0,39	3,27	838
456,73	199,80	3 046,2	1 715	45 343	0,09	4,08	746
717,88	280,41	3 166,9	1 515	19 599	0,05	4,51	702
979,02	345,84	3 232,1	1 403	11 698	0,03	4,78	676
1 240,17	396,08	3 270,9	1 334	8 386	0,02	4,96	659
1 499,99	431,00	3 293,8	1 293	6 817	0,02	5,07	649

Параметри потоку для другої конфігурації сопла (вакуум) при мінімальній тязі

Z, мм	R, мм	V, мм	T, К	p, Па	ρ , кг/	M	a, м/с
-106,6	74,50	120,0	4 356	10 100 000	8,37	0,10	1 177,2
-92,4	73,48	123,4	4 356	10 096 600	8,37	0,10	1 176,5
-78,2	70,36	134,7	4 355	10 084 300	8,36	0,11	1 176,4
-63,9	64,93	158,6	4 354	10 055 200	8,34	0,13	1 176,2
-49,7	56,71	209,3	4 349	9 977 790	8,28	0,18	1 175,6
-35,5	44,83	344,1	4 332	9 672 870	8,06	0,29	1 173,3
-28,4	38,87	476,3	4 306	9 244 310	7,75	0,41	1 169,9
-21,3	34,77	634,9	4 265	8 582 960	7,26	0,55	1 164,4
-14,2	32,06	830,9	4 198	7 592 680	6,53	0,72	1 155,4
-7,1	30,50	1 136,2	4 057	5 838 890	5,19	1,00	1 136,2
0,0	30,00	1 148,0	4 032	4 906 000	4,39	1,00	1 148,0
4,0	30,16	1 249,1	3 975	4 397 950	3,99	1,11	1 125,0
8,0	30,65	1 364,6	3 903	3 829 840	3,54	1,22	1 115,0
12,0	31,46	1 481,1	3 825	3 280 430	3,10	1,34	1 104,0
16,0	32,63	1 597,5	3 739	2 764 550	2,67	1,46	1 091,8
20,0	34,17	1 712,6	3 648	2 294 810	2,27	1,59	1 078,7
55,2	49,64	2 268,4	3 113	702 663	0,81	2,27	998,1
90,3	64,36	2 515,5	2 821	342 139	0,44	2,64	951,3
125,5	78,33	2 667,7	2 625	202 759	0,28	2,91	918,2
160,6	91,57	2 773,4	2 480	134 942	0,20	3,11	893,1
195,6	104,00	2 851,7	2 368	97 211	0,15	3,27	873,2
456,7	199,80	3 170,5	1 874	18 850	0,04	4,07	778,6
717,9	280,41	3 297,0	1 658	8 158	0,02	4,50	733,4
979,0	345,84	3 365,4	1 536	4 873	0,01	4,76	706,5
1240,2	396,08	3 406,2	1 462	3 495	0,01	4,94	689,6
1500,0	431,00	3 430,3	1 417	2 842	0,01	5,05	679,2

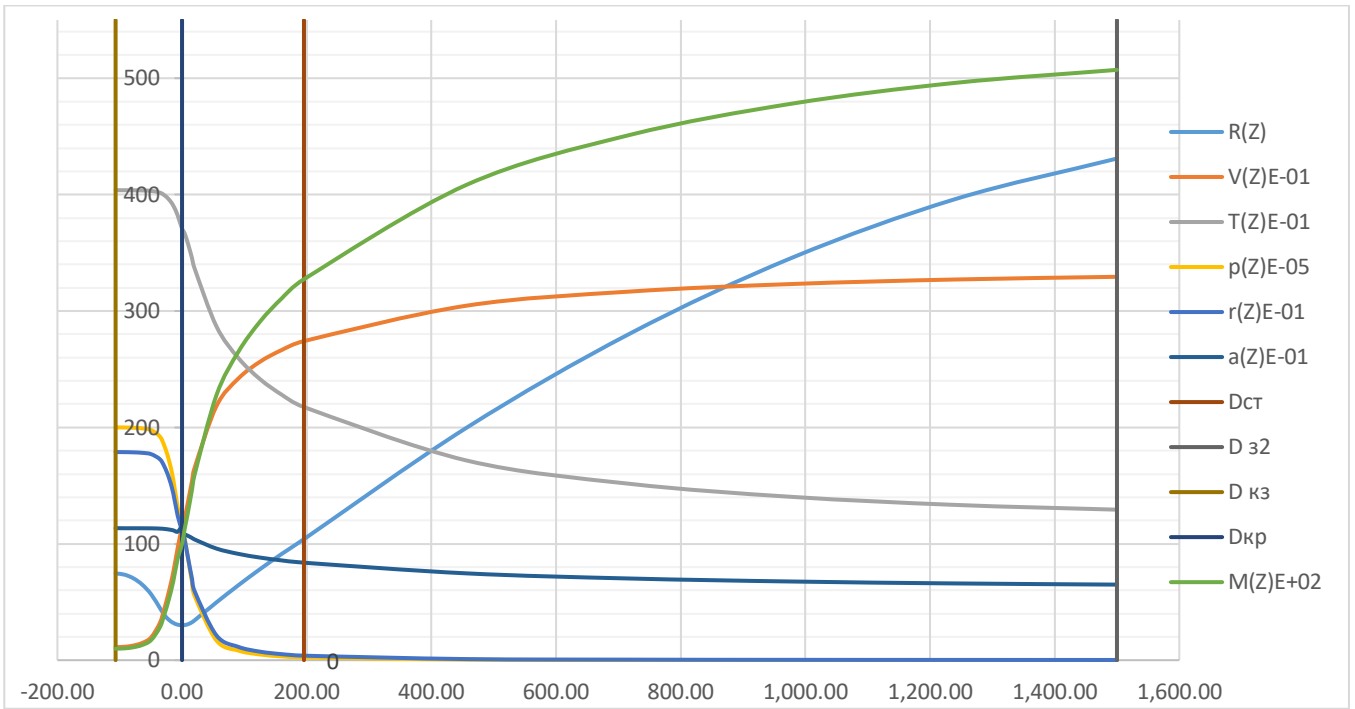


Рис. 11 Параметри потоку для другої конфігурації сопла (вакуум)

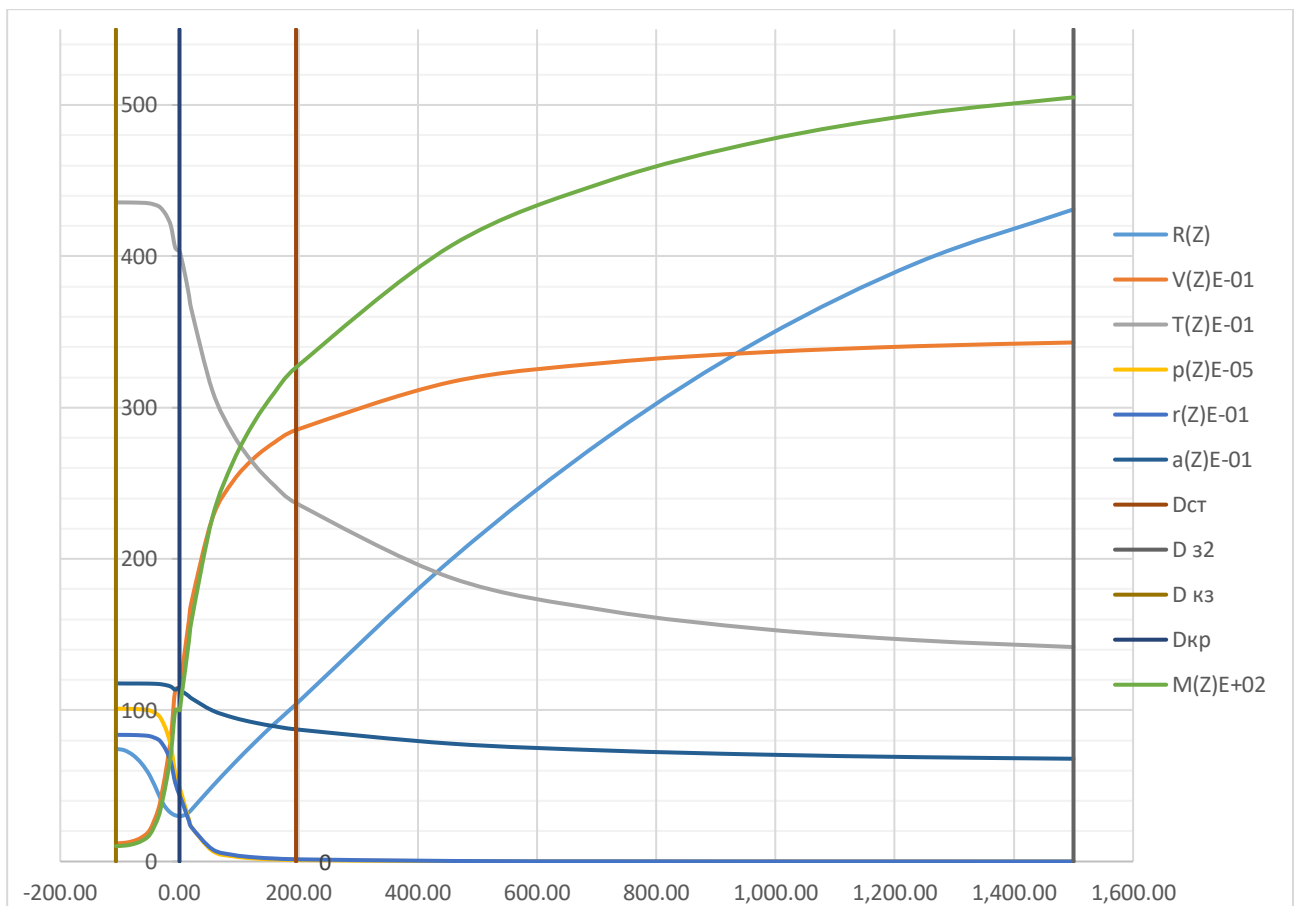


Рис. 12 Параметри потоку для другої конфігурації сопла (вакуум) при мінімальній тязі

3. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА. РОЗРАХУНОК КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ НА МІЦНІСТЬ

3.1 Вхідні данні для проєктування системи охолодження

Двигун має працювати на різних режимах. Діапазон зміни тяги двигуна від 100 до 50%. Через високу теплонапруженість камери згоряння та сопла використовується як регенеративна система охолодження, так і система внутрішнього охолодження. Конструктивно КЗ і сопло складаються із зовнішньої та внутрішньої стінок між якими рухається охолоджувач. Стінки можуть скріплюватись гофрами а безпосередньо одна з одною за умови, що в одній із них є пази для подічі охолоджувача. Стінки КЗ і сопла мають повторювати теоритичній контур з заданою точністю. Значні відхилення від форми неприпустимі. Також стінки працюють при високих температурах і тисках, тому тип з'єднання стінок має забезпечувати необхідну міцність, термостійкість, герметичність а також стабільність розмірів. Метод скріплення стінок має забезпечувати можливість неруйнівного контролю якості з'єднання. З урахуванням вище перелічених вимог до типу з'єднання стінок найоптимальнішим є пайка. Паяне з'єднання має достатню термостійкість та міцність дозволяє застосовувати неруйнівні методи контролю якості з'єднання, а також дозволяє отримувати стабільність розміри навідмінно від зварного з'єднання.

На ефективність регенеративної системи охолодження безпосередньо впливає швидкість руху олоджувача, що залежить від форми каналів охолоджуючого тракту по яким пальне подається у форсуночну голівку двигуна. При з'єднанні стіннок гофрованими проставками досить складно забезпечити рівномірне охолодження усіх ділянок сопла і КЗ. При високій теплонапруженості КЗ швидкість охолоджувача досить велика, що потребує використання каналів подачі дуже малої площі, що інколи неможливо при використанні гофрованих проставок. Високої швидкості олоджувача можна досягти використанням гвинтових каналів. У такому випадку канали у вигляді

пазів виготовляються на одній із стінок. З точки зору технологічності пази фрезеруються або точаться на зовнішній поверхні внутрішньої стінки. Механічна обробка зумовлює збільшення її товщини і як наслідок збільшення маси КЗ і сопла. КЗ із фрезерованими каналами охолодження важчі за КЗ з гофрованими проставками, але більш технологічні і точні. Точність каналів охолоджуючого тракту висока, так як вони виготовляються механічною обробкою. У даному випадку температура і тиск у КЗ і соплі є високими, тому обрав варіант з використанням фрезерованих пазів на внутрішній стінці.

Охолоджуючою рідиною регенеративної системи охолодження є пальне – гас. Використання одного з компонентів палива у якості охолоджувача дає суттєвий вигоду у масі конструкції, а також значно спрощує експлуатацію двигуна. У такому разі відпадає необхідність мати бак із охолоджувачем і систему його подачі. Суть процесу охолодження регенеративним методом полягає у поглинанні охолоджувачем теплової енергії, що виділяється у КЗ і соплі та поверненні її назад у КЗ у вигляді підігріву пального, що у свою чергу збільшує температуру у КЗ. Температура у камері згорання на режимі максимальної тяги досягає значення понад 4000 °С. Ідеальний матеріал для внутрішньої стінки має високу термостійкість та низький коефіцієнт теплопровідності, не взаємодіє із продуктами згорання, з'єднується пайкою, добре обробляється тиском (витяжка, гибка, розкатка) та різанням (точіння, фрезерування). Догодити усім переліченим вимогам до матеріалу внутрішньої стінки можна використанням матеріалу – основи, який має високу теплопровідність, може експлуатуватися при температурах до 700С, паяється, добре обробляється тиском та різанням, який у свою чергу покривається шаром теплозахисного покриття, яке має високу температуру плавлення, а також низький коефіцієнт теплопровідності. Використання матеріалу з високою теплопровідністю дозволяє зробити внутрішню стінку товщою і збільшити її жорсткість, що особливо важливо у зоні сопла з низьким тиском. За матеріал основи внутрішньої стінки КЗ і сопла обрав БрХЦр – термостійкий сплав на

основі міді, з високою теплопровідністю, який добре обробляється тиском та різанням, добре паяється. За матеріал теплозахисного покриття обрав ZrO_2 – оксид цирконія, що має температуру плавлення 2715С та коефіцієнт теплопровідності 1,25 Вт/мК. Теплозахисне покриття наноситься методом плазменого напилення. Така комбінація матеріалу та теплозахисного покриття дозволяє задовольнити головним вимогам до внутрішньої стінки КЗ і сопла. Навантаження від тиску КЗ сприймаються зовнішньою стінкою, так, як внутрішня урівноважена тиском охолоджувача, що подається між стінками. Стінки мають мати схожі коефіцієнти теплового розширення для зменшення напружень при нагріві у паяному з'єднанні. Матеріал зовнішньої стінки має добре з'єднуватися пайкою. Навідмінно від внутрішньої стінки, не пред'являється вимог до термостійкості матеріалу, оскільки зовнішня стінка працює за температури охолоджувача. Одним із головних критеріїв по підборі матеріалу є його міцність. За матеріал зовнішньої стінки КЗ і сопла обрав – 12Х18Н10Т. Основною перевагою даної сталі є висока міцність та термостійкість паяного з'єднання з матеріалом внутрішньої стінки – БрХЦр.

Система внутрішнього охолодження представляє собою сукупність струйних форсунок пального які розміщені на периферії форсуночної голівки. Продукти згорання біля бокових стінок КЗ мають надлишок пального і тим самим зменшують температуру газу безпосередньо біля газової стінки, а також сповільнюють процес високотемпературної корозії.

За основні розрахункові випадками прийнято режим максимальної тяги. У традиційних конструкціях ЖРД масова витрата охолоджуючої рідини пропорційна до величини тяги двигуна, тому досить часто режим найбільшої тяги не є критичним з точки зору організації охолодження. Оскільки передбачається багаторазове використання двигуна на режимах низьких тяг, то масова витрата охолоджуючої рідини постійна. Надлишок пального забирається безпосередньо з голівки і повертається у магістраль низького тиску перед насосом. Масова витрата при цьому контролюється дроселем 5 (рис 5).

Розрахунок охолодження буде проводитися лише для стаціонарної частини сопла (без соплових насадок).

При проектуванні системи охолодження а також перевірці КЗ і сопла на міцність будуть використовуватися наступні припущення:

1. Вплив температурного розширення стінок камери згоряння на форму каналів охолодження не враховується.
2. Не враховується вплив температурного розширення стінок КЗ і сопла при розрахунку на міцність через подібність значень коефіцієнтів теплового розширення матеріалів внутрішньої і зовнішньої стінок.
3. Не враховується вплив системи внутрішнього охолодження на величину конвективних і променевих теплових потоків.
4. Вважається, що ребра каналів охолоджуючого тракту не впливають на теплообмін.
5. Використовується усереднене значення ступеня чорноти газу при розрахунку променевих теплових потоків.

Для того, щоб внутрішня стінка КЗ і сопла не прогоріла і витримала механічні навантаження під час роботи двигуна, температуру рідинної стінки (зовнішня сторона внутрішньої стінки, що охолоджується) не повинна перевищувати максимально допустимого значення для матеріалу БрХЦр. З максимальну допустиму температуру рідинної стінки прийнято 400°C . Температуру газової стінки обрав рівною 2000°C на найбільш теплонапружених ділянках. Товщину основи внутрішньої стінки КЗ і сопла прийнято постійною і рівною 2 мм з технологічних міркувань. Також прийнято висоту каналів охолоджуючого тракту рівною 15 мм на всіх ділянках з необхідності скріплення внутрішньої стінки з зовнішньою. Формою охолоджуючого тракту є гвинтовий паз, максимальний крок якого обрав рівним 50мм з умови міцності з'єднання стінок. Пази охолоджуючого тракту будуть нарізатися на зовнішній поверхні внутрішньої стінки шляхом фрезерування та точіння, що робить неможливим використання тонких стінок.

Постійність температури та товщини рідинної стінки забезпечує рівномірність охолодження і дозволить оптимізувати форму каналів охолоджуючого тракту з метою зменшення гідравлічних втрат. Вхідні данні для проєктування системи охолодження двигуна наведені в табл. 12.

Таблиця 12

Вхідні данні для проєктування системи охолодження

Масова витрата пального (охолоджувача) G , кг/с	9,1
Висота ребер каналів охолоджуючого тракту, $\delta_{\text{кн}}$, мм	15
Максимальна температура газової стінки $T_{\text{гс}}$, °С	2000
Температура рідинної стінки $T_{\text{рс}}$, °С	400
Товщина внутрішньої стінки $\delta_{\text{вс}}$, мм	2
Теплопровідність матеріалу внутрішньої стінки $\lambda_{\text{вс}}$, Вт/м*К	314
Теплопровідність теплозахисного покриття $\lambda_{\text{тп}}$, Вт/м*К	1,25
Температура охолоджуючої рідини на вході в охолоджуючий тракт $T_{\text{ох0}}$, К,	303
Залежність густини охолоджувача від температури $\rho_{\text{ох}}(T)$, кг/м ³	$814 - 0,67T$
Залежність динамічної в'язкості охолоджувача від температури $\mu_{\text{ох}}(T)$, Па*с	$(0,035T^2 - 13,8T + 1628) * 10^{-6}$
Залежність питомої теплоємності охолоджувача від температури $c_{\text{ох}}(T)$ Дж/кг*К	$1800 + 5,4T$
Залежність питомої теплоємності охолоджувача від температури $\lambda_{\text{ох}}(T)$ Вт/м*К	$0,11 - 1,4 * 10^{-4}T$
Ступінь чорноти газової стінки	0,8
Ступінь чорноти Н2О (усереднене значення)	0,6
Ступінь чорноти СО2 (усереднене значення)	0,1
Ступінь чорноти Н2О при $T_{\text{гс}}$	1
Ступінь чорноти СО2 при $T_{\text{гс}}$	0,5

3.2 Математична модель охолодження ділянки сопла (камери)

Математична модель описує процес передачі тепла від високотемпературного потоку продуктів згоряння до охолоджуючої рідини. У ході процесу задіюються усі види теплопередачі. Перш за все, тепло від нагрітого газу передається у газову стінку. Далі тепловий потік передається від газової стінки до протилежної – рідинної, шляхом теплопередачі. Від рідинної стінки тепло відводиться потоком охолоджуючої рідини і далі розподіляється по всьому об'єму шляхом конвекції. Газ у КЗ і соплі має високу температуру і тиск, а отже променевий тепловий потік також має бути врахованим.

Отже, загальний тепловий потік від газу до стінки може бути виражений за формулою

$$q_{\Sigma} = q_k + q_{пр} \quad (26)$$

Величини конвективного та променевого теплових потоків залежать від температури газової стінки. Чим більша різниця температур між ядром потоку і газовою стінкою, тим інтенсивнішою є теплопередача.

На поверхні газової стінки утворюється примежевий шар. У примежевому шарі швидкість потоку продуктів згоряння зменшується від його значення у потоці до нуля біля стінки. Температура зростає за законом збереження енергії. Кінетична енергія переходить у внутрішню. У випадку, коли зовнішній відвід тепла від газової стінки відсутній її температура встановиться на рівні адіабатично загальмованого потоку. Оскільки у даному випадку тепло відводиться, температура стінки і примежевого шару біля неї нижча. Величина конвективного теплового потоку для ділянки газової стінки може бути визначена за наступною формулою

$$q_{ki} = a_{ri}(T_i - T_{rc}) \text{ Вт/м}^2$$

, де T_i, K – температура у потоці, $a_{ri}, \text{Вт/м}^2\text{K}$ – коефіцієнт теплопередачі між примежевим шаром і газовою стінкою.

Отже інтенсивність теплообміну визначається величиною

коефіцієнта теплопередачі, який у свою чергу залежить від параметрів примежевого шару таких, як швидкість потоку, вязкість та теплоємність. Даний коефіцієнт може бути з достатньою точністю визначений за наступною емпіричною формулою (27), за неможливості отримати експериментальні данні

$$a_{r i} = 0,02 C_p(T_{r c i}) \mu(T_{r c i})^{0,18} \frac{G_i^{0,82}}{D_i^{1,82}} \left(\frac{T_{00 i}}{T_{r c i}} \right)^{0,35} \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (27)$$

, де $T_{00 i}, \text{К}$ – температура адіабатично загальмованого потоку; $C_p(T_{r c i}), \text{Дж/кгК}$ – питома теплоємність при сталому тиску за температури газової стінки; $G_i, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ – масова витрата газу, $D_i, \text{м}$ – місцевий діаметр сопла чи КЗ, $\mu(T_{r c i}), \text{Па} \cdot \text{с}$ – динамічна вязкість газу за температури газової стінки.

Температура адіабатично загальмованого потоку визначається за наступною формулою (28)

$$T_{00 i} = T_i + \frac{V_i^2}{2 * C_p(T)}, \text{К} \quad (28)$$

, де $T_i, \text{К}$ – температура потоку у розрахунковій ділянці, $V_i, \text{м/с}$ – швидкість потоку у розрахунковій ділянці, $C_p(T), \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$ – залежність значення питомої теплоємності від температури.

Залежність питомої теплоємності газу від його температури має наступну форму, дане рівняння виведене попередньо(7)

$$c_p(T) = (c_{v CO_2}(T) * M(CO_2) + R(CO_2)) \bar{m}_{CO_2} + (c_{v H_2O}(T) * M(H_2O) + R(H_2O)) \bar{m}_{H_2O}, \text{Дж/кгК} \quad (7)$$

$$c_{v CO_2}(T) = 6,83 \ln(T) - 6$$

$$c_{v H_2O}(T) = 8,06 \ln(T) - 25,526$$

, де $R(CO_2) = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$ – газова стала вуглекислого газу; $R(H_2O) = 462 \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$ – газова стала водянонь пари;

Залежність динамічної в'язкості газу від його температури і тиску може бути визначена за наступною формулою

$$\mu(T, p) = \mu_{H_2O}(T, p) \frac{N(H_2O)}{N(H_2O) + N(CO_2)} + \mu_{CO_2}(T, p) \frac{N(CO_2)}{N(H_2O) + N(CO_2)}, \text{ Па} \cdot \text{с}$$

, де $N(H_2O) = 26$ – показник кількості молекул водяної пари в газі; $N(CO_2) = 24$ – показник кількості молекул двоокису вуглецю в газі; $\mu_{H_2O}(T, p)$, Па * с – залежність значення динамічної в’язкості водяної пари від тиску і температури; $\mu_{CO_2}(T, p)$, Па * с – залежність значення динамічної в’язкості двооксиду вуглецю від тиску і температури;

Проаналізувавши експериментальні значення в’язкості водяної пари за різних умов прийшов висновку, що вона слабо залежить від змін температури і тиску, тому може бути розглянута у рамках даної задачі, як незмінна величина взята за температури і тиску у КЗ

$$\mu_{H_2O}(T, p) = 9,8 * 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с} = \text{const}$$

Провівши аналогічний аналіз значень в’язкості двооксиду вуглецю за різних умов прийшов висновку, що вона слабо залежить від змін тиску, тому може бути розглянута, як функція від температури.

$$\mu_{CO_2}(T) = (2,8 + 0,029T) * 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Величина променевого теплового потоку може бути визначена за наступною формулою (29). Перший доданок у даній формулі характеризує тепловий потік що випромінюється горячими подуктами згоряння. Другий доданок показує, величину теплового поток, що випромінюється самою стінкою і поглинається газом.

$$q_{пр i} = \varepsilon_{ст} \varepsilon_{г} C_0 \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{гс}}{100} \right)^4 \right] \text{ Вт/м}^2 \quad (29)$$

, де $\varepsilon_{ст} = 0,8$ – ступінь чорноти газової стінки (вхідні данні); $C_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; $T_i, \text{К}$ – температура газу на розрахунковій ділянці. $\varepsilon_{г}$ – ступінь чорноти газу.

Ступінь чорноти газу визначається за наступною формулою (30). Значення доданків статистичні. Останій член формули показує, що частина тепла, що випромінюється продуктами згоряння поглинається ними самими через їх непрозорість.

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \varepsilon_{H_2O} * \varepsilon_{CO_2} = 0,6 + 0,1 - 0,6 * 0,1 = 0,64 \quad (30)$$

На режимі стаціонарного обтікання температура газової стінки залишається незмінною. Тепло проходить через внутрішню стінку і передається охолоджуючій рідині награвуючи її. Умовою проходження тепла через внутрішню стінку шляхом теплопровідності є наявність різниці температур між газовою і рідинною стінками. Величина теплового потоку, що проходить через стінку визначається за наступною формулою

$$q_{\Sigma i} = \frac{\lambda_{вс} * \lambda_{тп}}{\delta_{вс} * \lambda_{тп} + \delta_{тпi} * \lambda_{вс}} (T_{гс} - T_{рс}), \text{ Вт/м}^2 \quad (31)$$

, де $T_{рс}$, К – температура рідинної стінки; $\delta_{вс}$, $\delta_{тпi}$, м – товщина внутрішньої стінки та теплозахисного покриття на ділянці відповідно; $\lambda_{вс}$, $\lambda_{тп}$, $\frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ – коефіцієнти теплопровідності внутрішньої стінки і теплозахисного покриття відповідно.

З формули (31) можна визначити необхідну товщину теплозахисного покриття

$$\delta_{тпi} = \frac{\lambda_{тп} * (T_{гсi} - T_{рс})}{q_{\Sigma i}} - \frac{\delta_{вс} * \lambda_{тп}}{\lambda_{вс}}, \text{ м} \quad (32)$$

Тепловий потік, що передається від рідинної стінки до власне самої охолоджуючої рідини визначається за формулою

$$q_{\Sigma i} = a_{pi} (T_{рс} - T_{pi}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (33)$$

, де T_{pi} , К – температура охолоджуючої рідини на розрахунковій ділянці; a_{pi} , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від рідинної стінки до охолоджуючої рідини.

Коефіцієнт тепловіддачі може бути визначений за емпіричною формулою (34), у випадку неможливості використання експериментальних даних.

$$a_{pi} = \frac{0,021}{d_{ei}^{0,2}} \lambda_p(T_{pi})^{0,57} \frac{C_p(T_{pi})^{0,43}}{(g\mu_p(T_{pi}))^{0,37}} \left(\frac{G_p}{f_{pi}}\right)^{0,8} \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (34)$$

, де $C_p(T_{pi}) \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$, $\lambda_p(T_{pi}) \frac{\text{Дж}}{\text{мК}}$, $\mu_p(T_{pi}) \text{Па} \cdot \text{с}$ – значення питомої теплоємності, теплопровідності і динамічної в'язкості при температурі рідини на розрахунковій ділянці;

$d_{ei} = \frac{2\delta_{\text{кн}} * b_i}{\delta_{\text{кн}} + b_i}$, м – еквівалентний діаметр каналу охолоджуючого тракту,

величина що характеризує його форму;

$f_{pi} = \delta_{\text{кн}} * b_i$, м² – площа каналу;

b_i , м – місцева ширина каналу

$\delta_{\text{кн}}$, м – висота каналу

Оскільки температура охолоджуючої рідини на вході в охолоджуючий тракт відома, то із формули (33) можна виразити коефіцієнт тепловіддачі

$$a_{pi} = \frac{q_{\Sigma i}}{(T_{\text{рс}} - T_{pi})} \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Згідно формули, величина a_p при фіксованих значення теплових потоків залежить тільки від площі каналу охолодження, оскільки це безпосередньо впливає на швидкість руху рідини і, як наслідок інтенсивність теплообміну. Висота каналів охолодження фіксована для зменшення кількості змінних рівняння і спрощення розрахунку, тому $a_p(b)$ є функцією ширини каналу охолодження. Для збільшення швидкості охолоджувача канал має форму однозахідної спіралі із змінним кроком і діаметром. Діаметри визначаються формою КЗ і сопла, а крок – необхідною величиною коефіцієнта теплопередачі $a_p(b)$. Отже, крок гвинтових ребр має бути рівний величині b . У такому разі вся газова стінка буде охолоджуватися рівномірно, а гідравлічні втрати у охолоджуючому тракті будуть мінімальними.

Для розрахунку величини a_p необхідно знати температуру охолоджувача на ділянці. При проведенні розрахунку у відносно малих ділянках зміною

температури охолоджувача внаслідок нагріву у межах розрахункової ділянки можна знехтувати і прийняти її рівною температурі на вході в розрахункову секцію. Для проведення подальшого розрахунку у наступних секціях протрібно визначити кінцеву температуру рідини на виході із розрахункової ділянки. Кількість теплоти, що йде на нагрів рідини у розрахунковій секції за одиницю часу визначається за формулою

$$Q_i = q_{\Sigma i} * A_i, \text{ Дж} \quad (35)$$

, де $A = \pi D_i L_i, \text{ м}^2$ – площа газової стінки у розрахунковій секції;

$D_i, \text{ м}$ – усереднений діаметр секції;

$L_i, \text{ м}$ – довжина розрахункової секції.

Отже, температура охолоджувача на виході із розрахункової ділянки визначається за формулою

$$T_{p i \text{ кін}} = T_{p i} + \frac{Q_i}{C_p(T_p) * G_p}, \text{ К} \quad (36)$$

Математична модель може бути застосована при розгляді достатньо малих ділянок, де можна знехтувати змінами температури і величин, що залежать від неї.

Ключовим параметром, який характеризує досконалість охолоджуючого тракту за умови виконання їм задачі охолодження є величина гідравлічних втрат, тобто величина тиску, що втрачається при проходженні пального. Величина гідравлічних втрат визначається за формулою.

$$\Delta p_{ox i} = C_{x i} \frac{L_{KH i} \rho_i * w_i^2}{d_{e i}}, \text{ Па} \quad (37)$$

, де $C_{x i} = \frac{0,316}{4 \sqrt{Re_i}}$ – коефіцієнт тертя

$Re_i = \frac{w_i * \rho(T_{p i}) * d_{e i}}{\mu(T_{p i})}$ – число Рейнольдса

$W_i = \frac{G_p}{\rho_p(T_{p_i}) * f_{p_i}}, \frac{m}{c}$ – швидкість охолоджувача на розрахунковій ділянці

$L_{кн i} = \frac{L_i}{b_i} (D_i + 2\delta_{т п i} + 2\delta_{в с} + \delta_{кн})\pi, m$ – довжина каналу на розрахунковій ділянці

D_i, m – місцевий діаметр сопла чи КЗ

L_i, m – довжина розрахункової ділянки.

3.3 Розрахунок проєктних параметрів системи охолодження камери і сопла

Математична модель теплообміну придатна для розрахунку на ділянках, у межах яких можна знехтувати зміною параметрів охолоджувача, тому розрахунок проводиться у 1000 розрахункових ділянках на ЕОМ. Результати наведені у 22 розрахункових точках.

Використовуючи математичну модель визначено величини конвективного та променевого теплових потоків, а також сумарний. Результати розрахунку наведені на рис.13 та табл.13.

Як видно з графіків найбільших значень сумарний тепловий потік набуває у критичному перерізі сопла. Це пов'язано із збільшенням величини конвективного теплового потоку через зменшення діаметра сопла і збільшення швидкості робочого тіла.

Визначено товщину теплозахисного покриття - ZrO_2 за формулою (32). Результати наведені в табл.13.

Розраховано величину кроку гвинтового каналу охолоджувача. Результати розрахунку наведені в табл. 13 та на рис.14. При наближенні до зрізу стаціонарної частини сопла ширина каналу збільшується у зв'язку зі зменшенням величини теплових потоків і як наслідок зменшенням необхідної швидкості охолоджувача. Розраховано сумарну величину гідравлічних втрат у охолоджуючому тракті $\Delta p_{ох}$ за формулою (37). Результати розрахунку наведені

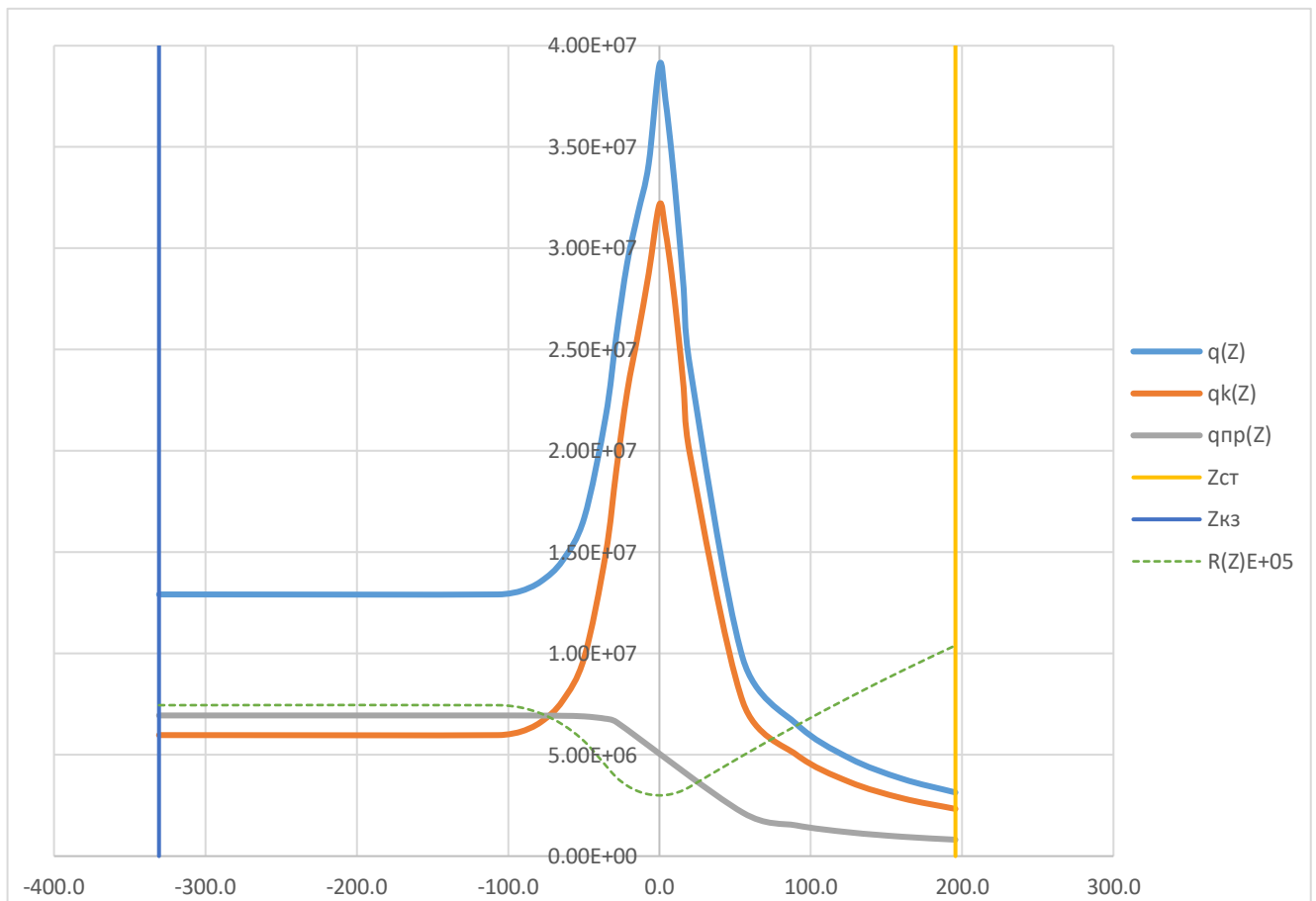


Рис. 13 Розподіл теплових потоків по КЗ і соплу, Вт/м²

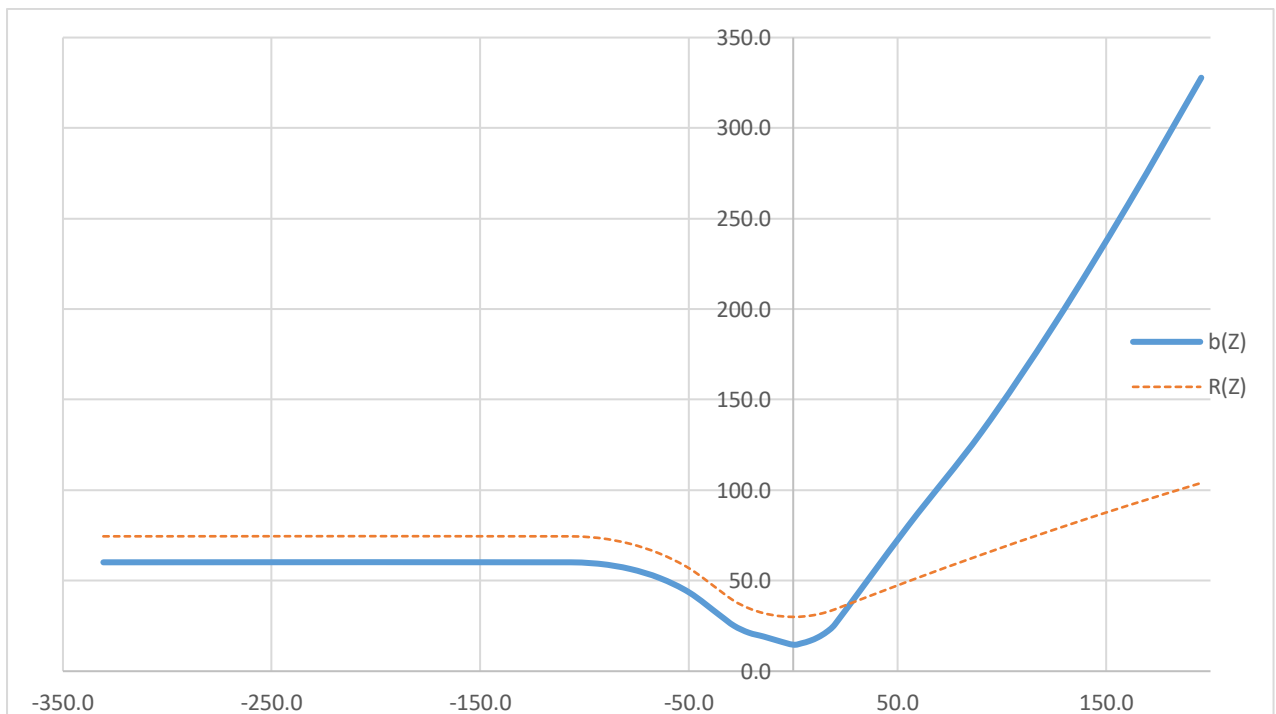


Рис.14 Залежність ширини каналу охолоджуючого тракту b_i , мм від координати

Результати розрахунку теплових потоків, товщини теплозахисного покриття і ширина каналів охолоджуючого тракту

Z, мм	q_k , Вт/м ²	$q_{пр}$, Вт/м ²	q_{Σ} , Вт/м ²	$\delta_{тпi}$, мм	b_i , мм
-330.6	5.97E+06	6.94E+06	1.29E+07	0.15	60.1
-106.6	5.97E+06	6.94E+06	1.29E+07	0.15	60.1
-92.4	6.13E+06	6.94E+06	1.31E+07	0.15	59.2
-78.2	6.63E+06	6.94E+06	1.36E+07	0.14	56.5
-63.9	7.67E+06	6.93E+06	1.46E+07	0.13	51.4
-49.7	9.79E+06	6.90E+06	1.67E+07	0.11	43.4
-35.5	1.49E+07	6.78E+06	2.17E+07	0.08	31.2
-28.4	1.91E+07	6.62E+06	2.57E+07	0.07	25.1
-21.3	2.29E+07	6.36E+06	2.93E+07	0.06	21.3
-14.2	2.57E+07	5.99E+06	3.17E+07	0.06	19.2
-7.1	2.87E+07	5.42E+06	3.42E+07	0.05	16.7
0.0	3.22E+07	6.90E+06	3.91E+07	0.04	14.6
4.0	3.08E+07	6.47E+06	3.73E+07	0.05	15.4
8.0	2.87E+07	5.96E+06	3.47E+07	0.05	16.8
12.0	2.61E+07	5.43E+06	3.15E+07	0.06	18.8
16.0	2.31E+07	4.90E+06	2.80E+07	0.06	21.7
20.0	1.99E+07	4.35E+06	2.43E+07	0.07	25.9
55.2	7.61E+06	2.14E+06	9.75E+06	0.18	80.4
90.3	5.02E+06	1.52E+06	6.54E+06	0.21	132.1
125.5	3.66E+06	1.17E+06	4.84E+06	0.24	192.0
160.6	2.86E+06	9.58E+05	3.81E+06	0.26	257.9
195.6	2.33E+06	8.11E+05	3.14E+06	0.27	327.8

в табл. (14). Порівняв отриманий результат із максимальним значенням втрат прийнятим при розрахунку температури у КЗ $\Delta p_{ох max}$

$$\Delta p_{ох} = 2,47 \text{ МПа} \approx 24,7 \text{ атм}$$

$$\Delta p_{ох} < \Delta p_{ох max} = 9,3 \text{ МПа}$$

Прийнята величина втрат тиску на охолодження менша за розрахункову, тому перепад тиску на насосі подачі гарячого $\Delta p_{нг}$ можна залишити незмінним.

3.4 Проектувальний розрахунок на міцність камери згоряння і сопла

Конструктивно сопло і КЗ складаються з внутрішньої та зовнішньої стінок. Між стінками знаходиться охолоджувач – гас, під тиском подачі, який більший за тиск у КЗ. Оскільки стінки скріплені між собою, то дія тиску на кожен з них урівноважується на межі паяного з'єднання і не впливає на спільну роботу стінок при сприйнятті зовнішніх навантажень. Коефіцієнт запасу при розрахунку товщин стінок сопла і КЗ прийнято рівним 2, оскільки при увікненні двигуна можливе короткочасне збільшення тиску вище розрахункового значення.

$$n_{з\ c+КЗ} = 2$$

Основним розрахунковим зовнішнім навантаженням на стінки є внутрішній тиск у КЗ і соплі при польоті у вакуумі ($p_{атм} = 0$). Внутрішня стінка піддається дії тиску з обох сторін, які частково урівноважують один одного. Найбільш напруженою ділянкою внутрішньої стінки є зона поблизу зрізу стаціонарної (охолоджуваної) частини сопла. У цій зоні тиск в охолоджуючому тракті найбільший, а тиск у соплі найменший. Прогини внутрішньої стінки у цій зоні не впливають значною мірою на параметри потоку. Напруження у внутрішній стінці спричинені дією неурівноваженого тиску охолоджувача не повинні перевищувати допустимого значення для матеріалу основи – БрХЦр при температурі рідинної стінки - 400°C. З точки зору міцності внутрішньої стінки найбільш критичним є значення дотичних напружень у основі внутрішньої стінки. При розрахунку напружень вважається, що усе навантаження сприймається лише основою. Розраховано максимальну ширину каналу охолоджуючого тракту $b_{max\ i}$ за якої дотичні напруження у внутрішній стінці $\tau_{Т\ c}$ не перевищують допустимого значення - 190 МПа за формулою

$$\tau_{Т\ c} = \frac{(p_{ox\ i} - p_i) b_{max\ i} \cdot n_{з\ c+КЗ}}{2\delta_{в\ c}} = 190 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

, де $b_{max\ i}$, м – максимально допустима відстань між ребрами

охолоджуючого тракту; $p_{ox\ i}$, Па – тиск охолоджувача на ділянці; p_i , Па – тиск у соплі (КЗ) на ділянці. Результати розрахунку наведі на рис. 15 та табл. 14.

$$b_{max\ i} = \frac{2\delta_{bc} * \tau_{tc}}{(p_{ox\ i} - p_i)n_{з\ c+кз}}, \text{ м}$$

Таблиця 14

**Залежності ширина каналу охолоджуючого тракту та
максимально допустимої ширини каналу від координати**

Z, мм	b_i , мм	$b_{max\ i}$, мм
-330.6	60.1	213.6
-106.6	60.1	213.6
-92.4	59.2	211.8
-78.2	56.5	208.5
-63.9	51.4	202.4
-49.7	43.4	189.3
-35.5	31.2	153.0
-28.4	25.1	120.0
-21.3	21.3	90.3
-14.2	19.2	66.9
-7.1	16.7	49.1
0.0	14.6	26.3
4.0	15.4	25.1
8.0	16.8	23.9
12.0	18.8	23.0
16.0	21.7	22.2
20.0	25.9	21.6
55.2	80.4	20.2
90.3	132.1	19.9
125.5	192.0	19.8
160.6	257.9	19.7
195.6	327.8	19.7

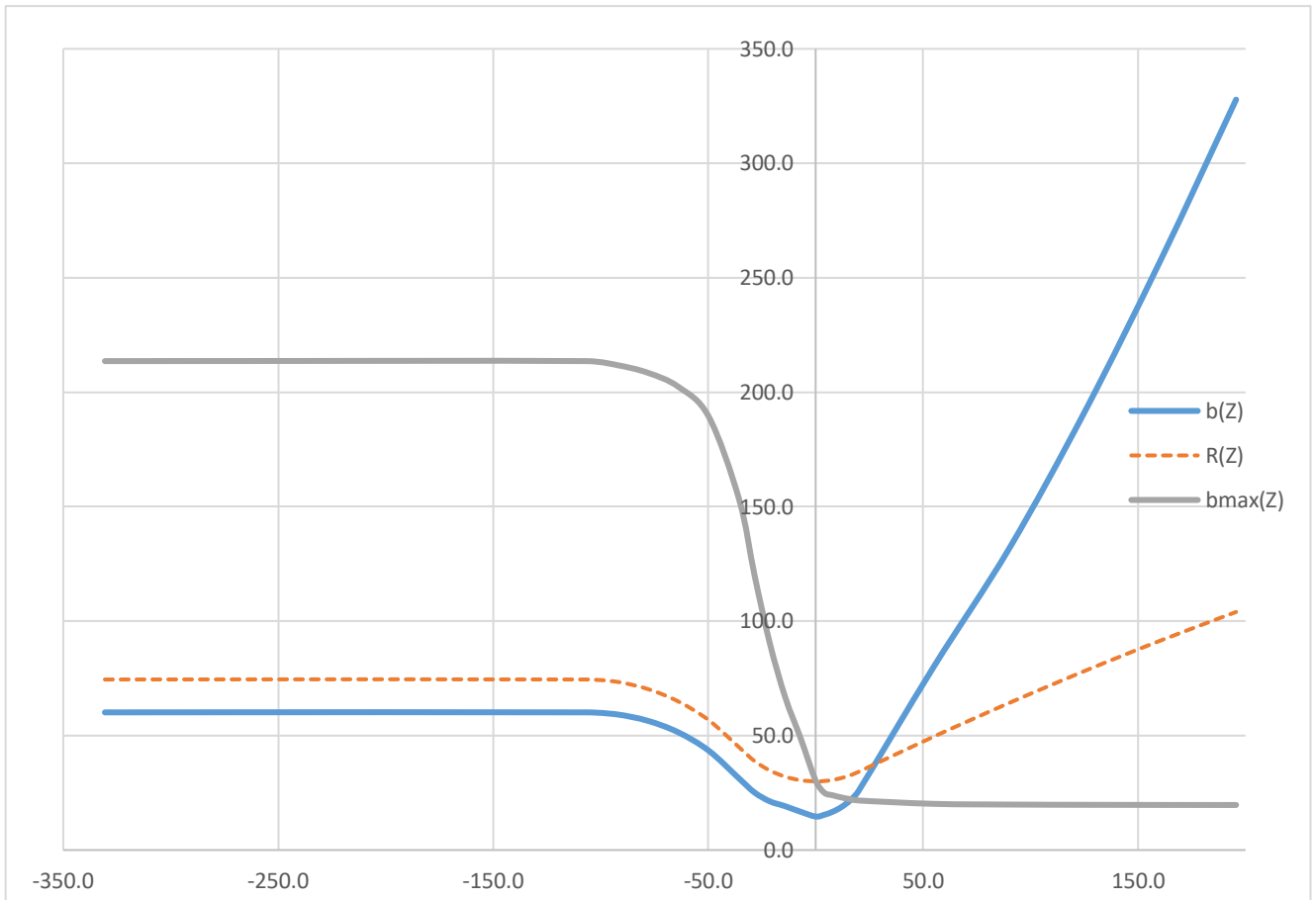


Рис.15 Залежність ширини каналу охолодження b_i , мм та максимально допустимої ширини каналу $b_{max i}$, мм від координати

Як видно з графіку у ділянках за критичним перерізом ширина каналу охолодження більша за допустиму, тому там будуть розміщуватися додаткові ребра для підкріплення внутрішньої стінки.

Зовнішня стінка сприймає усі зовнішні навантаження у тому числі і тиск у КЗ і соплі. Для зменшення маси конструкції зовнішня стінка складається з двох шарів. Матеріал внутрішнього шару зовнішньої стінки – 12X18H10T. Використання цього матеріалу обумовлене необхідністю отримати міцне паяне з'єднання з внутрішньою стінкою. Матеріал зовнішнього шару – вуглепластик. Через низькі перепади температур зовнішньої стінки у процесі експлуатації різницею коефіцієнтів температурного розширення можна знехтувати. Зовнішній шар композиту намотується на зібране та спаяне сопло та КЗ.

Товщину стінки внутрішнього шару обрав рівною товщині основи внутрішньої стінки 2 мм.

$$\delta_{зс\text{ вш}} = \delta_{в\text{ с}} = 2\text{мм}$$

При розрахунку товщини композитного шару вважається, що він сприймає усі зовнішні навантаження, оскільки його жорсткість вища за жорсткість внутрішнього шару стінки.

Обрав мінімальну товщину композитного шару 0,2 мм з технологічних міркувань. Волокна композиту намотані під прямим кутом до осі сопла. Товщину композитного шару у всіх перерізах сопла і КЗ розраховано за наступною формулою(38). Результати розрахунку в табл.15.

$$\delta_{зс\text{ кш}} = \frac{\pi D_i p_i n_{з\text{ с+КЗ}}}{2\sigma_{в\text{ к}}}, \text{ м (38)}$$

, де p_i , Па – тиск у розрахунковому перерізі; D , м – діаметр сопла (КЗ) у розрахунковому перерізі; $\sigma_{в\text{ к}}$, Па – границя міцності композиту при розтязі вздовж волокон.

$$\sigma_{в\text{ к}} = \sigma_{в\text{ в}} \bar{m}_в + \sigma_{в\text{ м}}(1 - \bar{m}_в) = 2459 * 10^6 \text{ Па (39)}$$

, де $\sigma_{в\text{ в}} = 3500 * 10^6$ Па – границя міцності вуглецевого волокна при розтязі; $\sigma_{в\text{ м}} = 30 * 10^6$ Па – границя міцності матриці при розтязі (епоксидна смола); $\bar{m}_в = 0,7$ Па – відносний вміст волокна у композиті.

Спроектовані сопло та камера згоряння з охолоджуючим трактом зображені на рис. 16.

Товщина композитного шару зовнішньої стінки КЗ і сопла

Z, мм	$\delta_{\text{ЗС КШ}}$, мм
-330.6	3.3
-106.6	3.3
-92.4	3.3
-78.2	3.2
-63.9	2.9
-49.7	2.6
-35.5	2.1
-28.4	1.8
-21.3	1.5
-14.2	1.3
-7.1	1.1
0.0	0.4
4.0	0.4
8.0	0.3
12.0	0.3
16.0	0.2
20.0	0.2
55.2	0.2
90.3	0.2
125.5	0.2
160.6	0.2
195.6	0.2

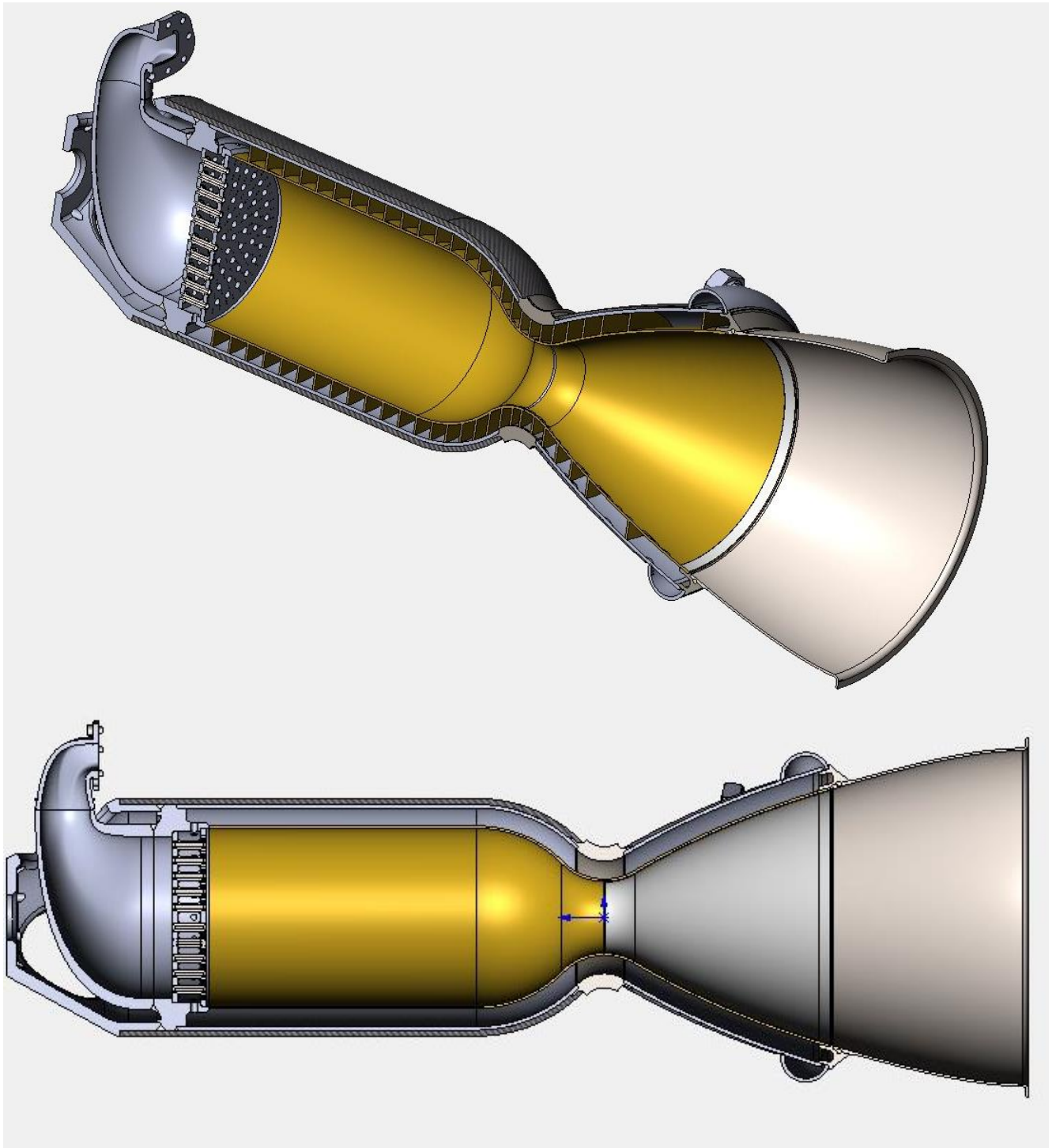


Рис. 16 Конструкція сопла та КЗ

4. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ

4.1 Проєктування газогенератора

Вхідні данні для проєктування газогенератора представлені в табл.16
Розрахунок газогенератора буде проводитися для режиму максимальної тяги.

Таблиця 16

Вхідні данні для проєктування газогенератора

Тиск у газогенераторі при масимальній тязі $p_{РГГ}$, МПа	30,8
Температура турбогазу, $T_{РГГ}$ К	1773
Температура повного згоряння палива $T_{КЗ РГГ}$, К	4451
Температура окисника на вході в ТНА, T_o , К	83
Питома теплоємність парів рідкого кисню $c_{p o}$, $\frac{Дж}{кгК}$	718
Масова витрата окисника G_o , кг/с	25,95
Газова стала продуктів повного згоряння $R_{КЗ РГГ}$, Дж/кгК	273
Газова стала турбогазу R_t , Дж/кгК	260
Відносна масова частка окисника для повного згоряння \bar{m}_o КЗ	0,72
Усереднена швидкість турбогазу у РГГ $w_{РГГ}$, м/с	10

У газогенератор поступають продукти згоряння із значним надлишком окисника. Згоряння при такому співвідношені компонентів неможливе. Через це доцільно розділити камеру згоряння газогенератора на дві частини. У першій частині буде відбуватися повне згоряння компонентів палива у співвідношені, як і у основній КЗ. Тому температура $T_{КЗ РГГ}$ і газова стала $R_{КЗ РГГ}$ у першій частині такі самі, як і в основній КЗ Друга частина призначені для подачі решти окисника, його премішування з продуктами згоряння і підігрів до температури $T_{РГГ}$. Після виходу із РГГ турбогаз потрапляє у конфузур, де його швидкість збільшується для приведення у рух турбіни.

Визначено густину продуктів згорання у першій частині РГГ $\rho_{КЗ РГГ}$

$$\rho_{\text{КЗ РГГ}} = \frac{p_{\text{РГГ}}}{R_{\text{КЗ РГГ}} T_{\text{КЗ РГГ}}} = 63,6 \text{ кг/м}^3 \quad (13)$$

Визначено масову витрату пального $G_{\text{КЗ РГГ}}$ необхідну для підігріву турбогазу до температури $T_{\text{РГГ}}$ використовуючи рівняння теплопередачі

$$(T_{\text{КЗ РГГ}} - T_{\text{РГГ}}) G_{\text{КЗ РГГ}} c_p \left(\frac{T_{\text{РГГ}} - T_o}{2} \right) = (T_{\text{РГГ}} - T_o) (G_o - G_{\text{КЗ РГГ}} \bar{m}_{o \text{ КЗ}}) c_{p o}$$

$$G_{\text{КЗ РГГ}} = 6,8 \text{ кг/с}$$

, де $c_p(T), \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – питома теплоємність продуктів згоряння

Визначено витрату окисника $G_{\text{КЗ РГГ } o}$ та пального $G_{\text{КЗ РГГ } \tau}$ у першій частині РГГ (повне згоряння палива)

$$G_{\text{КЗ РГГ } o} = G_{\text{КЗ РГГ}} \bar{m}_{o \text{ КЗ}} = 4,9 \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{КЗ РГГ } \tau} = G_{\text{КЗ РГГ}} - G_{\text{КЗ РГГ } o} = 1,9 \text{ кг/с}$$

Визначено витрату окисника у другій частині камері згоряння – частина, де окисник змішується з продуктами згоряння та нагрівається до $T_{\text{РГГ}}$

$$G_{\text{РГГ } o} = G_o - G_{\text{КЗ РГГ } o} = 21,05 \text{ кг/с}$$

Визначено загальну маосву витрату турбогазу

$$G_{\text{РГГ}} = G_{\text{КЗ РГГ}} + G_{\text{РГГ } o} = 27,85 \text{ кг/с}$$

Для визначення об'єму газогенератора задався умовним часом перебування газу. У першій частині відбувається процес горіння аналогічний до того, що відбувається у КЗ, тому для неї умовний час перебування продуктів згоряння $\tau_{\text{КЗ РГГ}}$ обрав рівним величині для основної КЗ. У другій частині відбувається процес нагрівання парів окисника та її змішування з продуктами згоряння. Цей процес потребує більшого часу ніж згоряння. Попре це, для другої частини було задано час умовного перебування $\tau_{\text{РГГ}}$ таким самим, як і для першої, оскільки перед потраплянням на турбіну турбогаз проходить по

трубопроводу, де температура парів окисника та продуктів згорання вирівнюється

$$\tau_{\text{КЗ РГГ}} = \tau_{\text{КЗ}} = 0,002\text{с}$$

$$\tau_{\text{РГГ}} = \tau_{\text{КЗ РГГ}} + \tau_{\text{КЗ}} = 0,004\text{с}$$

Конструктивно обидві частини газогенератора утворюють один спільний об'єм. За форму газогенератора обрав циліндр витягнутої форми. Для зменшення маси конструкції та підвищення якості розпилення форсуночна голівка має сферичну форму. Через форсуночну голівку подаються окисник та пальне у співвідношенні, що відповідає повному згоранню. На відстані від стінки на бічній поверхні будуть знаходитися форсунки, через які буде подаватися решта окисника. Об'єм між форсуночною голівкою та форсунками окисника має задовольняти умові умовного часу перебування продуктів згорання, для того, щоб реакція горіння пройшла з максимальним виділенням тепла. Для розрахунку об'єму РГГ Визначено усереднену густину робочого тіла у зоні повного згорання $\rho_{\text{КЗ РГГ}}$ та зоні змішування $\rho_{\text{РГГ}}$. Прийнято, що тиск в усьому об'ємі рівний $p_{\text{РГГ}}$

$$\rho_{\text{КЗ РГГ}} = \frac{p_{\text{РГГ}}}{R_{\text{КЗ РГГ}} T_{\text{КЗ РГГ}}} = 25,3 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{\text{РГГ}} = \frac{p_{\text{РГГ}}}{R_{\text{T}} T_{\text{РГГ}}} = 67 \text{ кг/м}^3$$

Розраховано об'єми зон газогенератора без врахування сферичної частини – форсуночної голівки

$$v_{\text{КЗ РГГ}} = \frac{G_{\text{КЗ РГГ}} \tau_{\text{КЗ РГГ}}}{\rho_{\text{КЗ РГГ}}} = 5,4 * 10^{-4} \text{ м}^3$$

$$v_{\text{РГГ}} = \frac{(G_{\text{КЗ РГГ}} + G_{\text{РГГ о}}) \tau_{\text{КЗ РГГ}}}{\rho_{\text{КЗ РГГ}}} = 1,7 * 10^{-4} \text{ м}^3$$

Задався діаметром циліндричної частини на підставі усередненої швидкості турбогазу в РГГ. Діаметр однаковий для обох зон.

$$D_{\text{РГГ}} = \sqrt{\frac{G_{\text{КЗ РГГ}} + G_{\text{РГГ о}}}{\pi \rho_{\text{РГГ}} w_{\text{РГГ}}}} = 0,116 \text{ м} = 116 \text{ мм}$$

Розраховано довжини зон згорання $L_{\text{КЗ РГГ}}$ та змішування $L_{\text{РГГ}}$

$$L_{\text{КЗ РГГ}} = \frac{4\vartheta_{\text{КЗ РГГ}}}{\pi D_{\text{РГГ}}^2} = 0,05 \text{ м} = 50 \text{ мм}$$

$$L_{\text{РГГ}} = \frac{4\vartheta_{\text{РГГ}}}{\pi D_{\text{РГГ}}^2} = 0,152 \text{ м} = 152 \text{ мм}$$

Радіус сфери газової стінки форсуночної голівки $R_{\text{фг РГГ}}$ рівний радіусу циліндричної частини РГГ

$$R_{\text{фг РГГ}} = \frac{D_{\text{РГГ}}}{2} = 0,116 \text{ м} = 58 \text{ мм}$$

Спроектований газогенератор зображений на рис. 17.

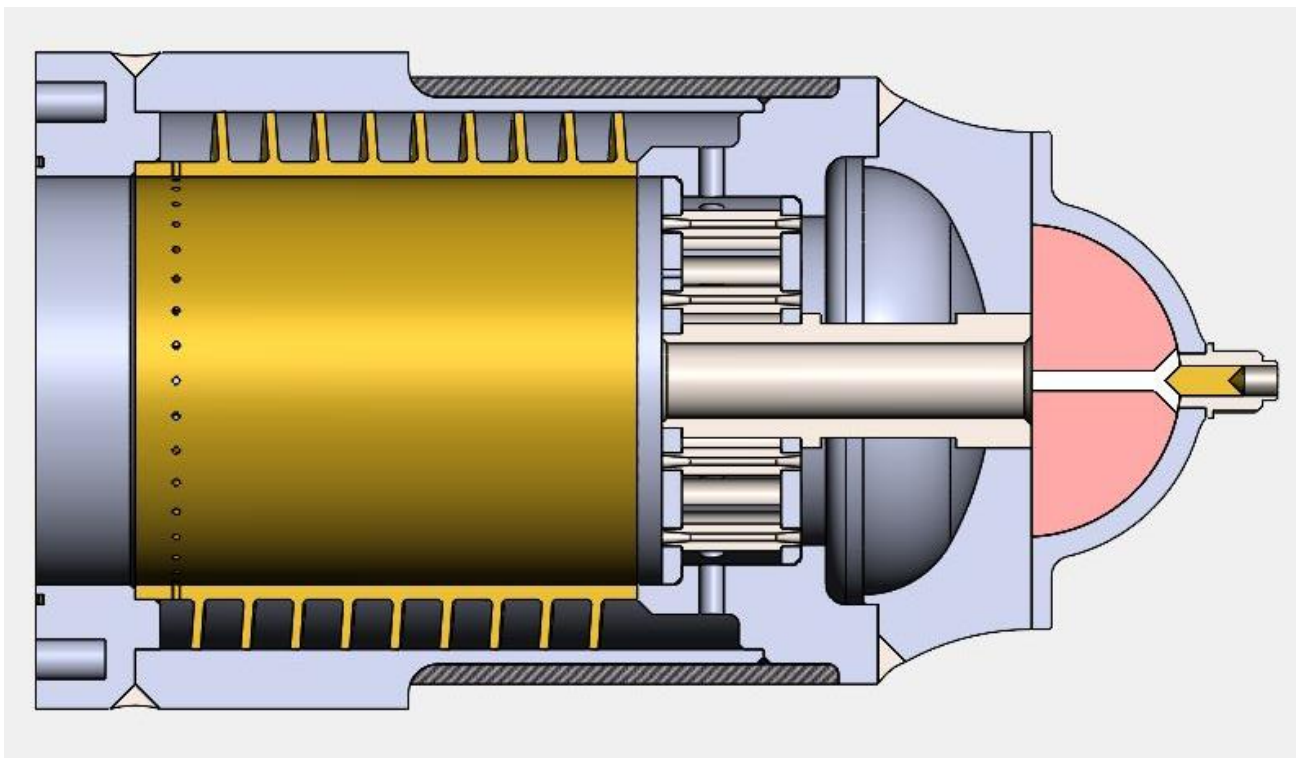


Рис. 17 Конструкція РГГ

4.2Проектування насосів окисника та пального

Вхідні данні для проектування насосів окисника і пального представлені в табл. 17. Розрахунок насосів буде проводитися для режиму максимальної тяги.

Таблиця 17

Вхідні данні для проектування насосів

Об'ємний ККД насосів окисника та пального η_o	0,95
Насос окисника	
Перепад тиску подачі $\Delta p_{нo}$, МПа	31
Тиск на вході у насос p_{o0} , МПа	0,3
Тиск насичених парів при p_{oc} , кПа	100
Масова витата окисника G_o , кг/с	25,95
Густина окисника ρ_o , кг/м ³	1141
Загальний ККД насоса окисника $\eta_{но}$	0,6
Насос пального	
Перепад тиску подачі $\Delta p_{нг}$, МПа	31
Тиск на вході у насос $p_{г0}$, МПа	0,3
Тиск насичених парів при $p_{гc}$, кПа	50
Масова витата пального $G_{г}$, кг/с	9,12
Густина пального $\rho_{г}$, кг/м ³	810
Загальний ККД насоса пального $\eta_{нг}$	0,6

Насоси подачі окисника та пального, я також турбіна, що приводить їх в рух є основними складовими турбонасосного агрегату. У якості насосів подачі у РРД використовуються центробіжні насоси. Даний тип насосів забезпечує високе значення перепаду тиску при малих габаритних розмірах і відносній простоті конструкції. Осьові насоси не використовуються через великі габарити, складнішу конструкцію та великі витрати.

Так, як масові витрати, густина та тиск насичених парів окисника і

пального відрізняються, то для насосів оптимальні оберти крильчатки будуть різними. Насоси мають працювати без виникнення кавітації. Це одна з головних умов. При виникненні кавітації частина внутрішнього об'єму насоса заповнюється газом внаслідок чого зменшується об'ємна витрата. Ще одним недоліком кавітації є ерозія лопатей крильчатки. За тильною стороною лопаті утворюється зона пониженого тиску, у якій рідина закипає. Виділені у процесі кипіння пари під дією центробіжної сили переміщуються у зону більш високого тиску, де відбувається їх конденсація з дуже високою швидкістю, що спричиняє багато гідроударів об поверхні лопатей і руйнує їх. Враховуючи те, що двигун працює протягом декількох сотень секунд, проблема ерозії не є актуальною для РРД.

Насоси можуть приводитися у рух, як однією спільною турбіною, так і двома окремими. При використанні окремих турбін для обох насосів їх ККД буде максимальним, оскільки кожен насос буде працювати на оптимальних оборотах. Таж досягнення високих ККД насосів можливе при використанні редуктора для одного чи обох насосів. У такому разі насоси та турбіна будуть працювати при оптимальних оборотах. Недоліком цих схем є висока складність та маса конструкції. Найбільш простим варіантом є приведення обох насосів за допомогою однієї турбіни, яка знаходиться на спільному валу. У такій схемі обороти вала вибираються з умови забезпечення безкавітаційної роботи насоса компонента палива, з більшою об'ємною витратою. У даному випадку це насос подачі окисника.

Ключовим параметром одновального ТНА є число обертів. Величина перепаду тиску на центробіжному насосі пропорційна квадрату числа обертів крильчатки та її діаметру. Як наслідок при збільшенні обертів крильчатки її габарити, а отже і маса зменшуються. Але при високих обертах збільшується швидкість лопаті по відношенню до швидкості рідини на вході у насос. Це призводить до виникнення кавітації (різкого пониження тиску).

Щоб запобігти кавітації перед насосом встановлюється переднасос.

Задачею переднаосу є підвищення тиску та закручення потоку у напрямку обертання лопатей крильчатки для зменшення відносної швидкості. Переднаоси дозволяють збільшити швидкість обертання вала та уникнути кавітації. Зазвичай переднаоси мають меншу швидкість обертання ніж основна крильчатка.

У даному випадку прийнято рішення не використовувати окремого переднаосу, а замість цього використовувати розрізні крильчатки. Розрізна крильчатка має аналогічну конструкцію до звичайної за винятком того, що вона розділена на дві частини площиною перпендикулярною до її осі. Схема розрізної крильчатки предсталена на рис.18. Перша частина через яку паливо потрапляє у насос виконує функцію переднаосу і обертається з меншою швидкістю ніж друга частина. Друга частина крильчатки призначена для створення перепаду тиску, тобто його підвищення до заданого значення. Обидві частин крильчатки знаходяться на валу. На другу частину крутний момент передається з валу за допомогою шліцьового з'єднання. На першу частину – переднаоса крутний момент передається через фрикційну муфту. Використання фрикційної муфти дозволяє значно спростити конструкцію приводу переднаосу, оскільки вона передбачає мінімальну додаткову кількість деталей, якими являються власне фрикційні диски, та дві гайки для регулювання натягу муфти, тобто зміни величини максимального крутного моменту. Змінюючи момент, змінюються і оберти переднаосу. Величина швидкості обертання обмежується величиною крутного моменту, що передається муфтою. Момент опору пропорційний квадрату швидкості обертання. У тому разі, якщо швидкість вала перевищить максимально можливу швидкість переднаосу його крильчатка почне прослизати на гладкому валу і урівноважиться при обертах нижчих за оберти вала ТНА.

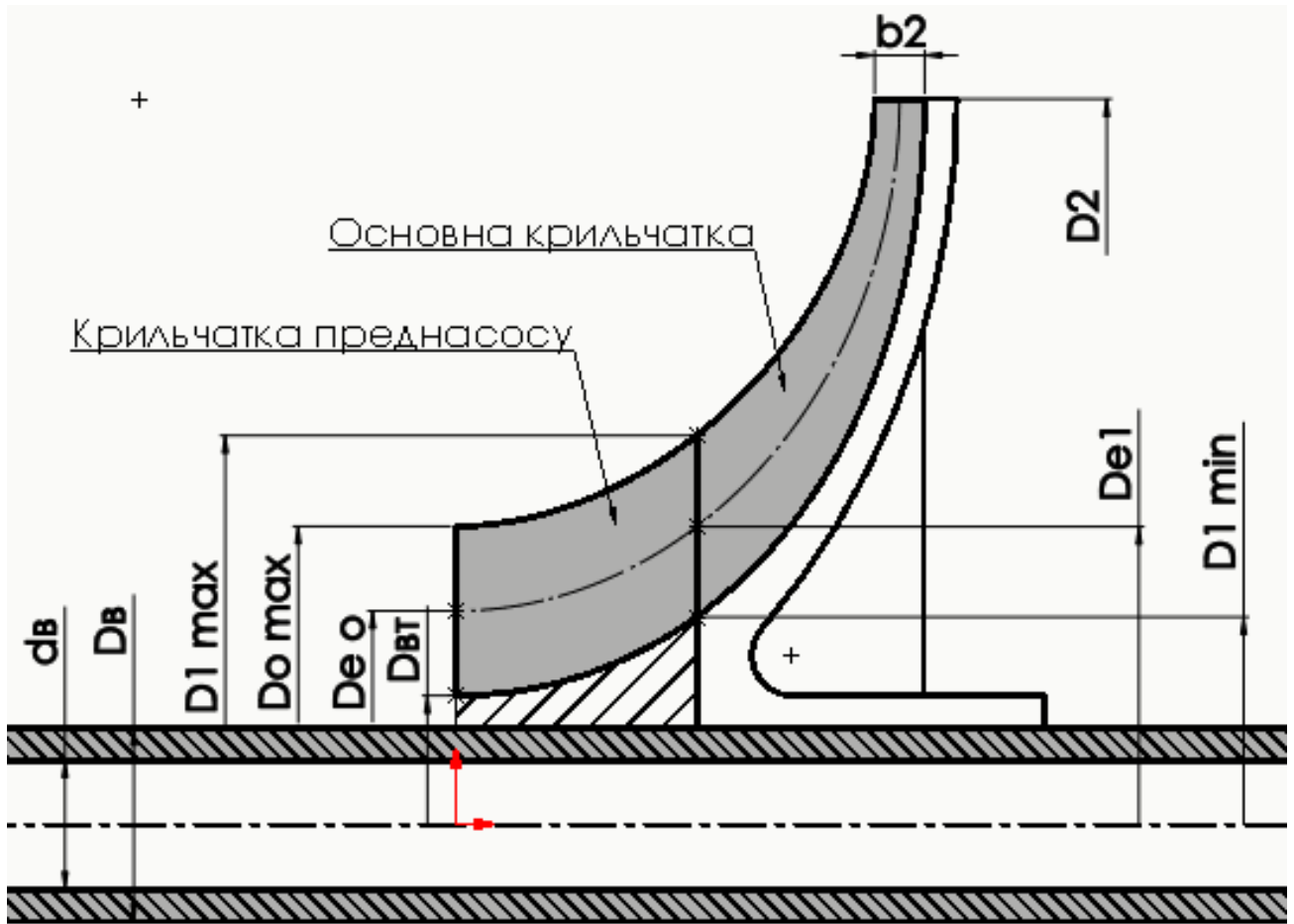


Рис.18 Схема насосу ТНА

Обрано число обертів турбіни спираючись на статистичні данні двигунів, що працюють на аналогічних компоненттах палива (окисник – рідкий кисень, пальне – гас).

$$n = 20000 \text{ об/хв}$$

Обрано число обертів переднасосів насосів окисника та пального спираючись на статистичні данні

$$n_o = \frac{n}{3} = 6667 \text{ об/хв}$$

$$n_r = \frac{n}{2} = 10000 \text{ об/хв}$$

Для забезпечення безкавітаційної роботи статичний тиск у будь-якій точці насосу має задовольняти наступній умові

$$p_{\text{ст } o} \geq p_{o \text{ c}} + \Delta p_{o \text{ c}} \quad (40)$$

$$p_{\text{ст } \Gamma} \geq p_{\Gamma \text{ c}} + \Delta p_{\Gamma \text{ c}} \quad (41)$$

, де $\Delta p_{o \text{ c}}$, $\Delta p_{\Gamma \text{ c}}$ – кавітаційний запас для насосів окисника та пального відповідно; $p_{\text{ст } o}$, $p_{\text{ст } \Gamma}$ – статичний тиск у потоці.

Кавітаційні запаси для насосів окисника та пального прийнято рівними одній атмосфері

$$p_{o \text{ c}} = 10^5 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{\Gamma \text{ c}} = 10^5 \text{ Па}$$

Розраховано потужності насосів окисника і пального

$$N_{\text{H } o} = \frac{G_o \Delta p_{\text{H } o}}{\rho_{\Gamma} \eta_{\text{H } o} \eta_o} = 1,26 * 10^6 \text{ Вт} = 1,26 \text{ МВт}$$

$$N_{\text{H } \Gamma} = \frac{G_{\Gamma} \Delta p_{\text{H } \Gamma}}{\rho_{\Gamma} \eta_{\text{H } \Gamma} \eta_o} = 6,25 * 10^5 \text{ Вт} = 0,625 \text{ МВт}$$

Розраховано значення крутних моментів на валах окисника і пального

$$T_{\text{H } o} = \frac{60 N_{\text{H } o}}{2 \pi n} = 603 \text{ Нм}$$

$$T_{\text{H } \Gamma} = \frac{60 N_{\text{H } \Gamma}}{2 \pi n} = 298 \text{ Нм}$$

Для проведення проєктувального розрахунку валів насосів окисника та пального було введено коефіцієнт запасу. Таке високе значення аргументується можливими нерозрахунковими навантаженнями, які можуть мати місце при запуску двигуна від ПАТ.

$$n_{\text{H}} = 2$$

За матеріал валу обрав сталь 40Х. Дана сталь має високу міцність, добре піддається закалці та обробці різанням. Границя міцності матеріалу вала при зсуві/крученні

$$\tau_B = 400 \text{ МПа}$$

Розраховано діаметри валу для передачі крутного моменту до крильчаток насосів окисника та пального

$$d_{\text{ВЛО}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 1000 * T_{\text{HO}} n_{\text{H}}}{\pi \tau_B}} = 25 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ВЛГ}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 1000 * T_{\text{HG}} n_{\text{H}}}{\pi \tau_B}} = 20 \text{ мм}$$

Як видно при виготовленні вала ТНА цілісним його маса буде досить значною. Оскільки вал працює лише на передачу крутного моменту, то має сенс зробити його пустотілим так, як сердцевина валу працює не ефективно при крученні. Задався внутрішніми діаметрами вала на ділянках крильчаток окисника і пального

$$d_{\text{BO}} = 18 \text{ мм}$$

$$d_{\text{BG}} = 16 \text{ мм}$$

Для пустотілого вала умова міцності при крученні для розрахункових ділянок буде виглядати наступним чином

$$\frac{\pi(D_{\text{BO}}^4 - d_{\text{BO}}^4)}{16D_{\text{BO}}} = \frac{1000n_{\text{H}}T_{\text{HO}}}{\tau_B}$$

$$\frac{\pi(D_{\text{BG}}^4 - d_{\text{BG}}^4)}{16D_{\text{BG}}} = \frac{1000n_{\text{H}}T_{\text{HG}}}{\tau_B}$$

Із рівнянь визначено зовнішні діаметри вала на розрахункових ділянках

$$D_{\text{BO}} = 28 \text{ мм}$$

$$D_{\text{BG}} = 24 \text{ мм}$$

Крутний момент із валу на втулки крильчаток насосів передається через шліцьове з'єднання. Шліцьове з'єднання дозволяє передати значний крутний момент без значного зменшення міцності валу. Також шліцьове з'єднання дозволяє отримати більш точне позиціонування деталей порівняно із шпоночним.

Обрано діаметри втулок крильчаток за умови, що вони кріпиться за допомогою шліцевих з'єднань. Величина діаметру втулки впливає на величину вхідного діаметру насосу

$$d_{\text{вт о}} = D_{\text{в о}} + 8 = 44 \text{ мм}$$

$$d_{\text{вт г}} = D_{\text{в г}} + 8 = 32 \text{ мм}$$

Розраховано еквівалентний діаметр входу $D_{\text{е0}}$ для переднасосів окисника та пального із рівнянь (40) та (41)

$$p_{\text{ст о}} = p_{\text{о с}} + \Delta p_{\text{о с}}$$

$$p_{\text{ст г}} = p_{\text{г с}} + \Delta p_{\text{г с}}$$

$$p_{\text{о о}} - \frac{\rho_{\text{о}} V_{\text{н}}^2(D_{\text{е0 о}}, G_{\text{о}}, \rho_{\text{о}})}{2} - \frac{C_{\text{р н}} \rho_{\text{о}} u_{\text{пн}}^2(D_{\text{е0 о}}, n_{\text{о}}, d_{\text{вт о}})}{2} = p_{\text{о с}} + \Delta p_{\text{о с}} \quad (40)$$

$$p_{\text{г о}} - \frac{\rho_{\text{г}} V_{\text{н}}^2(D_{\text{е0 г}}, G_{\text{г}}, \rho_{\text{г}})}{2} - \frac{C_{\text{р н}} \rho_{\text{г}} u_{\text{пн}}^2(D_{\text{е0 г}}, n_{\text{г}}, d_{\text{вт г}})}{2} = p_{\text{г с}} + \Delta p_{\text{г с}} \quad (41)$$

$$\frac{\rho_{\text{о}} V_{\text{н}}^2(D_{\text{е}}, G_{\text{о}}, \rho_{\text{о}})}{2} \text{ — падіння тиску на вході в переднасос за рахунок розгону}$$

потоку

$$\frac{C_{\text{р н}} \rho_{\text{о}} u_{\text{пн}}^2(D_{\text{е0 о}}, n_{\text{о}}, d_{\text{вт о}})}{2} \text{ — падіння статичного тиску за лопаткою крильчатки}$$

$$V_{\text{н}}^2(D_{\text{е}}, G, \rho) = \frac{4G}{\pi \rho D_{\text{е}}^2}$$

$$u_{\text{пн}}(D_{\text{е}}, n, d) = \frac{2\pi n \sqrt{D_{\text{е}}^2 + \left(\frac{d}{1000}\right)^2}}{60}$$

$C_{pH} = 0,2$ – коефіцієнт падіння тиску на лопатках крильчатки

$$D_{e0o} = 0,065 \text{ м} = 65 \text{ мм}$$

$$D_{e0r} = 0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм}$$

Визначено максимальний діаметр входу на переднасоси окисника та пального

$$D_{max0o} = \sqrt{D_{e0o}^2 + d_{вТo}^2} = 0,074 \text{ м} = 79 \text{ мм}$$

$$D_{max0r} = \sqrt{D_{e0r}^2 + d_{вТr}^2} = 0,08 \text{ м} = 68 \text{ мм}$$

Визначено кут установки лопатей на вході в переднасос. Прийнято його рівним куту між вектором відносної швидкості потоку і продольною вісю насоса

$$\beta_{0o} = \arctg \left(\frac{u_{пH}(D_{e0o}, n, d_{вТo})}{V_H(D_{e0o}, G_o, \rho_o)} \right) * \frac{180}{\pi} = 72^\circ$$

$$\beta_{0r} = \arctg \left(\frac{u_{пH}(D_{e0r}, n, d_{вТr})}{V_H(D_{e0r}, G_r, \rho_r)} \right) * \frac{180}{\pi} = 84^\circ$$

За подібним алгоритмом розраховано еквівалентний діаметр входу основної крильчатки насосів окисника та пального. На відмінно від переднасосу на вході у крильчатку насосу статичний тиск також підвищується за рахунок центробіжної сили яку створює переднасос. Також переднасос закручує потік і надає йому швидкості самої крильчатки, тому закрутка потоку також враховується

$$p_{0o} + \Delta p_{п}(D_{e0o}, D_{e1o}, n_o) - \frac{\rho_o V_H^2(D_{e1o}, G_o, \rho_o)}{2} - \frac{C_{pH} \rho_o (u_H(D_{e1o}, n) - u_H(D_{e1o}, n_o))^2}{2} = p_{oc} + \Delta p_{oc} \quad (42)$$

$$p_{0r} + \Delta p_{п}(D_{e0r}, D_{e1r}, n_r) - \frac{\rho_r V_H^2(D_{e1r}, G_r, \rho_r)}{2} - \frac{C_{pH} \rho_r (u_H(D_{e1r}, n) - u_H(D_{e1r}, n_r))^2}{2} = p_{rc} + \Delta p_{rc} \quad (43)$$

$$u_H(D_e, n) = \frac{2\pi n D_e}{60}$$

$$\Delta p_{\Pi}(D_{min}, D_{max}, n) = \frac{4\rho\pi^2 n^2 \left(\left(\frac{D_{max}}{2 * 2} \right)^2 + \left(\frac{D_{min}}{2 * 2} \right)^2 \right)}{60^2}$$

$\Delta p_{\Pi}(D_{min}, D_{max}, n)$ – приріст тиску на переднаосі за рахунок стиснення потоку під дією відцентрової сили

$$D_{e1o} = 0,085 \text{ м} = 85 \text{ мм}$$

$$D_{e1r} = 0,08 \text{ м} = 65 \text{ мм}$$

Визначено мінімальний діаметр входу на нососи окисника та пального

$$D_{min1o} = D_{e1o} \frac{3}{4} = 0,064 \text{ м} = 64 \text{ мм}$$

$$D_{min1r} = D_{e1r} \frac{3}{4} = 0,06 \text{ м} = 49 \text{ мм}$$

Визначено максимальний діаметр входу на нососи окисника та пального

$$D_{max1o} = D_{e1o} \frac{5}{4} = 0,106 \text{ м} = 106 \text{ мм}$$

$$D_{max1r} = D_{e1r} \frac{5}{4} = 0,1 \text{ м} = 81 \text{ мм}$$

Визначено кут установки лопатей на вході в насоси. Прийнято його рівним куту між вектором відносної швидкості потоку і продольною віссю насоса

$$\beta_{1o} = \arctg \left(\frac{u_H(D_{e1o}, n)}{V_H(D_{e1o}, G_o, \rho_o)} \right) * \frac{180}{\pi} = 86^\circ$$

$$\beta_{1r} = \arctg \left(\frac{u_H(D_{e1r}, n)}{V_H(D_{e1r}, G_r, \rho_r)} \right) * \frac{180}{\pi} = 86^\circ$$

Визначено величину приросту статичного тиску на вході в насоси окисника і пального

$$\Delta p_{\Pi}(D_{e0\ o}, D_{e1\ o}, n_o) = 4,04 * 10^5 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{\Pi}(D_{e0\ \Gamma}, D_{e1\ \Gamma}, n_{\Gamma}) = 3,6 * 10^5 \text{ Па}$$

Розраховано перепад тисків, який потрібно створити на крильчатках насосів окисника $\Delta p_{кo}$ і пального $\Delta p_{к\Gamma}$

$$\Delta p_{кo} = \Delta p_{нo} + p_{\Gamma o} - (\Delta p_{oc} + \Delta p_{\Pi}(D_{e0\ o}, D_{e1\ o}, n_o)) = 31,5 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{к\Gamma} = \Delta p_{н\Gamma} + p_{\Gamma o} - (\Delta p_{\Gamma c} + \Delta p_{\Pi}(D_{e0\ \Gamma}, D_{e1\ \Gamma}, n_{\Gamma})) = 31,7 \text{ МПа}$$

Склав рівняння приросту тиску на крильчатках насосів (44), (45). Загальний приріст статичного тиску складається з приросту за рахунок збільшення швидкості і подальшим гальмуванням $\Delta p_{к}(D_{min}, D_{max}, n)$ та за рахунок відцентрової сили, що змушує рідину стискатися, збільшуючи при цьому статичний тиск $\Delta p_{\Pi}(D_{min}, D_{max}, n)$

$$\Delta p_{кo} = \Delta p_{к}(D_{e1\ o}, D_{2\ o}, n) + \Delta p_{\Pi}(D_{e1\ o}, D_{2\ o}, n) \quad (44)$$

$$\Delta p_{к\Gamma} = \Delta p_{к}(D_{e1\ \Gamma}, D_{2\ \Gamma}, n) + \Delta p_{\Pi}(D_{e1\ \Gamma}, D_{2\ \Gamma}, n) \quad (45)$$

$$\Delta p_{к}(D_{min}, D_{max}, n) = \frac{4\rho\pi^2 n^2 \left(\left(\frac{D_{max}}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_{min}}{2} \right)^2 \right)}{2 * 60^2}$$

$$\Delta p_{\Pi}(D_{min}, D_{max}, n) = \frac{4\rho\pi^2 n^2 \left(\left(\frac{D_{max}}{2 * 2} \right)^2 + \left(\frac{D_{min}}{2 * 2} \right)^2 \right)}{60^2}$$

З рівнянь (44) і (45) визначено зовнішні діаметри крильчаток насосів окисника $D_{2\ o}$ та пального $D_{2\ \Gamma}$

$$D_{2\ o} = 0,202 \text{ м} = 202 \text{ мм}$$

$$D_{2\ \Gamma} = 0,232 \text{ м} = 232 \text{ мм}$$

Розраховано ширину лопаті на виході з насосу з умови, щоб меридіальна швидкість рідини, тобто швидкість вздовж осі перпендикулярної до осі насоса була рівною швидкості на вході у переднасос

$$b_{2o} = \frac{D_{e0o}^2}{4D_{2o}} = 6 \text{ мм}$$

$$b_{2r} = \frac{D_{e0r}^2}{4D_{2r}} = 5 \text{ мм}$$

Задався кутом установки лопатей на виході із крильчатки насосів

$$\beta_{2o} = 40^\circ$$

$$\beta_{2r} = 40^\circ$$

На цьому розрахунок проектних параметрів насоса подачі окисника і пального завершено. Спроектвані насоси зображені на рис. 19.

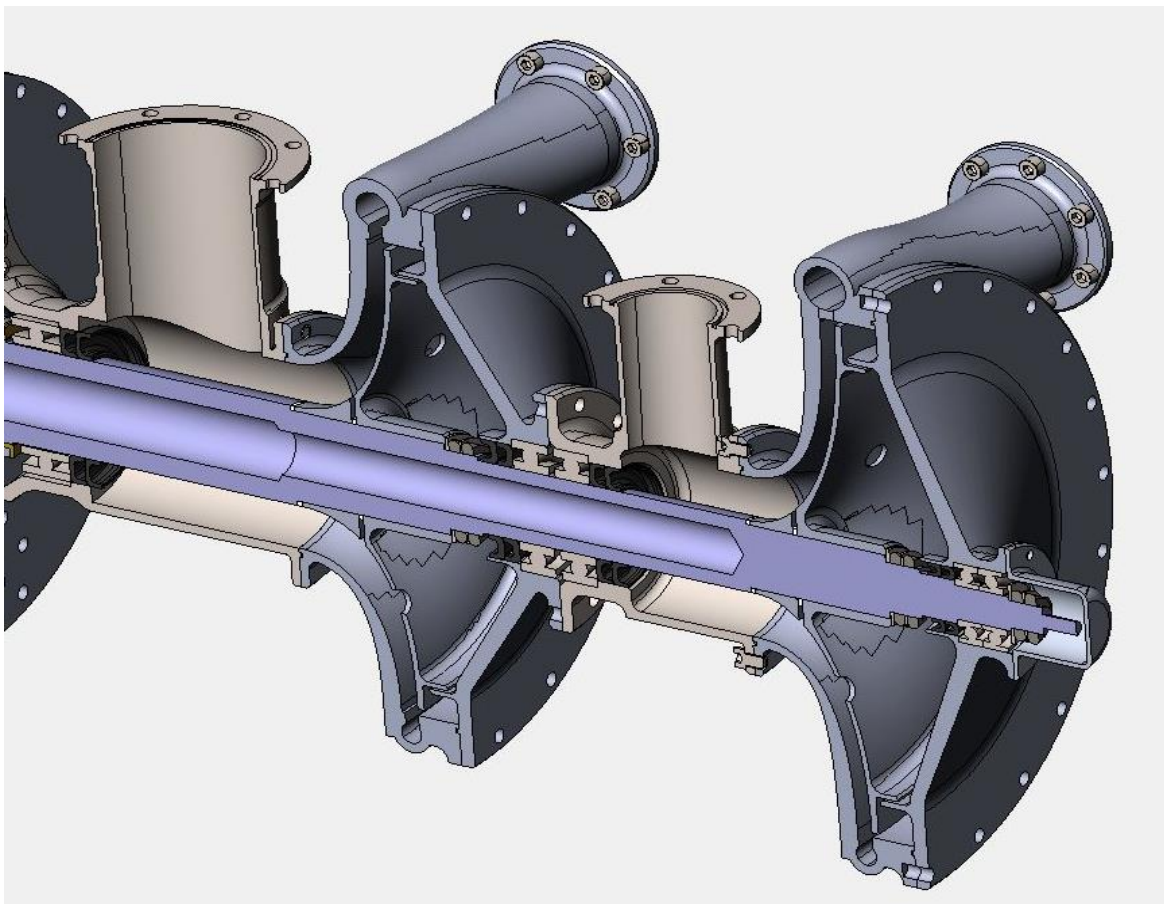


Рис. 19 Насоси окисника та палива

4.3 Проектування турбіни

Вхідні данні для проектування турбіни представлені в табл. 18. Розрахунок турбіни буде проводитися для режиму максимальної тяги. Тепловий процес у турбіні буде вважатися адіабтичним.

Таблиця 18

Вхідні данні для проектування турбіни

Тиск у газогенераторі при масимальній тязі $p_{РГГ}$, МПа	30,8
Тиск у КЗ $p_{КЗ}$, МПа	20
Перепад тиску на форсунках турбогазу у КЗ $\Delta p_{\phi o КЗ}$, МПа	0,5
Температура турбогазу, $T_{РГГ}$ К	1773
Коефієнт адіабати турбогазу $\gamma_{РГГ}$	1,2
Масова витрата турбогазу $G_{РГГ}$, кг/с	27,85
Газова стала турбогазу R_T , Дж/кгК	260
Швидкість обертання турбіни n , об/хв	20000
Крутний момент насоса окисника $T_{H o}$, Нм	603
Крутний момент насоса окисника $T_{H r}$, Нм	298

За конструктивним виконанням турбіни ТНА можуть бути осьовими або радіальними. Перевагою радіальних турбін над осьовими є більший ККД внаслідок відсутності поворотів у каналах та можливість ефективно працювати при малих перепадах тисків. Осьові турбіни можуть виконуватися як одно- та багатоступінчатими. Багатоступінчата турбіна створює більший перепад тисків і має більший ККД. Зазвичай їх використовують на двигунах з незамкненою системою подачі компонентів палива, де ККД турбіни є критичним, так, як решта невикористаної енергії турбогазу просто вивільняється у навколишнє середовище без створення корисної роботи. З метою максимального використання енергії турбогазу турбіни при незакнутій сисетмі подачі часто працюють при надзвукових швидкостях. У замкненій схемі решта

невикористаної енергії потрапляє у КЗ, тому використання конструктивно складних багатоступінчатих турбін не є доцільним, оскільки різниця у ККД між одно- та багатоступінчатими турбінами не значна. До того ж статичний тиск у турбіні має бути більшим за тиск у КЗ, тому турбіна працює на дозвукових швидкостях. Робота турбіни ТНА характеризується відносно невеликою витратою турбогазу при необхідності створювати значний крутний момент. Це потребує збільшення діаметра робочого колеса турбіни та використання лише частини робочого колеса для створення крутного моменту – парціальна турбіна.

Для даної схеми двигуна обрав одноступінчату осьову парціальну турбіну з направляючим апаратом на вході для спрямування потоку на лопаті робочого колеса під оптимальним кутом. Так, як більшість часу ТНА буде працювати на одному режимі, то спрямуючий апарат нерухомий, для спрощення і підвищення надійності конструкції.

Ключовим параметром турбіни є осьова швидкість турбогазу V_T . Від її величини залежить кут установки лопатей та загальний ККД турбіни. В осьовій турбіні швидкість V_T має бути максимально можливою з урахуванням умови, що статичний тиск має бути достатнім для подачі турбогазу до основної КЗ. Для визначення V_T задався величиною статичного тиску безпосередньо у турбіні p_T

$$p_T = p_{КЗ} + \Delta p_{ф о КЗ} + \Delta p_T = 23,5$$

$$\Delta p_T = 3 \text{ МПа} - \text{запас по тиску у турбіні на втрати}$$

Розраховано температуру турбогазу у турбіні при його адіабатичному розширенні до тиску p_T

$$T_T = T_{РГГ} \left[\frac{p_T}{p_{РГГ}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1743 \text{ К}$$

Визначено величину осьової швидкості потоку у турбіні V_T за законом збереження енергії у адіабатичному потоці

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} R(T_{\text{РГГ}} - T_{\text{T}}) = \frac{V_{\text{T}}^2}{2}$$

$$V_{\text{T}} = 550 \text{ м/с}$$

Визначено густину турбогазу у турбіні

$$\rho_{\text{T}} = \frac{p_{\text{T}}}{R_{\text{T}} T_{\text{T}}} = 50,6 \text{ кг/м}^3$$

Розраховано крутний момент на турбіні

$$T_{\text{T}} = T_{\text{H o}} + T_{\text{H Г}} = 901 \text{ Нм}$$

Розраховано площу каналу, тобто площу робочого колеса турбіни що буде задіяна для створення крутного моменту

$$A_{\text{T}} = \frac{G_{\text{T}}}{\rho_{\text{T}} V_{\text{T}}} = 0,001 \text{ м}^2$$

Обрано еквівалентний діаметр ротора турбіни

$$D_{e \text{ T}} = 200 \text{ мм}$$

Визначено величину зусилля F_{T} , необхідного для створення крутного моменту на еквівалентному діаметрі

$$F_{\text{T}} = \frac{2T_{\text{T}}}{D_{e \text{ T}}} = 9012 \text{ Н}$$

Визначено колову швидкість лопатей робочого колеса турбіни u_{T}

$$u_{\text{T}} = 2\pi \frac{n}{60} \frac{D_{e \text{ T}}}{2} = 209 \text{ м/с}$$

Обрано висоту лопаті робочого колеса турбіни $h_{\text{л T}}$

$$h_{\text{л T}} = 30 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$$

Задався кроком лопатей по дузі евівалентного діаметра $D_{e \text{ T}}$ на робочому колесі турбіни рівним висоті лопатей

$$r_{л\tau} = h_{л\tau} = 0,02 \text{ м}$$

Розраховано максимальний та мінімальний діаметри лопатей турбіни

$$D_{\max\tau} = D_{e\tau} + \frac{h_{л\tau}}{2} = 0,21 \text{ м} = 210\text{мм}$$

$$D_{\min\tau} = D_{e\tau} - \frac{h_{л\tau}}{2} = 0,19 \text{ м} = 190\text{мм}$$

Робочою частиною турбіни є сектор обмежений лопатіми площею A_{τ} . Визначено кут робочого сектору турбіни

$$\psi_{\tau} = \frac{360A_{\tau}}{\pi \left(\left(\frac{D_{\max\tau}}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_{\min\tau}}{2} \right)^2 \right)} = 57^{\circ}$$

Визначено кількість лопатей, що приходить на робочий сектор

$$N_{лс} = \pi D_{e\tau} \frac{\psi_{\tau}}{360r_{л\tau}} = 5,3 = 5$$

Визначено величину окружного зусилля, що приходить на одну лопатку $F_{л\tau}$

$$F_{л\tau} = \frac{F_{л\tau}}{N_{лс}} = 1802 \text{ Н}$$

Визначено кут відносної швидкості потоку без використання спрямляючого апарату

$$\varphi_{\tau 0} = \arctg \left(\frac{u_{\tau}}{V_{\tau}} \right) \frac{180}{\pi} = 20,8^{\circ}$$

Для покращення умов роботи лопатей турбіни застосував напрямний апарат. Задався кутом відхилення вектора швидкості потоку у спрямляючому апараті

$$\Delta\varphi_{д} = 10^{\circ}$$

Визначено швидкість потоку по відношенню до лопатей w_{τ}

$$w_T = \sqrt{V_T^2 + u_T^2 - 2V_T u_T \cos(90 - \Delta\varphi_D)} = 553 \text{ м/с}$$

Перерахував кут вектора відносної швидкості потоку відносно повздовжньої осі з урахуванням відхилення у спрямляючому апараті

$$\varphi_{TД} = \arcsin\left(\frac{\sin(90 - \Delta\varphi_D)u_T}{w_T}\right) 57,3 - \Delta\varphi_D = 11,8^\circ$$

У якості профіля лопаті турбіни обрав GEO-396. Кут атаки нульової підйомної сили та похідна коефіцієнта підйомної сили наведені нижче

$$\alpha_0 = -5^\circ$$

$$C_y^\alpha = 0,1$$

Обрано кут атаки лопаті турбіни

$$\alpha_L = 5^\circ$$

Знайдено кут установки лопаті турбіни при заданому робочому куті атаки α_L

$$\varphi_{LT} = \varphi_{TД} + \alpha_L = 16,8^\circ$$

Знайдено величину коефіцієнта підйомної сили у швидкісній системі координат для лопаті

$$C_y = C_y^\alpha (\alpha_L - \alpha_0) = 1$$

Розраховано ширину лопаті турбіни

$$b_L = \frac{2F_{LT}n_T}{C_y \cos(\varphi_{LT})\rho_T w_T^2 h_{LT}} = 0,024 \text{ м} = 24 \text{ мм}$$

, де $n_T = 2$ – коефіцієнт враховуючий кінцеві ефекти на лопатках.

Спроектована парціальна турбіна приводу насосів турбонасосного агрегату зображена на рис. 20.

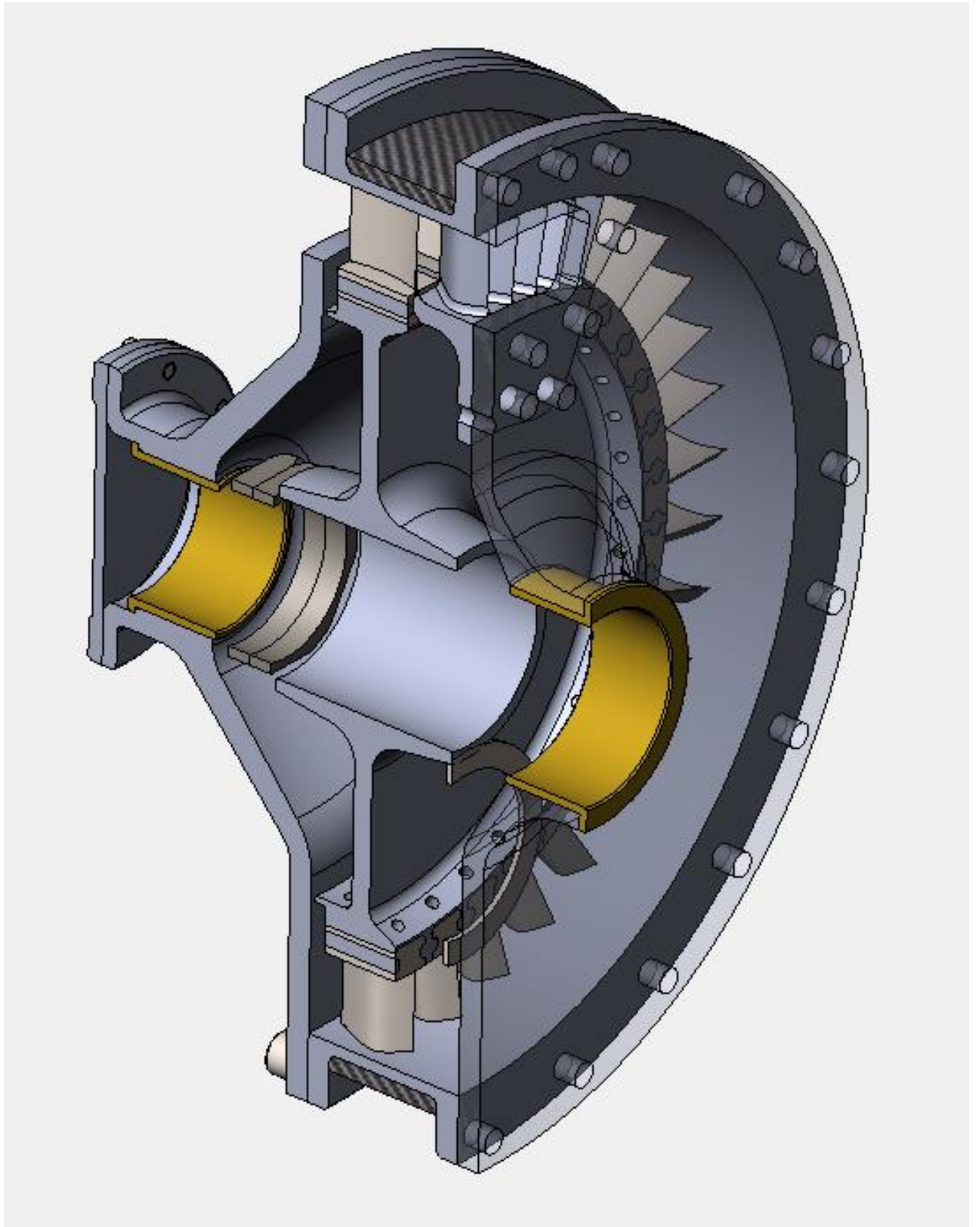


Рис. 20 Турбіна ТНА

5. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

5.1 Опис ідеї проєкту

Стартап-проєктом є розробка та виготовлення рідинного ракетного двигуна, основні етапи проєктування якого були розглянуті в попередніх розділах магістерської дисертації. Опис ідеї стартап-проєкту представлено в табл. 19.

Таблиця 19

Опис ідеї стартап-проєкту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Розробка рідинного ракетного двигуна	<ol style="list-style-type: none">1. Використання в якості маршевого двигуна на нижніх ступенях ракет3. Використання в якості прискорювачів на літаках чи іншій техніці.2. Використання в якості силової установки для космічних апаратів	<ol style="list-style-type: none">1. Легка експлуатація2. Можливість адаптування конструкції під конкретні цілі3. Збільшення ефективності силової установки

Для більш об'єктивної оцінки шансів на успіх втілення задуму проаналізував сильні та слабкі сторони стартап-проєкту у порівнянні з найближчими аналогами (табл. 20).

\

Визначення слабких, сильних та нейтральних характеристик проєкту

№	Техніко-економічні характеристики проєкту	Мій проєкт	“Ruthrford” Rocket Lab	“Merlin” SpaceX
1	Досконалість конструкції	W	S	W
2	Надійність	W	S	S
3	Технологічність	S	N	S
4	Ціна	S	W	N

5.2 Технологічний аудит ідеї проєкту

Для того, щоб дати більш глибоку та обґрунтовану оцінку стартап-проєкту необхідно провести технологічний аналіз (табл. 21). Адже саме технології визначають кінцеву вартість виробу.

Технологічна здійсненність ідеї проєкту

№	Ідея проєкту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
1	Виготовлення деталей із складними формами (крильчатки насосів,	Відливання під тиском	Створено	Доступна, необхідно створити дороговартісну оснастку

	корпуси насосів)			
2	Виготовлення трубопроводів складної форми	Гибка	створено	Необхідне обладнання для гнбки тонкостінних труб, а також спеціальні збірні пристосування
3	Виготовлення винтових каналів охолоджуючого тракту КЗ	Фрезерування, точіння	створено	Необхідне дороговартісне обладнання для механічної обробки з ЧПУ
4	Покриття деталей теплозахисним покриттям	Плазмене напилення	створено	Можливо замовити таку послугу

Проаналізувавши технологічність виробу можна дійти висновку, що усі необхідні ехнології наявні.

5.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проєкту

У таблиці 22 наведені деталі аналізу ринкових можливостей. Аерокосмічна галузь є найбільш наукомісткою та дороговартісною. Конкуренція дуже висока, тому необхідно провести такий аналіз.

Попередня оцінка потенційного ринку стартап-проєкту

№	Показники стану ринку	Характеристика
1	Кількість головних гравців	2
2	Загальний обсяг продажів	Данні невідомі
3	Динаміка ринку	Стрімко зростає
4	Наявність обмежень на вхід	Складна сертифікація
5	Специфічні вимоги до стандартизації та специфікації	існують
6	Середня норма рентабельності в галузі, %	50%

Провів аналіз наявності клієнтів. Результати наведені в таблиці 23

Характеристика потенційних клієнтів стартап-проєкту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Поведінка цільових груп клієнтів	Вимоги споживача до товару
Наявність на ринку універсального та надійного ракетного двигуна	Приватні космічні компанії, космічні агентства	Закупають у конкурентів	Висока надійність продукту, технічна підтримка

5.4 Розробка ринкової стратегії проєкту

Для успішного конкурування на ринку аерокосмічних технологій необхідно створити грамотну ринкову стратегію. Потрібно обрати форму взаємодії з кінцевим споживачем. При створенні таких проєктів шанси на

провал дуже високі, тому важливо залучитися підтримкою замовників. Характеристики цільових груп клієнтів наведені в табл.24.

Таблиця 24

Вибір цільових груп потенційних споживачів

№	Цільова група	Готовність споживачів прийняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільвої групи	Інтенсивність конкуренції	Складність входу в сегмент
1	Приватні космічні компанії	Висока	Високий	Низька	Середня
2	Космічні агенства	Низька	Низька	Низька	Дуже висока

5.5 Розробка маркетингової програми стартап-проєкту

Для успішного конкурування на ринку аерокосмічних технологій необхідно створити грамотну маркетингову програму. Потрібно обрати форму взаємодії з кінцевим споживачем. При створенні таких проєктів шанси на провал дуже великі, тому важливо залучитися підтримкою замовників. Характеристики цільових груп клієнтів наведені в табл.24.

Оскільки дана галузь є дуже ризикованою, то перш за все розглядається варіант співпраці з замовниками у формі контракту на розробку двигуна. У такій схемі компанія залучається фінансовою підтримкою з боку замовника, а замовник в той же час висловлює свої побажання щодо тактико-технічних та експлуатаційних характеристик виробу.

Вибір базової стратегії розвитку підприємства

№	Потреба	Вигода, яку пропонує послуга	Ключові переваги перед конкурентом
1	Проектування двигуна	Конструкторська документація	Час реалізації
2	Виробництво прототипу та його тестування	прототип	Час реалізації, точність, низька вартість
3	Створення завершеної моделі, придатної для серійного виробництва	серійний виріб	Ціна, якість продукту

5.6 Висновки по розділу

У ході роботи над стартап-проєктом було проведено аналіз можливостей створення рідинного ракетного двигуна для комерційного використання. Головними споживачами є приватні аерокосмічні компанії та космічні агенства різних держав. Ринок приватних компаній є більш перспективний, оскільки там більша кількість гравців, а також більші капітали.

Оскільки дана галузь є дуже ризикованою, то перш за все розглядається варіант співпраці з замовниками у формі контракту на розробку двигуна. У такій схемі компанія залучається фінансовою підтримкою з боку замовника, а замовник в той же час висловлює свої побажання щодо тактико-технічних та експлуатаційних характеристик виробу.

Проектування та виготовлення такої наукомісткої техніки потребує багато часу та ресурсів, тому планується залучити багато інвесторів.

ВИСНОВОК

Темою дипломної роботи є «Рідинний реактивний двигун».

У дипломній роботі розглянуті питання пов'язані з проектуванням основних елементів ракетного двигуна замкненої схеми та визначенням впливу проектних параметрів на його характеристики зокрема питомий імпульс.

У процесі виконання роботи були розглянуті аналоги, створенно принципову схему двигуна, визначено базові проектні параметри, визначена технологія виробництва елементів конструкції, розраховано сопло і камера згоряння, розраховано систему охолодження та систему подачі компонентів палива. Спроектований двигун зображено на рис.21.

У ході виконання роботи розглядалися питання впливу термодинамічних параметрів газу у КЗ на параметри системи подачі та величину питомого імпульсу. Створено принципову схему двигуна, визначенно кількість трубопроводів, типи та кількість датчиків, а також необхідні елементи автоматики для запуску, зупинки та регулювання величини вектора тяги.

Значну увагу було приділено дослідженню теплових процесів у КЗ та соплі. Розрахунки параметрів робочого тіла проводився на основі базових термодинамічних залежностей з використанням табличних даних термодинамічних констант. Усі процеси в КЗ і соплі вважаються адіабатичними. Особливістю є теоретичний розрахунок значення температури у КЗ і використання співвідношення компонентів палива з більшим надлишком окисника ніж у аналогів для збільшення питомого імпульсу.

Детально розглянуто питання охолодження КЗ і сопла. Для визначення величини теплових потоків та інтенсивності конвективного теплообміну між різними середовищами використовуються емпіричні залежності, тому даний розрахунок є дуже умовний і несе лише показовий характер.

Запропоновано конструкцію турбонасосного агрегату одновальної схеми та рідинного газогенератора, параметри яких були розраховані та враховані при компонуванні.

Наступним етапом розвитку проєкту є експериментальне визначення температури у КЗ, термодинамічних констант робочого тіла і коефіцієнтів теплопередачі, так як ці показники безпосередньо впливають на величину питомого імпульсу і проєктні параметри усіх агрегатів. Більш детального дослідження потребує робота стінок КЗ і сопла в розрахункових умовах.

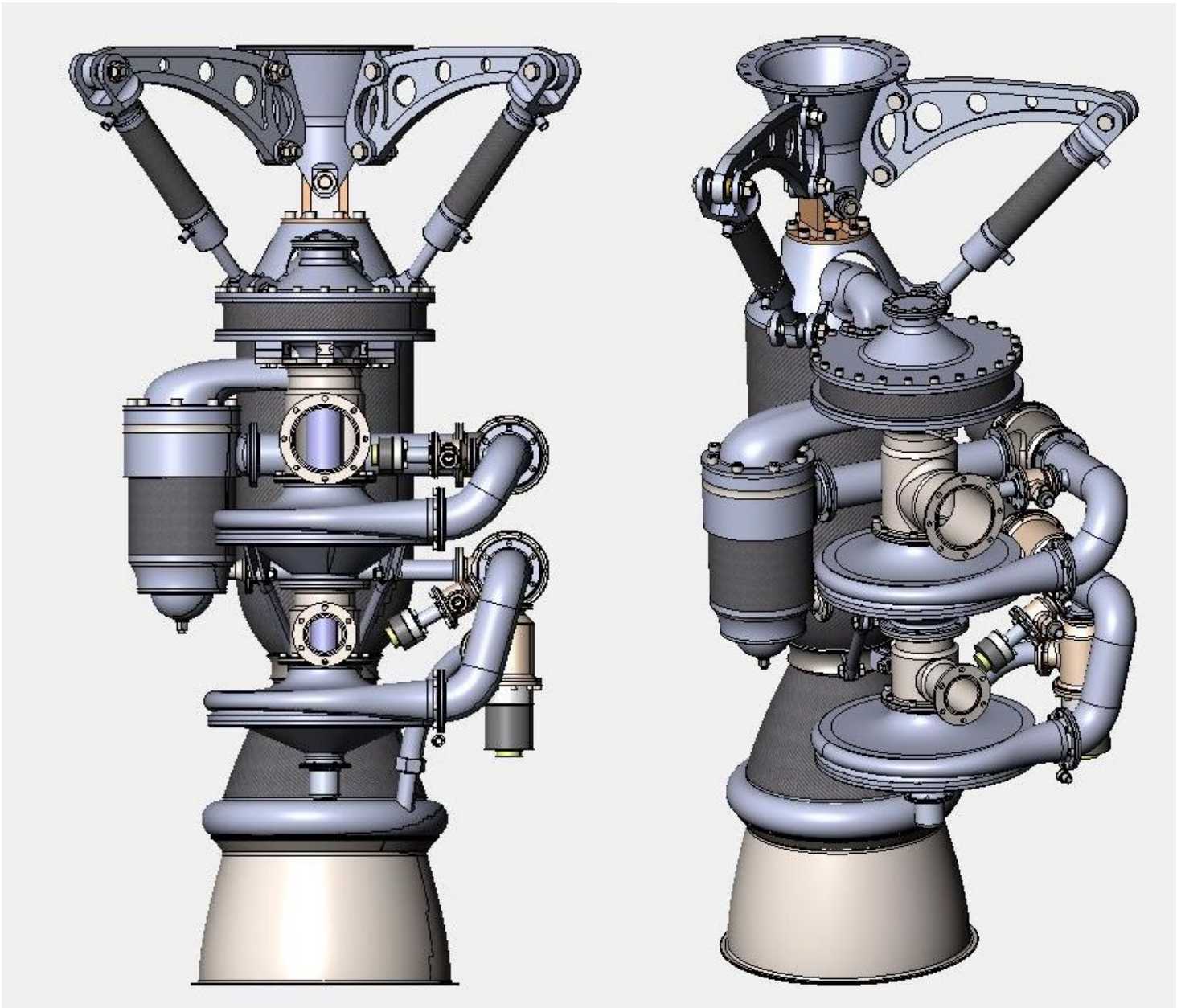


Рис. 21 Рідинний реактивний двигун

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. М. В. Добровильский “Жидкостные ракетные двигатели”
2. В. В. Воробей В.Е. Логинов “Технология производства жидкостных ракетных двигателей”
3. Г. С. Аронин “Практическая аэродинамика”
4. В. Н. Зрелов Е. П. Серегин “Жидкие ракетные топлива”
5. М. П. Вукалович И. И. Новиков «Термодинамика»
6. «Машиностроение» 1989р. «Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей»
7. Dr. D.P. Mishra «Fundamentals of Rocket Propulsion»
8. Stephen D. Heister, William E. Anderson, Timothée L. Pourpoint, R. Joseph Cassady «Rocket Propulsion»
9. Seventh Edition «Rocket Propulsion Elements»
10. de Iaco Veris, Alessandro « Fundamental Concepts of Liquid-Propellant Rocket Engines»