

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Основная профессиональная образовательная программа послевузовского  
профессионального образования (аспирантура) 05.07.05  
«Тепловые, электроракетные двигатели, и энергоустановки  
летательных аппаратов»

*ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ МОДУЛЬ*

## СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

Ответственный исполнитель  
д.т.н., профессор

В.Н. Матвеев

д.т.н., профессор

В.В. Бирюк

к.т.н., ассистент

Е.А. Буланова

д.т.н., профессор

А.И. Ермаков

к.т.н., ассистент

И.В. Коломин

д.т.н., профессор

А.Н. Первышин

д.т.н., профессор

Н.Д. Проничев

к.т.н., ассистент

М.В. Силютин

д.т.н., профессор

С.В. Фалалеев

к.т.н., доцент

А.П. Шулепов

## РЕФЕРАТ

Образовательный модуль: 480 стр., 140 рис., табл. 55

### **ПОДГОТОВКА АСПИРАНТОВ, РАБОЧИЕ ПРОГРАММЫ ДИСЦИПЛИН, ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ КОНТЕНТЫ, ДВИГАТЕЛИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ, ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ,**

В модуле представлены требования к содержанию основной профессиональной образовательной программы послевузовского профессионального образования (аспирантура) по научной специальности 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» и рабочие программы дисциплин по блокам специальных дисциплин отрасли наук и научной специальности, а также по факультативным дисциплинам.

В соответствии с разработанными требованиями в модуле приведены образовательные контенты по четырем модулям – разделам учебных дисциплин:

- Опоры и уплотнения авиационных двигателей и энергетических установок;
- Ракетные двигатели малой тяги;
- Технологические методы обеспечения надежности двигателей летательных аппаратов;
- Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов.

Отличительной особенностью образовательных контентов является включение в их состав материалов исследований, проведенных за последние десять лет. Контенты предполагают использование учебно-научного, научного, лабораторного оборудования и программного обеспечения, приобретенного СГАУ в рамках Программы развития национального исследовательского университета и в ходе выполнения инновационной образовательной программы СГАУ в 2006-2007 гг.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	6
1 ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ ОСНОВНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ ПОДГОТОВКИ АСПИРАНТОВ И РАБОЧИЕ ПРОГРАММЫ ДИСЦИПЛИН.....	7
1.1 Требования к содержанию основной образовательной программы подготовки аспирантов по научной специальности: «05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов».....	7
1.2 Рабочая программа по дисциплине «Газотурбинные двигатели».....	9
1.3 Рабочая программа по дисциплине «Ракетные двигатели».....	
1.4 Рабочая программа по дисциплине «Двигатели внутреннего сгорания».....	
1.5 Рабочая программа по дисциплине «Теория ВРД и газотурбинных энергетических установок».....	
1.6 Рабочая программа по дисциплине «Теория ракетных двигателей и энергетических установок космических аппаратов».....	
1.7 Рабочая программа по дисциплине «Рабочие процессы камер сгорания газотурбинных двигателей».....	
1.8 Рабочая программа по дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин».....	
1.9 Рабочая программа по дисциплине «Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей».....	
1.10 Рабочая программа по дисциплине «Проектирование и конструкция ракетных двигателей».....	
1.11 Рабочая программа по дисциплине «Педагогическая практика».....	
1.12 Рабочая программа по дисциплине «Защита интеллектуальной собственности».....	
1.13 Рабочая программа по дисциплине «Компьютерные технологии поддержки проектирования».....	
1.14 Рабочая программа по дисциплине «Интегрированные информационные технологии».....	
2 ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ КОНТЕНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН ОТРАСЛИ И НАУЧНОЙ СПЕЦИАЛЬНОСТИ.....	
2.1 Образовательный контент по разделу опоры и уплотнения авиационных двигателей и энергетических установок.....	
2.2 Образовательный контент по разделу ракетные двигатели малой тяги.....	
2.3 Образовательный контент по разделу технологические методы обеспечения надежности двигателей летательных аппаратов.....	



2.4 Образовательный контент по разделу системы охлаждения двигателей летательных аппаратов.....	
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	480

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время перед Самарским государственным аэрокосмическим университетом (СГАУ) как национальным исследовательским университетом (НИУ) стоит задача модернизации процесса подготовки кадров высшей квалификации, заключающаяся в обеспечении большей системности образовательного процесса и перевода его на качественно новый уровень использования информационных технологий, как в теоретических, так и экспериментальных исследованиях.

С целью обеспечения системности образовательного процесса в СГАУ с 2005 года осуществляется разработка требований к содержанию основных образовательных программ (ООП) подготовки аспиранта по научным специальностям и рабочих программ дисциплин. Модернизация подготовки аспирантов предполагает как усовершенствование содержания таких требований, так и введения в их состав востребованных развитием науки и техники новых дисциплин.

В дополнение к этому для расширения эрудиции аспирантов в области науки, в рамках которой осуществляется их профессиональная деятельность, и знакомства аспирантов с научными направлениями, развиваемыми в СГАУ, целесообразно разработать специальные образовательные контенты.

Весь перечисленный выше комплекс методического обеспечения должен быть доступен в интерактивном режиме и подразумевает интенсификацию разработки и внедрения современных электронных дистантных (дистанционных) систем и программных сервисов. Вместе с тем, представляется целесообразным использование в образовательном процессе при выполнении исследований экспериментального оборудования и программного обеспечения, приобретенного в рамках выполнения Программы развития СГАУ (национального исследовательского университета) в 2009 и 2010 годах, а также закупленного в ходе выполнения инновационной образовательной программы СГАУ в 2006-2007 г.г.

В соответствии с отмеченным выше при усовершенствовании основной образовательной программы подготовки аспирантов по научной специальности «05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» создано методическое обеспечение в составе:

- требований к содержанию соответствующей ООП;
- рабочих программ дисциплин по блокам специальных дисциплин отрасли наук и научной специальности;
- рабочих программ по факультативным дисциплинам;
- образовательных контентов по таким четырем модулям – разделам учебных дисциплин, как «Проектирование опор и уплотнений авиационных двигателей», «Ракетные двигатели малой тяги», «Технологические методы обеспечения надежности двигателей летательных аппаратов» и «Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов».

# **1 ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ ОСНОВНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ ПОДГОТОВКИ АСПИРАНТОВ И РАБОЧИЕ ПРОГРАММЫ ДИСЦИПЛИН**

## **1.1 Требования к содержанию основной образовательной программы подготовки аспирантов по научной специальности: «05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов»**

При усовершенствовании требований к содержанию ООП подготовки аспирантов по научной специальности 05.07.05 и формирования состава дисциплин были учтены следующие моменты.

Для обеспечения полинаправленности подготовки аспирантов в состав дисциплин по выбору аспиранта блок специальных дисциплин отрасли наук и научной специальности были введены такие дисциплины, как «Газотурбинные двигатели», «Ракетные двигатели» и «Двигатели внутреннего сгорания». Эти дисциплины предназначены для расширения эрудиции аспирантов в отрасли наук, в области которых предполагается выполнение диссертационной работы.

Для знакомства аспиранта с научным направлением, в рамках которого предполагается выполнение исследований, предусмотрены такие дисциплины как:

- «Теория воздушно-реактивных двигателей и газотурбинных энергетических установок»;
- «Теория ракетных двигателей и энергетических установок космических аппаратов»;
- «Рабочие процессы камер сгорания газотурбинных двигателей»;
- «Теория и расчет лопаточных машин»;
- «Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей»;
- «Проектирование и конструкция ракетных двигателей»;
- «Инновационные технологии производства двигателей летательных аппаратов».

В блоке факультативных дисциплин для формирования навыков использования в исследованиях информационных технологий введены дисциплины «Компьютерные технологии поддержки проектирования» и «Интегрированные информационные технологии».

## **1.2 Рабочая программа по дисциплине «Газотурбинные двигатели»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_/А.В. Дорошин

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_/Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Газотурбинные двигатели

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Спец.дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору

Код учебного плана

05.07.05

Факультет

2

Кафедра

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов

Курс

Аспирантура

Семестр

Лекции (СЛ)

16

Семинарские и практические занятия (СП)

0

Лабораторные занятия (СЛР)

8

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

д. т.н., профессор Фалалеев С.В.

\_\_\_\_\_

(подпись)

Заведующий кафедрой:

д.т.н., профессор Фалалеев С.В.

\_\_\_\_\_

(подпись)

Рабочая програма обсуждена на заседании кафедры

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппарато

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Цель освоения дисциплины "Газотурбинные двигатели" - дать представление о типах и параметрах газотурбинного двигателя (ГТД), конструкции ГТД, требованиях к ГТД, конструкции основных узлов, входящих в двигатель, усилиях в ГТД и способах передачи этих сил

ий.

При изучении дисциплины поставлены следующие задачи:

- проанализировать принципы конструирования ГТД;
- раскрыть основные факторы, определяющие конструктивную и технологическую преемственность ГТД;
- показать стадии и этапы разработки двигателя, необходимость системного подхода к проблеме конструирования ГТД.

Эти задачи достигаются при помощи изучения:

- конструкций существующих ГТД;
- принципов и методологии разработки конструкций ГТД различных типов с учетом условий эксплуатации;
- взаимодействия основных деталей и сборочных единиц в составе ГТД.

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Обучающиеся, завершившие изучение данной дисциплины, должны знать:

- основные типы ГТД, их параметры;
- требования, предъявляемые к ГТД;
- функциональное назначение основных узлов ГТД;
- типы конструктивно-силовых схем двигателя;
- условия работы и нагрузки, действующие на основные детали ГТД и их влияние на конструкцию;

уметь: - читать и выполнять конструктивно-силовые схемы АД и ЭУ, анализировать их преимущества и недостатки;

иметь представление:

- об общих требованиях к двигателям различного класса и назначения;
- о способах обеспечения эксплуатационной надежности, технологичности, ремонтпригодности ГТД;
- о направлении развития двигателестроения.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Усвоение курса "Газотурбинные двигатели" требует знаний по следующим разделам перечисленных ниже дисциплин:

Инженерная графика: правила выполнения сборочных и рабочих чертежей,

составление спецификации.

Информатика: графические редакторы. Теоретическая механика: общие теоремы динамики материальной системы, пространственные системы сил.

Сопромат: изгиб, кручение, сложное сопротивление, прочность материалов, геометрические характеристики сечений, критерии прочности, расчет упругих систем, прочность при циклически изменяющихся напряжениях; колебания упругих систем; основы расчетов

а ползучесть.

Метрология, стандартизация и сертификация: качества, допуски и посадки, чистота обработки поверхности, отклонение формы.

Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: теория рабочих процессов компрессоров) и турбин.

Технология конструкционных материалов: механические свойства конструкционных материалов, характеристики материалов и факторы, их обуславливающие, технология конструкционных материалов.

Детали машин и основы конструирования: критерии работоспособности деталей.

История техники.

### 1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)

Курс "Газотурбинные двигатели" является опорным для дисциплины "Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей", а также для научно-исследовательской работы.

## 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0,16 16 часов 0,44 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 1	Типы ГТД и требования к ним. Этапы создания ГТД. Принципы конструирования. Виды конструкторской документации. Обеспечение модульности конструкции на стадии проектирования.
		Конструктивные схемы и силовые системы ГТД. Условия работы, конструктивно-технологические требования, нагрузки, силовые потоки по роторам и корпусам. Силовые системы роторов и корпусов.
		Силовые связи корпусов, передача усилий, центрирование. Определение осевой силы, действующей на основные элементы ГТД. Силовые связи роторов, особенности конструкций роторов различного типа.



		Конструкция турбокомпрессора АД. Компрессоры. Типы, основные параметры и их выбор. Типы роторов, конструкция осевых компрессоров, условия работы, способы передачи сил и моментов.
		Рабочие лопатки, типы хвостовиков. Направляющие аппараты и корпуса. Типы корпусов. Определение осевых и радиальных зазоров. Уплотнение радиальных зазоров. Основные материалы, применяемые в компрессорах.
		Энергетическая установка летательного аппарата. Особенности проектирования турбокомпрессора при конвертировании ГТД в качестве привода. Конструкция свободной турбины
СП 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СЛР 0,08 8 часов 0,22 кредитов	Активные 1	Конструктивные схемы ГТД
		Компрессоры ГТД
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 1	Анализ фирм-изготовителей ГТД
		Изучение и выполнение конструктивно-силовых схем ГТД по индивидуальному заданию при помощи методических указаний
		Расчет осевой силы.
		Изучение конструкции компрессоров ГТД по индивидуальному заданию при помощи методических указаний
		Изучение конструкции энергетической установки летательного аппарата

	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

### **3 Инновационные методы обучения**

Изучение конструкции двигателей с использованием натуральных макетов двигателей в моторном классе и компьютерной базы продольных разрезов отечественных и зарубежных двигателей в компьютерном классе. При изучении ГТД особое внимание обращается на обоснование принятых конструктивных решений и поиск возможных альтернативных конструкций.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Макеты двигателей: Д20П, Д30, Д36, НК-8, НК-12, АИ-24, АИ-25, АЛ-31Ф, Р11-Ф2-300, ГТДЗФ, ТВ2-117, ЭВОН, ЮМО 001, ВК-1.
2. Компьютерный класс, используемый для выполнения графической документации и проведения расчетов.
3. Чертежи элементов и деталей двигателей.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л., Постников А.В., Федорченко Д.Г., Цыбизов Ю.И. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. Монография УДК 621.431.75 Самара СНЦ РАН, 2008.-620с.
2. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование АД и ЭУ. Уч. пос. Самара, РИО СГАУ ,2007, - 120с.
3. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки»- Под общ. ред. Д.В. Хромина. М.: Машиностроение, 1989. - 368с.

#### **5.2 Дополнительная литература**

1. Зрелов В.А. Отечественные ГТД. Основные параметры и конструктивные схемы. Части 1,2. Учебное пособие. Самара, 2002. – 460с.
2. Григорьев В.А., Зрелов В.А., Игнаткин Ю.М., Кузьмичев В.С., Пономарев Б.А., Шахматов Е.В. Вертолетные газотурбинные двигатели Москва, Машиностроение, 2007, - 491с.
3. Панин Е.А. Структурный состав авиационных двигателей и энергетических установок Метод указ. Самара, СГАУ , 2008, - 26с.
4. Старцев Н. И. Конструкция и проектирование турбокомпрессора ГТД. Учебное пособие. Самара: Издательство СГАУ, 2006. - 225с.
5. Новиков Д.К., Зрелов В.А., Панин Е.А. Формирование конструктивных схем ГТД и расчет осевых сил в турбокомпрессоре. Учебное пособие. Самара: Издательство СГАУ, 2006. -33с.
6. Кузнецов Н.Д., Гриценко Е.А., Данильченко В. П., Резник В.Е. Основы конвертирования авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. Учебное пособие. – Самара, 1995. - 86с.

### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

Старцев Н.И. Конструкция и проектирование турбокомпрессора ГТД [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Н. И. Старцев ; Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Электрон. текстовые и граф. дан. (267 Мбайт). - Самара : ЦНИТ СГАУ, 2006.

Сайты ведущих авиадвигателестроительных фирм и научно-исследовательских институтов:

[www.ciam.ru](http://www.ciam.ru)

[www.ge.com](http://www.ge.com)

[www.pwc.ca](http://www.pwc.ca)

[www.snecma.com](http://www.snecma.com)

[www.rolls-royce.com](http://www.rolls-royce.com)

[www.mtu.de](http://www.mtu.de)

### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Изучение конструкции ГТД проводится по разрезным макетам ГТД с использованием соответствующих методических указаний. Обучающиеся должны в тетрадях воспроизвести отдельные элементы конструкции изучаемого объекта и обосновать целесообразность принятых конструктивных решений. Лабораторные работы являются установочными по изучению конструктивно-силовых схем и конструкций ГТД, в дальнейшем несколько иных вариантов подобных заданий дается обучающему для самостоятельного изучения при помощи имеющихся на кафедре методических пособий.

Для допуска к экзамену необходимо отчитаться по индивидуальным заданиям по изучению конструкции ГТД. Экзамен проводится согласно положению о текущем и промежуточном контроле знаний, утверждённому ректором университета.

Экзаменационная оценка ставится на основании письменного и устного ответов по экзаменационному билету, а также, при необходимости, ответов на дополнительные вопросы. Экзаменационный билет включает два теоретических вопроса.

### **1.3 Рабочая программа по дисциплине «Ракетные двигатели»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Ракетные двигатели

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Специальные дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору аспиранта

Код учебного плана

Факультет

2

Кафедра

ТДЛА

Курс

Семестр

Лекции (СЛ)

2

Семинарские и практические занятия (СП)

22

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
05.07.05 "Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов"

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Егорычев В.С., доц., к.т.н., Силютин М.  
В., ассистент

\_\_\_\_\_ (подпись)

Заведующий кафедрой:

Матвеев Валерий Николаевич, проф.,  
д.т.н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

ТДЛА

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

- 1.Формирование у аспирантов основ глубокой теоретической подготовки в области ракетных двигателей, позволяющей успешно решать комплексные задачи создания конкурентноспособных ракетных двигателей
- 2.Выработка у аспирантов методических приемов и практических навыков решения конкретных задач на всех этапах жизненного цикла ракетных двигателей, отвечающих требованиям технического задания.

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспирант после изучения данной дисциплины должен знать:

- основные современные методы проектирования, производства и эксплуатации ракетных двигателей;

уметь:

применять современные методы проектирования и эксплуатации ракетных двигателей в профессиональной деятельности

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Для успешного освоения курса " Ракетные двигатели" аспиранты должны знать следующие предшествующие дисциплины:

- 1) теория, расчет и проектирование ракетных двигателей;
- 2) основы конструирования ракетных двигателей;
- 3) технология производства ракетных двигателей.

### **1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)**

Знания по дисциплине "Ракетные двигатели" необходимы для успешного обучения в аспирантуре по научному направлению "Ракетные двигатели и энергетические установки космических аппаратов"

## **2 Содержание рабочей программы (модуля)**

Семестр 1		
СЛ 0,02 2 часов 0,06 кредитов	Активные 1	Установочная лекция по ракетным двигателям
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

СП 0,22 22 часов 0,61 кредитов	Активные 1	Роль моделирования при решении технических проблем, связанных с созданием и эксплуатацией ракетных двигателей
		Модель химического состава и энергетических свойств компонентов топлива
		Численная модель внутреннего течения продуктов сгорания в соплах ракетных двигателей
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,12 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 1	Общие вопросы теории ракетных двигателей
		Жидкостные ракетные двигатели
		Ракетные двигатели на твердом топливе
		Электрические ракетные двигатели
		Ядерные ракетные двигатели
		Энергетические установки космических аппаратов
	Традиционные 0	



### **3 Инновационные методы обучения**

1. Ситуационный подход к содержанию практических занятий, при котором аспиранты должны самостоятельно искать выходы из ситуаций, характерных для профессиональной деятельности, связанной с созданием конкурентоспособной продукции
2. Решение задач исследовательского характера с использованием методов компьютерного моделирования
3. Для развития профессиональных навыков, необходимых аспирантам, программа предлагает интерактивных форм самостоятельной работы.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Компьютерный класс кафедры ТДЛА, используемый при проведении самостоятельных расчетных исследований
2. Прикладное программное обеспечение
3. Мультимедиапроектор для демонстрации презентаций и видеороликов

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Алемасов, В.Е. Теория ракетных двигателей. [Текст]: учебник для ВУЗов/Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.Л.- М: Машиностроение, 1989. - 464 е.: ил.
2. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования: Учебник для вузов. - 2-е изд. перераб. и доп. / Под ред. Д.А. Ягодникова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. -488 е.: ил.

#### **5.2 Дополнительная литература**

1. Жуковский А.Е., Кондрусьев В.С., Окорочков В.В. Испытания жидкостных ракетных двигателей: Учебник для студентов авиационных специальностей вузов. - 2-е изд. перераб. и доп. М: Машиностроение, 1992. - 325 с.: ил.
2. Липанов А.М., Алиев А.В. Проектирование РДТТ. - М.: Высш. шк., 1995.

#### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

#### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Текущий контроль знаний аспирантов проводится в виде контрольных опросов в интерактивном режиме не реже одного раза в месяц. Зачет по дисциплине проставляется на последнем практическом занятии по итогам собеседования с аспирантом.

#### **1.4 Рабочая программа по дисциплине «Двигатели внутреннего сгорания»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
 Государственное образовательное учреждение  
 высшего профессионального образования  
 "Самарский государственный аэрокосмический университет  
 имени академика С.П. Королёва  
 (национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Двигатели внутреннего сгорания

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Специальные дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору студента

Код учебного плана

-

Факультет

Двигатели летательных аппаратов

Кафедра

Теплотехники и тепловых двигателей

Курс

-

Семестр

-

Лекции (СЛ)

4

Семинарские и практические занятия (СП)

20

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

-

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
Требования научной специальности 05.07.05

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Коломин И.В., доцент, к.т.н.

---

(подпись)

Заведующий кафедрой:

Лукачев С.В.

---

(подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры  
Теплотехники и тепловых двигателей

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

- 1.1. Способность выполнения расчета параметров рабочего процесса и характеристик поршневых и комбинированных ДВС.
- 1.2. Способность разрабатывать и осуществлять программы испытаний поршневых и комбинированных ДВС.
- 1.3. Способность разрабатывать рабочие планы и программы проведения научных исследований и технических разработок в области поршневых и комбинированных ДВС.
- 1.4. Способность разработки методики и организации проведения экспериментов и испытаний поршневых и комбинированных ДВС, проведения обработки и анализа результатов экспериментов.

## **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

1. Выработка у аспирантов навыков проведения теплового расчета, анализа рабочего процесса и характеристик поршневых и комбинированных ДВС.
2. Формирование навыков проектирования поршневых и комбинированных ДВС
3. Формирование навыков экспериментального исследования поршневых и комбинированных ДВС

## **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспиранты, завершившие изучение данной дисциплины, должны:  
знать:

- методы проведения теплового расчета поршневых и комбинированных ДВС;
- методы проектирования поршневых и комбинированных ДВС;
- методы определения характеристик поршневых и комбинированных ДВС;
- методы проведения испытаний поршневых и комбинированных ДВС и их основных элементов;

уметь:

- моделировать и анализировать рабочие процессы поршневых и комбинированных ДВС;
- проводить физические эксперименты по исследованию рабочих процессов и определению характеристик поршневых и комбинированных ДВС;
- проводить проектные и поверочные расчеты поршневых и комбинированных ДВС;

иметь практические навыки:

- проектирования поршневых и комбинированных ДВС;
- проведения исследований поршневых и комбинированных ДВС и их элементов.

## **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

## 1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)

### 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0,04 4 часов 0,11 кредитов	Активные 1	Термодинамические основы работы поршневых и комбинированных ДВС
		Этапы проектирования поршневых и комбинированных ДВС
		Экспериментальные методы исследования поршневых и комбинированных ДВС и их элементов
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СП 0,2 20 часов 0,56 кредитов	Активные 0,5	Расчет рабочего процесса поршневого ДВС
		Расчет рабочего процесса комбинированного ДВС
		Проектирование поршневого и комбинированного ДВС
		Методика получения характеристик ДВС на стенде и методики обработки результатов испытаний ДВС
	Интерактивные 0,5	Моделирование рабочего процесса в цилиндре ДВС
		Моделирование системы охлаждения ДВС
		Расчетное определение характеристик поршневого и комбинированного ДВС
		Формирование алгоритмов проведения испытаний поршневого и комбинированного ДВС
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0,2	Подготовка к практическим занятиям
	Традиционные 0,8	Формирование компьютерных твердотельных моделей элементов ДВС
		Формирование конечно-элементных моделей потока в цилиндре ДВС
		Выбор параметров решателей

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Выполнение расчетных практических работ с использованием газодинамических программных комплексов.
2. Моделирование рабочих процессов поршневых и комбинированных ДВС с учетом тепловых и динамических нагрузок.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Учебная лаборатория ДВС кафедры ТТиТД.
2. Вычислительный центр кафедры ТТиТД.
  - 2.1. Программный комплекс для проведения газодинамических расчетов Ansys Reserch.
  - 2.2. Программное обеспечение для проведения проектных расчетов ДВС.
3. Оборудование для выполнения экспериментальных исследований:
  - 3.1. Стенд для определения характеристик одноцилиндрового ДВС, оснащенный экспериментальной установкой, воздушной магистралью низкого давления, автоматизированной системой управления проведением эксперимента.
  - 3.2 Стенд для определения характеристик четырехцилиндрового ДВС, оснащенный экспериментальной установкой, воздушной магистралью низкого давления, автоматизированной системой управления проведением эксперимента.
  - 3.3. Стенд для определения качества распыла топлива форсункой ДВС, автоматизированной системой управления проведением эксперимента.
4. Плакаты, макеты и натурные образцы по каталогу кафедры.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – 3-е изд., перераб. и доп./С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина, М.Г. Кру

глова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб./ Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с., ил.

3. Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов./А.И. Колчин, В.П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.: ил.

## **5.2 Дополнительная литература**

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – 4-е изд., перераб. и доп./Д.Н.Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 376 с.

2. Лукачев С.В. Эксплуатация автомобильных и авиационных ДВС: учеб. пособие./С.В. Лукачев, С.Г. Матвеев, М.Ю. Орлов и др. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. - 428 с., ил.

3. Марков В.А., Козлов С.И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 296 с., ил.

4. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 2 Динамика и конструирование [Текст] / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.:Высш.шк., 1995. – 319 с.

5. Толстоногов, А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст] : учеб. пособие / А.П. Толстоногов, И.В. Коломин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 168 с. : ил.

6. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов [и др.]; под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

## **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

[www.ansysolutions.ru](http://www.ansysolutions.ru)

<http://fluent.com>

<http://fluentusers.com>

## **5.4 Методические указания и рекомендации**



**1.5 Рабочая программа по дисциплине «Теория ВРД и газотурбинных энергетических установок»**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
 Государственное образовательное учреждение  
 высшего профессионального образования  
 "Самарский государственный аэрокосмический университет  
 имени академика С.П. Королёва  
 (национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Теория ВРД и газотурбинных энергетических установок

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Специальные дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору студента

Код учебного плана

-

Факультет

Двигатели летательных аппаратов

Кафедра

ТДЛА

Курс

-

Семестр

-

Лекции (СЛ)

2

Семинарские и практические занятия (СП)

22

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

-

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
Требования научной специальности 05.07.05

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Кулагин В.В., профессор, к.т.н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Заведующий кафедрой:

Матвеев В.Н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

ТДЛА

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

- 1.1. Способность выполнения расчета параметров рабочего процесса воздушно-реактивных двигателей и газотурбинных энергетических установок
- 1.2. Способность разрабатывать и осуществлять программы испытаний воздушно-реактивных двигателей и газотурбинных энергетических установок
- 1.3. Способность разрабатывать рабочие планы и программы проведения научных исследований и технических разработок в области газотурбинных двигателей
- 1.4. Способность разработки методики и организации проведения экспериментов и испытаний воздушно-реактивных двигателей, проведения обработки и анализа результатов экспериментов

## **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Цель дисциплины – подготовить аспиранта к самостоятельному проведению исследований рабочего процесса воздушно-реактивных двигателей (ВРД), газотурбинных энергетических установок и формированию методик их проектного термогазодинамического расчета.

Задачи дисциплины:

1. Освоение приемов термодинамического анализа проектируемых ВРД и газотурбинных энергетических установок.
2. Формирование компетенций выбора основных параметров ВРД на начальном этапе их проектирования.
3. Освоение приемов анализа совместной работы узлов газотурбинных двигателей.
4. Обучение основам газодинамической доводки двигателей.

## **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспиранты, завершившие изучение данной дисциплины, должны:  
знать:

- математические модели различных типов ВРД;
- методы термодинамического анализа проектируемых газотурбинных двигателей;
- методы определения характеристик газотурбинных двигателей;
- методы выбора основных параметров газотурбинного двигателя (ГТД) на начальном этапе проектирования;

уметь:

- моделировать и анализировать рабочие процессы различных типов ГТД;
- проводить эксперименты по исследованию рабочих процессов и определению характеристик ГТД;
- проводить проектные расчеты и расчеты характеристик ГТД;

иметь практические навыки:

- проведения расчетных исследований рабочих процессов и характеристик ГТД;

- проведения экспериментальных исследований ГТД.

#### 1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)

#### 1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)

### 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0,02 2 часов 0,06 кредитов	Активные 1 Интерактивные 0	Установочная лекция по теории ВРД и газотурбинным энергетическим установкам
	Традиционные 0	
СП 0,22 22 часов 0,61 кредитов	Активные 0,5 Интерактивные 0,5	Воздушно-реактивные двигатели и газотурбинные энергетические установки как тепловые машины ВРД как движитель Теоретические основы рабочего процесса ГТД Испытания ВРД Входные и выходные устройства Камеры сгорания и топлива Компрессора и турбины Динамика ГТД Воздействие двигателей на окружающую среду Согласование силовой установки и самолета
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1 Интерактивные 0 Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0 Интерактивные 0 Традиционные 0	

СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0,2	Подготовка к практическим занятиям
	Традиционные 0,8	Зависимость удельных параметров ГТД от параметров рабочего процесса и внешних условий
		Оптимальные параметры ГТД и их зависимость от условий полета
		Алгоритм проектного расчета ГТД
		Высотно-скоростные и дроссельные характеристики двигателей.
		Совместная работа узлов ГТД с одним и несколькими управляющими факторами
		Термогазодинамические основы управления двигателем
		Способы снижения шума двигателей. Вредные выбросы авиационных двигателей
		Прямоточные ВРД
		Комбинированные ВРД
		Надежность авиационных двигателей

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Выполнение расчетных практических работ с использованием программного комплекса АСТРА.
2. Проведение испытаний ГТД на стендах с автоматизированной системой управления экспериментом, измерений, сбора, обработки и визуализации информации.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Учебная лаборатория ВРД.
2. Стенд для испытания ГТД с имитацией высотных условий полета.
3. Вычислительный центр кафедры ТДЛА.
  - 3.1. Программный комплекс АСТРА для термодинамических расчетов ГТД различных схем.
  - 3.2. Программный комплекс для проведения газодинамических расчетов Ansys Reserch.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок/ В.В. Кулагин// Основы теории ГТД: Учебник. Кн.1:

Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.2: Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. - М.: Машиностроение, 2002. - 616 с.

2. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей [Текст]/ Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. - М.: Машиностроение, 1977. - Часть 1. - 312 с.

3. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. - М.: Машиностроение, 1978. - Часть 2. - 336 с.

4. Нечаев, Ю.Н. Законы управления и характеристики авиационных силовых установок [Текст]: учебник/ Ю.Н. Нечаев. - М.: Машиностроение, 1995. - 400 с.

5. Нечаев, Ю.Н. Авиационные турбореактивные двигатели с изменяемым рабочим процессом для многорежимных самолетов [Текст]/ Ю.Н. Нечаев, В.Н. Кобельков, А.С. Полев. - М.: Машиностроение, 1988. - 176 с.

6. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. Кн. 3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД [Текст]/ С.К. Бочкарев [и др.]; под общ. ред. В.В. Кулагина. - М.: Машиностроение, 2005. - 464 с.

7. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]/ под ред. В.А. Сосунова и В.М. Чепкина. - М.: Изд-во МАИ, 2003. - 688 с.

## **5.2 Дополнительная литература**

1. Ахмедзянов, А.М. Проектирование авиационных ГТД [Текст]/ А.М. Ахмедзянов, В.П. Алаторцев, Х.С. Гумеров и др. — Уфа: изд. УАИ, 1987. - 227 с.

2. Григорьев, В.А. Вертолетные газотурбинные двигатели [Текст]/ В.А. Григорьев, В.А. Зрелов, Ю.М. Игнаткин. - М.: Машиностроение, 2007. - 491 с.

3. Гуревич, О.С. Интегрированное управление силовой установкой многорежимного самолета [Текст]/ О.С. Гуревич, Ф.Д. Гольдберг, О.Д. Селиванов; под общ. ред. О.С. Гуревича. - М.: Машиностроение, 1993. - 304 с.

4. Емин, О.Н. Использование авиационных ГТД для создания наземных транспортных и стационарных энергетических установок [Текст]: учебное пособие./ О.Н. Емин. - М.: МАИ, 1998. - 80 с.

5. Маслов, В.Г. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД [Текст]/ В.Г. Маслов [и др.] - Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 1996. - 147 с.

6. Термодинамические расчеты и расчет характеристик авиационных ГТД [Текст]/ под ред. В.И. Бакулева. - М.: Изд-во МАИ, 2002.

7. Тунаков А.П., Кривошеев И.А., Ахмедзянов Д.А. САПР газотурбинных двигателей [Текст]: учебное пособие. - Уфа: УГАТУ, 2005. - 272 с.

8. Югов, О.К. Основы интеграции самолета и двигателя [Текст]/ О.К. Югов, О.Д. Селиванов. - М.: Машиностроение, 1989. - 304 с.

## **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

[www.ansyssolutions.ru](http://www.ansyssolutions.ru)

## **5.4 Методические указания и рекомендации**

**1.6 Рабочая программа по дисциплине «Теория ракетных двигателей и энергетических установок космических аппаратов»**



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Теория ракетных двигателей и энергетических установок КА

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Специальные дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору аспиранта

Код учебного плана

Факультет

Двигатели летательных аппаратов

Кафедра

Теория двигателей летательных аппаратов

Курс

Семестр

Лекции (СЛ)

2

Семинарские и практические занятия (СП)

22

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
05.07.05 "Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов"

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Егорычев В.С., доц., к.т.н., Силютин М.  
В., ассистент

\_\_\_\_\_

(подпись)

Заведующий кафедрой:

Матвеев Валерий Николаевич, проф.,  
д.т.н.

\_\_\_\_\_

(подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

Теория двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Целью курса является обучение аспирантов теоретическим основам организации рабочего процесса в ракетных двигателях. Обучение основным принципам и методам расчета и проектирования внутрикамерных процессов. Освоение современных методов интенсификации процессов смесеобразования и горения ракетных топлив.

Обучение методам и средствам испытаний с использованием автоматизированных систем сбора, обработки, представления и хранения измерительной информации.

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспирант после изучения данной дисциплины должен знать:

1. Устройство и основные закономерности рабочего процесса в камерах сгорания ракетных двигателей.
2. Методы расчета организации рабочих процессов систем смесеобразования и горения.
3. Состав, свойства, энергетические и экологические характеристики ракетных топлив.
4. Закономерности образования вредных веществ в пламени и основные методы снижения вредного воздействия продуктов сгорания на окружающую природную среду.
5. Нормативные документы на ограничения выбросов вредных веществ.

Аспирант должен уметь :

1. Решать задачи выбора наиболее эффективных источников энергии для двигателей летательных аппаратов.
2. Выполнять расчеты струйных и центробежных форсунок, выбирать системы смесеобразования для двигателей различного типа.
3. Обрабатывать и анализировать результаты экспериментальных исследований.
4. Определять основные конструктивные параметры камер ракетных двигателей на основании данных термодинамического расчета.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

### **1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)**

## 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0,02 2 часов 0,06 кредитов	Активные 1	Установочная лекция по дисциплине: теория РД и энергетических установок космических аппаратов
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СП 0,22 22 часов 0,61 кредитов	Активные 0,3	Основные физические принципы построения и классификация двигателей летательных аппаратов
		Теоретические основы химических ракетных двигателей
		Жидкостные ракетные двигатели
	Интерактивные 0,7	Ракетные двигатели и твердые топлива
		Экологические проблемы воздействия ракетно-космической техники на окружающую среду
		Экспериментальное определение основных параметров РД
		Экспериментальное определение динамических и энергетических свойств ЖРД малой тяги
		Двигательная установка искусственного спутника Земли
		Исследование жидкостных центробежных форсунок двигателей летательных аппаратов
		Количественное определение несимметричного диметилгидрозина в воздушной среде
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,12 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0,8	Основные параметры ракетного двигателя (РД)

		Течение рабочего тела в соплах РД
		Теплообмен в РД
		Характеристики РД
		Термодинамический расчет РД
		Рабочий процесс в камере сгорания жидкостного ракетного двигателя (ЖРД)
		Неустойчивость рабочего процесса в ЖРД
		Теория турбонасосной системы подачи топлива и ее элементов
		Динамические процессы и регулирование ЖРД
		ЖРД малой тяги
		Теория стационарного горения твердых ракетных топлив
		Газотермодинамика в камере сгорания ракетных двигателей на твердом топливе (РДТТ)
		Разброс параметров и регулирование РДТТ
		Тепловое состояние элементов РДТТ и их защита
		Электростатические РД
		Ионные РД
		Электромагнитные РД
		Основные закономерности преобразования энергии в энергетических установках КА
		Энергетические установки с фотоэлектрическими преобразователями
		Энергетические установки с термоэлектрическими преобразователями
		Энергетические установки с электрохимическими преобразователями
		Энергетические установки с термоэмиссионными преобразователями
	Традиционные 0,2	Исторические аспекты и современные проблемы энергетики и экологии ракетных двигателей и энергетических установок

### **3 Инновационные методы обучения**

Использование в учебном процессе на практических занятиях таких форм интерактивных занятий, как видеоконференции.

При подаче лекционного материала используется мультимедиа материалы.

Презентация рефератов выполняется с использованием мультимедиа материалов на практических занятиях.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Компьютерный класс кафедры ТДЛА2. Программный комплекс ANSYS Academic Reserch

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования: Учебник для вузов. - 2-е изд. перераб. и доп. / Под ред. Д.А. Ягодникова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. -488 с.
2. Пирумов В.Г., Росляков Г.С. Газовая динамика сопел. – М.: Наука, 1990 – 380 с.
3. Ракетные двигатели и проблемы освоения космического пространства/ под ред. Ассовского И.А., Хайдена О.Д. – М.: Торус Пресс, 2005 – 520 с.

#### **5.2 Дополнительная литература**

- 1.Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П. Теория ракетных двигателей: Учебник для студентов вузов/ Под.ред. В.П. Глушко. – М.: Машиностроение, 1989. – 464с.
- 2.Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей: Учебник для авиационных спец.вузов. – в 2 кн./ Под.ред. В.М. Кудрявцева. – М.: Высшая школа, 1993.
3. Экологические проблемы и риски воздействия ракетно-космической техники на окружающую природную среду / Под общей ред. Чл.-к. РАН В.В. Адушкина, д.т.н. С.И. Козлова и к.т.н. А.В. Петрова. - М.: Изд-во «Анкил», 2000. - 640 с.
4. Липанов А.М., Алиев А.В. Проектирование РДТТ. - М.: Высш. шк., 1995.
5. Постников А.М. Снижение окислов азота в выхлопных газах. Самара: СНЦ РАН, 2002.-286 с.

#### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

#### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Текущий контроль знаний аспирантов проводится в виде контрольного опроса в интнерактивном режиме не реже одного раза в месяц

**1.7 Рабочая программа по дисциплине «Рабочие процессы камер сгорания газотурбинных двигателей»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Рабочие процессы камер сгорания газотурбинных двигателей

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Специальные дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору аспиранта

Код учебного плана

-

Факультет

Двигатели летательных аппаратов

Кафедра

Теплотехники и тепловых двигателей

Курс

-

Семестр

-

Лекции (СЛ)

4

Семинарские и практические занятия (СП)

4

Лабораторные занятия (СЛР)

16

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

-

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100



Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
Требования научной специальности 05.07.05

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Диденко А.А., доцент, к.т.н.

---

(подпись)

Заведующий кафедрой:

Лукачев С.В.

---

(подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры  
Теплотехники и тепловых двигателей

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

1. Способность выполнения расчета параметров рабочего процесса и характеристик камер сгорания ГТД.
2. Способность разрабатывать и осуществлять программы испытаний камер сгорания ГТД.
3. Способность разрабатывать рабочие планы и программы проведения научных исследований и технических разработок в области рабочего процесса камер сгорания ГТД.
4. Способность разработки методики и организации проведения экспериментов и испытаний камер сгорания ГТД, проведения обработки и анализа результатов экспериментов.

## **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

1. Усвоение общих физико-химических основ и специальных тем рабочего процесса в камерах сгорания ГТД.
2. Выработка у аспирантов навыков анализа рабочего процесса и характеристик камер сгорания.
3. Формирование навыков выбора схемы, основных параметров и проектирования камер сгорания авиационных ГТД.
4. Формирование навыков экспериментального исследования рабочего процесса камер сгорания.

## **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспиранты, завершившие изучение данной дисциплины, должны знать:

- физико-математические модели рабочего процесса в основных элементах камеры сгорания;
- методы проектирования и расчета рабочего процесса камеры сгорания ГТД;
- методы определения внутрикамерных параметров течения и характеристик камер сгорания;
- методы проведения испытаний камер сгорания и их основных элементов;

уметь:

- моделировать и анализировать рабочие процессы в камерах сгорания ГТД;
- проводить физические эксперименты по исследованию рабочих процессов и определению характеристик камер сгорания;
- проводить проектные и поверочные расчеты камер сгорания авиационных ГТД;

иметь практические навыки:

- проектирования камер сгорания ГТД;
- проведения исследований рабочего процесса камер сгорания

## **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Наименование дисциплин, используемых при изучении данной дисциплины:

- Термодинамика;
- Теория теплообмена;
- Механика жидкости и газа.

### 1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)

Наименование дисциплин, использующих изучаемую дисциплину:

- Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок;
- Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок.

## 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0,04 4 часов 0,11 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 1	Общие сведения о камерах сгорания и требования к ним
		Физико-химические и термогазодинамические основы рабочего процесса камер сгорания ГТД
		Организация рабочего процесса в камерах сгорания
		Образование вредных веществ в камерах сгорания и методы уменьшения их концентраций
		Характеристики рабочего процесса камер сгорания и способы их получения
		Прогресс в разработке низкоэмиссионных камер сгорания
		Методы измерения термогазодинамических параметров в камерах сгорания
СП 0,04 4 часов 0,11 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0,2	
	Традиционные 0,8	Определение основных геометрических и режимных параметров КС
		Оценка характеристик и показателей по выбросам вредных веществ КС и двигателя
		Расчет распределения воздуха и топлива по длине ЖТ
		Расчет распределения температуры газа по длине ЖТ

		Определение потребных спектра размеров капель и их СДК
		Расчет температуры стенки ЖТ (Расчет выходной радиальной эпюры температур газа)
СЛР 0,16 16 часов 0,44 кредитов	Активные 0,8	(Определение удельной теплоты сгорания топлива) Определение расходных характеристик форсунки и факела распыла
		(Измерение спектра распределения капель по размерам и их СДК)
		Измерение поля температур газа на выходе из КС
		Определение характеристик КС по запуску и срыву пламени
		(Измерение скоростей течения газа в элементах проточной части КС)
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0,2	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0,2	Подготовка к практическим занятиям
	Традиционные 0,8	Изучение лекционного материала, работа с первоисточниками
		Подготовка к практическим занятиям
		Подготовка к лабораторным работам

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Выполнение расчетных практических работ с использованием газодинамических программных комплексов.
2. Экспериментальное исследование процессов в камерах сгорания ГТД с использованием пробоотборных методов и химического анализа, а также лазерно-оптических измерительных систем.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Научно-образовательный центр газодинамических исследований:
  - 1.1. Лаборатория лазерной диагностики структуры потоков (к. 127, 128, 129 - 11 корп.)
  - 1.2. Лаборатория вычислительной газовой динамики (к. 233 - 11 корп.)

- 1.3. Лаборатория исследования моделей камер сгорания ГТД (к. 131, 233 - 11 корп.)
- 1.4. Химическая лаборатория (к. 226, 229 - 11 корп.)
2. Вычислительный центр кафедры теплотехники и тепловых двигателей (ауд. 102 - 5 корп.)
3. Оборудование для выполнения экспериментальных исследований:
  - 3.1. Пропылочная установка для испытания форсунок и измерения параметров качества распыливания топлива, оснащенная: а) воздушными и топливными магистралями низкого, среднего и высокого давления; б) лазерно-оптическими системами измерения размеров и скоростей капель, скоростей газа (к. 129 - 11 корп.)
  - 3.2. Лазерно-оптический измеритель размеров капель интегральным методом малоуглового дифракционного рассеяния монохроматического излучения (разработка и изготовление в СГАУ).
  - 3.3. 3D-PDA - лазерно-оптический фазо-доплеровский измеритель размеров и скоростей капель, скоростей несущего газо-воздушного потока (фирмы Dantec Dynamics, Дания).
  - 3.4. 3D-LDA - лазерный доплеровский анемометр - измеритель скоростей потока жидкости или газа (ИОЭТ СО РАН, г. Новосибирск).
  - 3.5. 2D-PIV - лазерно-оптический измеритель векторного поля скоростей газового потока (фирмы Dantec Dynamics, Дания).
4. Плакаты, макеты и натурные образцы по каталогу кафедры.

## **5 Учебно-методическое обеспечение**

### **5.1 Основная литература**

1. Кулагин, В.В. Камеры сгорания. Глава 4 в кн. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Кн. 1. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ: [Учебн. по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки»] / В.В. Кулагин. –М.: Машино-строение, 2002. -616с.
2. Шляхтенко, С.М. Камеры сгорания воздушно-реактивных двигателей. Глава 4 в кн. Теория воздушно-реактивных двигателей. [Учебн. для вузов, 2-е изд.] / Под ред. С.М. Шляхтенко : –М.: Машиностроение, 1987. -568с.
3. Пчелкин, Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. –М.: Машиностроение, 1984. -280с.
4. Нечаев, Ю.Н. Камеры сгорания. Глава 11 в кн. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. 2. / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров Р.М. –М.: Машиностроение, 1978. -336с.
5. Лефевр, А.Х. Процессы в камерах сгорания ГТД. -М.: Мир, 1986. -566с.

### **5.2 Дополнительная литература**

1. Варнатц, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ/ Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл// Пер. с англ. Г.Л. Агафонова. Под ред. П.А. Власова. -М.: Физматлит, 2003. -352с.
2. Гардинер, У. Химия горения/ Под ред. У. Гардинера// Пер. с англ. под ред. И.С. Заслонко -М.: Мир. 1988. -461с.
3. Диденко, А.А. Лазерно-оптические методы диагностики процессов горения: учеб. пособие/ А.А. Диденко, В.В. Бирюк, С.В. Лукачев, С.Г. Матвеев -Самара:

Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. -187с.

4. Дитякин, Ю.Ф. Распыливание жидкостей/Ю.Ф. Дитякин, Л.А. Клячко, Б.В. Новиков, В.И. Ягодкин -М.: Машиностроение, 1977. -207с.
5. Кныш, Ю.А. Методы снижения токсичности выхлопа воздушно-реактивных двигателей [Учебн. пособие]. – Куйбышев: КуАИ, 1979. -79с.
6. Лебедев, А.Б. Методы расчета распределения топлива в камерах сгорания/ А.Б. Лебедев, В.В. Третьяков// Обзор ЦИАМ № 355. -М.: ЦИАМ, 1992. -138с.
7. Лукачев, С.В. Образование и выгорание бенз(а)пирена при сжигании углеводородных топлив/ С.В. Лукачев, А.А. Горбатко, С.Г. Матвеев -М.: Машиностроение, 1999. -153с.
8. Онищик, И.И. Организация рабочего процесса и выбор параметров камер сгорания турбореактивных двигателей. [Учебн. пособие]/ И.И. Онищик, И.Л. Христофоров –М.: МАИ, 1982. -82с.
9. Раушенбах, Б.В. Физические основы рабочего процесса камер сгорания ВРД/ Б.В. Раушенбах, С.А. Белый, И.В. Беспалый и др. -М.: Машиностроение, 1964. -526с.
10. Резник, В.Е. Инженерные основы проектирования камер сгорания ГТД. [Учебн. пособие] / В.Е. Резник, В.П. Данильченко, Ю.Л. Ковылов, С.В. Лукачев. – Куйбышев: КуАИ, 1981. -80с.
11. Харитонов, В.Ф. Определение основных размеров камеры сгорания ГТУ: [Методические указания к курсовому и дипломному проектированию по специальности 130200 «Авиационные двигатели и энергетические установки»]. –Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 1997. -30с.
12. Чигир, Н.А. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени/Под ред. Н.А. Чигир// Пер. с англ. под ред. Ю.Ф. Дитякина -М.: Машиностроение, 1981. -407с.

### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

[www.elsevier/locate/combustflame](http://www.elsevier/locate/combustflame)

[www.elsevier/locate/proci](http://www.elsevier/locate/proci)

[www.elsevier/locate/procs](http://www.elsevier/locate/procs)

### **5.4 Методические указания и рекомендации**

## **1.8 Рабочая программа по дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_/А.В. Дорошин

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_/Ф.В. Гречников

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Теория и расчет лопаточных машин

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Специальные дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору студента

Код учебного плана

-

Факультет

Двигатели летательных аппаратов

Кафедра

ТДЛА

Курс

-

Семестр

-

Лекции (СЛ)

4

Семинарские и практические занятия (СП)

24

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

-

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100



Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
Требования научной специальности 05.07.05

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Матвеев В.Н., профессор, к.т.н.

---

(подпись)

Заведующий кафедрой:

Матвеев В.Н.

---

(подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

ТДЛА

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

- 1.1. Способность выполнения расчета параметров рабочего процесса и характеристик лопаточных машин
- 1.2. Способность разрабатывать и осуществлять программы испытаний лопаточных машин
- 1.3. Способность разрабатывать рабочие планы и программы проведения научных исследований и технических разработок в области лопаточных машин
- 1.4. Способность разработки методики и организации проведения экспериментов и испытаний лопаточных машин, проведения обработки и анализа результатов экспериментов

## **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

1. Выработка у аспирантов навыков анализа рабочего процесса и характеристик лопаточных машин
2. Формирование навыков проектирования проточной части лопаточных машин
3. Формирование навыков экспериментального исследования лопаточных машин

## **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспиранты, завершившие изучение данной дисциплины, должны:  
знать:

- модели течения рабочего тела в проточной части лопаточных машин;
- методы проектирования лопаточных машин;
- методы определения характеристик лопаточных машин;
- методы проведения испытаний лопаточных машин и их основных элементов;

уметь:

- моделировать и анализировать рабочие процессы в проточной части лопаточных машин;
- проводить физические эксперименты по исследованию рабочих процессов и определению характеристик лопаточных машин;
- проводить проектные и поверочные расчеты лопаточных машин;

иметь практические навыки:

- проектирования лопаточных машин;
- проведения исследований лопаточных машин и их элементов.

## **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

## **1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)**

## 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0,04 4 часов 0,11 кредитов	Активные 1	Модели рабочего процесса лопаточных машин
		Этапы проектирования проточной части лопаточных машин
		Экспериментальные методы исследования лопаточных машин и их элементов
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СП 0,24 24 часов 0,67 кредитов	Активные 0,5	Моделирование рабочего процесса в трехмерном лопаточном венце
		Моделирование рабочего процесса в трехмерной ступени лопаточной машины (ЛМ)
		Проектирование проточной части ЛМ
		Формирование схем измерений стендов и методик обработки результатов испытаний ЛМ
	Интерактивные 0,5	Моделирование рабочего процесса в элементарном лопаточном венце
		Моделирование рабочего процесса в элементарной ступени лопаточной машины (ЛМ)
		Расчетное определение характеристик ЛМ
		Формирование алгоритмов проведения испытаний ЛМ
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0,2	Подготовка к практическим занятиям
	Традиционные 0,8	Формирование компьютерных твердотельных моделей лопаточных венцов
		Формирование конечно-элементных моделей потока в лопаточных венцах
		Исследование влияния граничных условий на модели структуры потока в лопаточных венцах
		Выбор параметров решателей

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Выполнение расчетных практических работ с использованием газодинамических программных комплексов.
2. Моделирование рабочих процессов в лопаточных машинах с учетом тепловых и динамических нагрузок.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Учебная лаборатория лопаточных машин.
2. Вычислительный центр кафедры ТДЛА.
  - 2.1. Программный комплекс для проведения газодинамических расчетов Ansys Reserch.
  - 2.2. Программное обеспечение для проведения проектных расчетов КОМПРЕССОР и TURBINA.
3. Оборудование для выполнения экспериментальных исследований:
  - 3.1. Стенд для определения характеристик малоразмерного компрессора, оснащенный экспериментальной установкой, воздушной магистралью низкого давления, автоматизированной системой управления проведением эксперимента.
  - 3.2 Стенд для определения характеристик кольцевых лопаточных венцов малоразмерной центростремительной турбины, оснащенный экспериментальной установкой, воздушной магистралью низкого давления, автоматизированной системой управления проведением эксперимента.
  - 3.3. Стенд для определения характеристик малоразмерной центростремительной турбины, оснащенный экспериментальной установкой, воздушной магистралью низкого давления, автоматизированной системой управления проведением эксперимента.
4. Плакаты, макеты и натурные образцы по каталогу кафедры.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Белоусов, А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин : учебник/ А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько - Самара: ФГУП "Изд-во "Самарский Дом печати", 2003. - 336 с.
2. Белоусов, А.Н. Проектный термогазодинамический расчет основных

- параметров авиационных лопаточных машин: учеб. пособие. / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев – Самара: изд-во СГАУ, 2006. – 316 с.
3. Тихонов, Н.Т. Теория лопаточных машин авиационных газотурбинных двигателей: курс лекций. / Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н. Матвеев – Самара: ИПО СГАУ, 2001. – 155 с.
4. Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учебник/ К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин - М.: Машиностроение, 1986. - 432 с.

## **5.2 Дополнительная литература**

1. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей: учебник/ Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
2. Локай, В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: учебник/ В.И. Локай, М.К. Максимова, В.А. Стрункин - М.; Машиностроение, 1979. - 620с.
3. Аронов, Б.М. . Профилирование лопаток авиационных газовых турбин/ Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлев – М.: Машиностроение, 1975. – 192 с.
4. Белоусов, А.Н. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин: учеб. пособие. / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев – Самара: изд-во СГАУ, 2006. – 316 с. 5. Быков, Н.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов/ Н.Н. Быков, О.Н. Емин - М.: Машиностроение, 1972. - 228 с.
6. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. - М.- Л. : Энергия, 1974. - 592 с.
7. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. - М.: Машиностроение, 1979. - 192 с.
8. Батурин, О.В. Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин: учеб. пособие / О.В. Батурин, И.Б. Дмитриева, А.В. Лапшин, В.Н. Матвеев- Самара: изд-во СГАУ, 2006. – 64 с.
9. Дмитриева, И.Б. Проектный расчет центробежного компрессора агрегата наддува ДВС: учеб. пособие. – Самара: изд-во СГАУ, 2004. – 60 с.
10. Ржавин, Ю.А. Термогазодинамический расчет турбокомпрессора для агрегата наддува ДВС: учеб. пособие /Ю.А. Ржавин, В.Н. Карасев – М.: изд-во МАИ, 2004. – 44 с.
11. Дмитриева, И.Б. Проектный расчет многоступенчатых осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД с помощью программных комплексов КОМПРЕССОР и TURBINA: учеб. пособие. – Самара: изд-во СГАУ, 2006. – 64 с.

## **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

[www.ansysolutions.ru](http://www.ansysolutions.ru)  
<http://fluent.com>  
<http://fluentusers.com>

## **5.4 Методические указания и рекомендации**

**1.9 Рабочая программа по дисциплине «Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
 Государственное образовательное учреждение  
 высшего профессионального образования  
 "Самарский государственный аэрокосмический университет  
 имени академика С.П. Королёва  
 (национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Спец.дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору

Код учебного плана

05.07.05

Факультет

2

Кафедра

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов

Курс

Аспирантура

Семестр

Лекции (СЛ)

14

Семинарские и практические занятия (СП)

0

Лабораторные занятия (СЛР)

10

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

д.т.н., профессор Фалалеев С.В.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Заведующий кафедрой:

д.т.н., профессор Фалалеев С.В.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.



# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Цель изучения дисциплины - дать представление о функционировании и конструкции основных узлов современного газотурбинного двигателя (ГТД), без чего невозможна научно-исследовательская работа, направленная на совершенствование различных узлов и параметров ГТД.

При изучении дисциплины поставлены следующие задачи:

- Проанализировать состав основных узлов ГТД;
- Раскрыть факторы, определяющие конструктивную и технологическую преемственность основных узлов ГТД;
- Показать связь основных узлов ГТД;
- Изучить конструкции существующих узлов ГТД;
- Изучить принципы разработки конструкций узлов ГТД с учетом условий эксплуатации;
- Изучить графическое представление сборочных единиц – основных узлов ГТД (входные и выходные устройства, турбины, камеры сгорания и форсажные камеры, опоры и т.д.), а также деталей турбокомпрессора - лопаток, дисков, валов;
- Изучить методы анализа дефектов при доводке, производстве и эксплуатации;
- Изучить возможности конструкторских способов повышения надежности основных узлов ГТД в зависимости от назначения и условий работы.

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

В результате изучения дисциплины инженер должен знать:

- функциональное назначение узлов и основных деталей ГТД;
- условия работы и нагрузки, действующие на узлы и основные детали ГТД;
- принципы устройства узлов ГТД и взаимодействие деталей в них;
- основные требования, предъявляемые к узлам ГТД и их обеспечение конструкторскими и технологическими методами;
- передовой отечественный и зарубежный опыт конструирования двигателей, основные направления и перспективы развития двигателестроения для авиации.

Специалист должен уметь:

- читать и выполнять схемы и чертежи деталей и двигателей в целом, а также их систем;
- обосновывать и анализировать конструкторские требования к узлам и отдельным деталям;
- составлять расчетные схемы для определения напряженности основных элементов двигателя;
- выполнять эскизные проекты узлов ГТД.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Усвоение курса “Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей” требует знаний по следующим разделам перечисленных ниже дисциплин:  
Инженерная графика: правила выполнения сборочных и рабочих чертежей, составление спецификации.

Информатика: графические редакторы.

Теоретическая механика: общие теоремы динамики материальной системы, пространственные системы сил.

Сопромат: изгиб, кручение, сложное сопротивление, прочность материалов, геометрические характеристики сечений, критерии прочности, расчет упругих систем, прочность при циклически изменяющихся напряжениях; колебания упругих систем; основы расчетов на п

олзучесть.

Метрология, стандартизация и сертификация: качества, допуски и посадки, чистота обработки поверхности, отклонение формы.

Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: теория рабочих процессов компрессоров) и турбин.

Гидрогазодинамика: течение газов в каналах изменяющегося профиля; сверхзвуковые течения; истечение газов через насадки различной формы; акустика.

Теоретические основы теплотехники: виды теплопроводности; расчет тепловых потоков через стенки конструкции.

Термодинамика: термодинамические циклы ГТД, КПД тепловой машины.

Технология конструкционных материалов: механические свойства конструкционных материалов, характеристики материалов и факторы, их обуславливающие, технология конструкционных материалов.

Детали машин и основы конструирования: критерии работоспособности деталей.

История техники: основные типы ГТД. Динамика и прочность ГТД: расчет на прочность основных узлов ГТД, определение ресурса.

Газотурбинные двигатели: представление об узлах ГТД, их месте и назначении в составе ГТД, а также взаимодействии между собой при работе.

### **1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)**

Дисциплина “Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей” является опорной для научно-исследовательской работы.

## **2 Содержание рабочей программы (модуля)**

Семестр 1		
СЛ 0,14 14 часов 0,39 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 1	Входные устройства. Классификация и конструкции входных устройств. Защита от попадания посторонних предметов.

		Камеры сгорания. Типы, условия работы, конструкция, охлаждение. Подвеска жаровых труб. Обеспечение ресурса. Вредные выбросы.
		Газовые турбины. Условия работы, требования, конструктивные схемы. Особенности конструкций лопаток, дисков, корпусов. Охлаждение деталей турбин.
		Выходные устройства и форсажные камеры. Назначение, условия работы, требования, особенности конструкции, способы крепления. Реверсивные устройства, назначение, классификация и принципы действия.
		Редукторы. Назначение редукторов в ТВД, ТВВД и ТРДД. Требования к конструкции редуктора.
		Системы двигателя. Масляная система. Топливная система. Система отборов воздуха. Система запуска и защитные системы.
		Вредные выбросы, высокий уровень шума, проблемы и требования, методы борьбы (применение новых конструкций камер сгорания, звукопоглощающих конструкций и др.)
СП 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СЛР 0,1 10 часов 0,28 кредитов	Активные 1	Камеры сгорания.
		Газовые турбины
		Системы ГТД
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 1	Самостоятельное изучение конструкций входных устройств ГТД

		Самостоятельное изучение конструкций камер сгорания ГТД
		Самостоятельное изучение конструкций турбин ГТД
		Самостоятельное изучение конструкций выходных устройств ГТД
		Самостоятельное изучение конструкций редукторов ГТД
		Самостоятельное изучение конструкций систем ГТД
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

### **3 Инновационные методы обучения**

Изучение конструкции двигателей с использованием натуральных макетов двигателей в моторном классе и компьютерной базы продольных разрезов отечественных и зарубежных двигателей в компьютерном классе. При изучении ГТД особое внимание обращается на обоснование принятых конструктивных решений и поиск возможных альтернативных конструкций.

#### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Макеты двигателей: Д20П, Д30, Д36, НК-8, НК-12, АИ-24, АИ-25, АЛ-31Ф, Р11-Ф2-300, ГТДЗФ, ТВ2-117, ЭВОН, ЮМО 001, ВК-1.
2. Компьютерный класс, используемый для выполнения графической документации и проведения расчетов.
3. Чертежи элементов и деталей двигателей.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л., Постников А.М., Федорченко Д.Г., Цыбизов Ю.И. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. - Самара, Издательство СНЦ РАН, 2008.-620с.
2. Старцев Н. И. Конструкция и проектирование турбокомпрессора ГТД. Учебное пособие. Самара: Издательство СГАУ, 2006. - 225с.
3. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки»/ Под общ. ред. Д.В. Хролина.- М.: Машиностроение, 1989. - 368 с.

#### **5.2 Дополнительная литература**

1. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование АД и ЭУ. Уч. пос. Самара, РИО СГАУ ,2007, - 120с.
2. Григорьев В.А., Зрелов В.А., Игнаткин Ю.М., Кузьмичев В.С., Пономарев Б.А., Шахматов Е.В. Вертолетные газотурбинные двигатели Москва, Машиностроение, 2007, - 491с.

3. Трянов А.Е., Гришанов О.А., Бутылкин С.В. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных ГТД. Учебное пособие.- Самара, Издательство СГАУ, 2006.- 83с.
4. Трянов А.Е. Конструкция масляных систем авиационных двигателей.- Учебное пособие. – Самара, Издательство СГАУ, 2009. -80с
5. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование камеры сгорания АД и ЭУ.- Учебное пособие. – Самара, Издательство СГАУ, 2007. -120с.
6. Новиков Д.К., Трянов А.Е. Маслосистема и система суфлирования авиационного ГТД.- Методические указания к лабораторной работе. - СГАУ, 2010. -14с.

### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

1. Трянов, А.Е. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных ГТД [Электронный ресурс]. – Электр. текстовые и граф. данные (140 Мбайт, печатный аналог – 7 п.л.): электр. учеб. пособие / А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, С.В. Бутылкин. – Самара: Центр новых информ. технологий Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 1 электр. опт. диск (CD ROM). Систем. требования: ПК Pentium; Windows 2000 или выше.
2. Старцев Н.И. Конструкция узлов авиационных двигателей: турбина и камера сгорания [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие : [электрон. курс лекций] / Н. И. Старцев, С. В. Фалалеев ; Самар. гос. аэ-рокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Электрон. текстовые и граф. дан. (594 Мбайт). - Самара : ЦНИТ СГАУ, 2007. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).
3. Сайты ведущих авиадвигателестроительных фирм и научно-исследовательских институтов:  
[www.ciam.ru](http://www.ciam.ru)  
[www.ge.com](http://www.ge.com)  
[www.pwc.ca](http://www.pwc.ca)  
[www.snecma.com](http://www.snecma.com)  
[www.rolls-royce.com](http://www.rolls-royce.com)  
[www.mtu.de](http://www.mtu.de)

### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Изучение конструкции ГТД проводится по разрезным макетам ГТД с использованием соответствующих методических указаний. Обучающиеся должны в тетрадях воспроизвести отдельные элементы конструкции изучаемого объекта и обосновать целесообразность принятых конструктивных решений. Лабораторные работы являются установочными по изучению конструкции узлов и систем ГТД, в дальнейшем несколько иных вариантов подобных заданий дается обучающему для самостоятельного изучения при помощи имеющихся на кафедре методических пособий.

Для допуска к экзамену необходимо отчитаться по индивидуальным заданиям по изучению конструкции ГТД. Экзамен проводится согласно положению о текущем и промежуточном контроле знаний, утверждённому ректором университета. Экзаменационная оценка ставится на основании письменного и устного ответов по экзаменационному билету, а также, при необходимости, ответов на дополнительные вопросы. Экзаменационный билет включает два теоретических вопроса.

**1.10 Рабочая программа по дисциплине «Проектирование и конструкция ракетных двигателей»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
 Государственное образовательное учреждение  
 высшего профессионального образования  
 "Самарский государственный аэрокосмический университет  
 имени академика С.П. Королёва  
 (национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Проектирование и конструкция ракетных двигателей

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Спец.дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору

Код учебного плана

05.07.05

Факультет

2

Кафедра

Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов

Курс

Аспирантура

Семестр

Лекции (СЛ)

14

Семинарские и практические занятия (СП)

0

Лабораторные занятия (СЛР)

10

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Борисов Валерий Александрович, доц.,  
к.т.н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Заведующий кафедрой:

Фалалеев Сергей Викторинович, проф.,  
д.т.н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.



# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Цели дисциплины:

- дать обучающимся знания в области конструирования ракетных двигателей; освоение конструирования камер сгорания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) и организации тепловой защиты элементов камер и газогенераторов;

- освоение методик выполнения прочностных расчетов типовых конструктивных элементов ракетных двигателей: определение нагрузок в элементах силовых конструкций, расчет на прочность и устойчивость конструктивных элементов двигателя (пластин и оболочек сп

ецифических форм), расчеты напряжённо-деформированного состояния, определение запасов прочности, основы механики разрушения, учет ползучести, малоциклового усталости и термопрочности;

- освоение основных вопросов функционального проектирования систем ракетного двигателя;

- освоение методик конструирования и расчета основных агрегатов системы подачи топлива и компоновки жидкостной ракетной двигательной установки (ЖРДУ).

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Обучающиеся, завершившие изучение данной дисциплины, должны знать:

- основы конструирования ракетных двигателей как сложных технических систем, методы расчетов на прочность элементов двигателя;

- устройство основных систем ЖРДУ и методики их конструирования, устройство агрегатов системы подачи топлива, конструирование и расчет трубопроводов и их соединений;

уметь:

конструировать элементы камер ракетных двигателей и проводить оценку их прочности;

- разрабатывать функциональные схемы систем ракетных двигателей и конструировать агрегаты и трубопроводы ЖРДУ.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Для успешного усвоения курса "Проектирование и конструкция ракетных двигателей" необходимы следующие дисциплины:

- 1) Теория ракетных двигателей;
- 2) Сопротивление материалов;
- 3) Динамика и прочность;
- 4) Термодинамика и теплопередача.

5) Гидрогазодинамика.

**1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)**

Изучаемая дисциплина является базовой для научно-исследовательской работы

**2 Содержание рабочей программы (модуля)**

Семестр 1		
СЛ 0,14 14 часов 0,39 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 1	Системы теплозащиты элементов камеры ЖРД. Проточное, радиационное, емкостное, завесное и транспирационное охлаждение. Теплоизоляционные покрытия.
		Прочность элементов камеры. Особенности расчета на прочность элементов камеры. Прочность оболочек. Расчет общей и местной прочности двухстенного корпуса камеры.
		Расчет устойчивости формы элементов корпуса. Прочность круглых пластин. Расчет прочности элементов смесительной головки. Основы механики разрушения камер, термопрочность.
		Системы жидкостной ракетной двигательной установки. Системы подачи топлива. Системы запуска, останова и управления.
		Конструкция основных агрегатов системы подачи топлива и трубопроводов.
СП 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СЛР 0,1 10 часов 0,28 кредитов	Активные 1	Анализ конструкции камер: ЖРД 8Д74, НК 33, 17Д15, РД-219.
		Анализ систем ЖРД: 17Д-52 (двигатель с вытеснительной подачей топлива)
		Анализ систем ЖРД: 11Д55 (ЖРД с насосной подачей топлива без дожигания генераторного газа)
		Анализ систем ЖРД6 НК-33 (ЖРД с насосной подачей топлива с дожиганием генераторного газа)

	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 1	Изучение конструктивных элементов двигателей по учебным пособиям.
		Подготовка к лабораторным работам.
		Анализ теплозащиты изучаемых камер. Проектирование теплозащиты заданной камеры, расчет проточного охлаждения на ЭВМ
		Проектирование корпуса камеры, расчет ребрения, расчет осевой силы и прочности корпуса на ЭВМ
		Проектирование пневмогидравлической системы заданной двигательной установки
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Выполнение лабораторных работ с выбором и обоснованием конструктивных решений
2. Изучение конструкции камеры НК33 с использованием 3D моделей
3. Выполнение компоновки ЖРДУ на ЭВМ с использованием графических редакторов.
4. Решение задач исследовательского характера на лабораторных занятиях.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Макеты двигателей: 8Д74, 11Д55, НК-33, 17Д-52, 11Д114, С5-2, макеты камер, газогенераторов и других агрегатов этих двигателей
2. Компьютерный класс, графические редакторы, используемые для конструирования элементов двигателей и проведения расчетов.
3. Чертежи элементов и деталей двигателей.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования: Учебник для вузов.- 2-е изд., перераб. и доп./ Под ред. Д.А.Ягодникова.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2006. – 488 с.:ил.
2. Основы конструирования ракетных двигателей: учеб.пособие /В.А Борисов.-

Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 98с.:ил.

## **5.2 Дополнительная литература**

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие / Д.Ф.Пичугин; Куйбыш. авиац. ин-т, Куйбышев, 1990, 224с.

Конструкция и проектирование агрегатов двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие / Д.Ф.Пичугин, Куйбыш. авиац. ин-т, Куйбышев, 1989, 244с.

Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности "Авиационные двигатели и энергетические установки" / Г.Г. Гахун, В.И.Баулин, В.А.Володин и др.; Под общ. ред. Г.Г. Гахуна. -Машиностроение, 1989. - 424с.

Жижкин А.М. Конструкция камер ЖРД РД-219 и РД-218 Уч. пос. Самара, СГАУ ,2006, - 33с.

Борисов В.А., Жижкин А.М. Конструкция камер ЖРД 8Д74, 8Д75 и 8Д716 Уч. пос. Самара, СГАУ ,2006, - 33с.

Борисов В.А. Расчет прочности камер ЖРД Метод указ. Самара, СГАУ ,2006, - 20с.

## **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

1.Новости космонавтики.- [http:// www.novosti-kosmonavtiki.ru](http://www.novosti-kosmonavtiki.ru)

2. НПО "Энергомаш" им.акад. С.П.Глушко.- <http://www.npoenergomash.ru>

## **5.4 Методические указания и рекомендации**

Изучение конструкции проводится по макетам камер и газогенераторов с использованием соответствующих методических указаний. Обучающиеся должны в тетрадях воспроизвести отдельные элементы конструкции изучаемого объекта и обосновать целесообразность принятых конструктивных решений.

Для приобретения навыков конструирования элементов камеры на лабораторных работах и во время индивидуальных занятий студентам даётся задание на предварительное конструирование и оценку прочности камеры. В конце семестра проводится контроль знаний в виде экзамена. Экзамен проводится согласно положению о текущем и промежуточном контроле знаний, утверждённому ректором университета. Экзаменационная оценка ставится на основании письменного и устного ответов по экзаменационному билету, а также, при необходимости, ответов на дополнительные вопросы. Экзаменационный ответ включает два теоретических вопроса и задачу. В качестве дополнительного задания может быть предложен как теоретический вопрос, так и задача.

## **1.11 Рабочая программа по дисциплине «Педагогическая практика»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Педагогическая практика

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Часть цикла

Код учебного плана

Факультет

Кафедра

Двигатели летательных аппаратов

Теория двигателей летательных аппаратов

Курс

Семестр

Лекции (СЛ)

2

Семинарские и практические занятия (СП)

66

Лабораторные занятия (СЛР)

32

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

0

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
05.07.05 "Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов"

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

д.т.н., профессор Матвеев В.Н.; к.т.н.,  
доцент Крупенич И.Н.

\_\_\_\_\_  
(подпись)

Заведующий кафедрой:

д.т.н., профессор Матвеев В.Н.

\_\_\_\_\_  
(подпись)

Рабочая програма обсуждена на заседании кафедры

Теория двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Цель педагогической практики - приобретение аспирантом опыта учебной, методической и воспитательной работы со студентами под руководством опытных преподавателей в условиях высшего учебного заведения

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

В процессе прохождения педагогической практики аспирант должен:

- уметь квалифицированно излагать материал по теме учебного занятия, выделять главные моменты;
- уметь анализировать научную и учебную литературу с целью подготовки учебно-методического материала к занятиям со студентами, используя современные информационные технологии;
- уметь выделять главные моменты при объяснении учебного материала студентам; соблюдать логику в изложении учебного материала;
- владеть методикой обработки полученных экспериментальных результатов и уметь анализировать их с учетом известных литературных данных ;
- представлять итоги выполненных работ в виде отчетов, докладов на симпозиумах, научных публикаций с использованием современных информационных технологий.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Аспирант, проходящий педагогическую практику, должен обладать знаниями и навыками, предусмотренными дисциплиной, выбранной для практики в соответствии с индивидуальным заданием.

### **1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)**

Педагогическая практика является компонентом профессиональной подготовки к научно-педагогической деятельности в высшем учебном заведении и представляет собой вид практической деятельности аспирантов по осуществлению учебно-воспитательного процесса в высшей школе.

## **2 Содержание рабочей программы (модуля)**

Семестр 1		
-----------	--	--



СЛ 0,02 2 часов 0,06 кредитов	Активные 1	Вводная лекция по целям, задачам и содержанию практики. Знакомство с руководящими документами об организации педагогической практики. Знакомство с современными образовательными технологиями.
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СП 0,66 66 часов 1,83 кредитов	Активные 0,4	Проведение практических занятий по учебным дисциплинам, предусмотренным индивидуальным планом аспиранта, под контролем руководителя аспиранта.
		Анализ проведенных занятий.
	Интерактивные 0,2	Проведение практических занятий по учебным дисциплинам, предусмотренным индивидуальным планом аспиранта, под контролем руководителя аспиранта.
	Традиционные 0,4	Проведение практических занятий по учебным дисциплинам, предусмотренным индивидуальным планом аспиранта, под контролем руководителя аспиранта.
		Анализ проведенных занятий.
СЛР 0,32 32 часов 0,89 кредитов	Активные 1	Проведение практических занятий по учебным дисциплинам, предусмотренным индивидуальным планом аспиранта, под контролем руководителя аспиранта.
		Анализ проведенных занятий
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	Проведение практических занятий по учебным дисциплинам, предусмотренным индивидуальным планом аспиранта, под контролем руководителя аспиранта.
		Анализ проведенных занятий
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Использование мультимедиа-систем при проведении учебных занятий.
2. Применение технологий дистанционного обучения.
3. Выполнение расчетных и проектных работ с использованием CAD/CAE - систем.
4. Применение автоматизированных комплексов при проведении лабораторных работ на испытательных стендах.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

Техническое обеспечение учебного процесса выбирается в соответствии с учебными дисциплинами, предусмотренными индивидуальным планом аспиранта.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Камышев Э.Н., Иванкина Л.И., Дубинина И.А. и др. Психология и педагогика. Томск: ТПУ, 1998. - 92с.
2. Пидкасистый П.И., Фридман Л.М., Гарунов М.Г. Психолого-дидактический справочник преподавателя высшей школы. - М.: Педагогическое общество России, 1999. - 354 с.
3. Психология и педагогика. Учебное пособие. Под ред. Николаенко В.М. М.: ИНФРА-М, 1998. - 175 с.

#### **5.2 Дополнительная литература**

1. Габай Т.В. Педагогическая психология: учебное пособие. - М.: МГУ, 1995 - 124 с.
2. Курбатов В.И. Стратегия делового успеха: учебное пособие. - Ростов-на-Дону: Феникс, 1995. - 87 с.
3. Ходусов А.Н. Методологическая культура учителя и условия ее формирования в системе современного педагогического образования. - Курск: , 1997. - 77 с.
4. Чернышев А.С. Практикум по решению конфликтных педагогических ситуаций. - М.: Российское пед. агентство, 1998. - 147 с.

#### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

#### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Педагогическая деятельность аспиранта предполагает:

- получение навыков и освоение практических основ педагогики;
- посещение лекционных, лабораторных и практических занятий, семинаров ведущих преподавателей;
- участие в разработке новых лабораторных работ;
- проведение практических и лабораторных занятий;
- чтение пробных лекций (при контроле со стороны преподавателя-наставника) по отдельным разделам выбранной профильной дисциплины;
- освоение методик составления научно-методических материалов (рабочих

программ дисциплин, учебно-методических пособий и указаний);

- участие в написании отдельных разделов учебных пособий и указаний;

- участие с докладами в научно-методических и методических конференциях по проблемам образования.

Организация и руководство педагогической практикой.

Организация педагогической практики осуществляется научным руководителем аспиранта совместно с заведующим кафедрой. Научный руководитель аспиранта по согласованию с заведующим кафедрой составляет индивидуальное задание на педагогическую и учебно-методическую работу аспиранта.

Индивидуальное задание должно входить в общий индивидуальный план работы аспиранта на предстоящий семестр с указанием распределения учебной (лекции, лабораторные работы, курсовое проектирование и др.) и методической (участие в написании учебных пособий, указаний к проведению лабораторных работ) нагрузки.

## **1.12 Рабочая программа по дисциплине «Защита интеллектуальной собственности»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Защита интеллектуальной собственности

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Факультативные дисциплины

Часть цикла

Код учебного плана

Факультет

2

Кафедра

Теория двигателей летательных аппаратов

Курс

-

Семестр

-

Лекции (СЛ)

0

Семинарские и практические занятия (СП)

0

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен -

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

120

Всего

120

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
05.07.05 "Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов"

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Кныш Юрий Алексеевич, проф., д.т.н;  
Силютин Максим Владимирович, ассис.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Заведующий кафедрой:

Матвеев Валерий Николаевич, проф.,  
д.т.н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

Теория двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Цель дисциплины – подготовить аспиранта к самостоятельной работе по выявлению и организации правовой защиты объектов интеллектуальной собственности, возникающих в процессе выполнения научных исследований.

Задачи дисциплины:

1. Освоение правовых основ возникновения и охраны интеллектуальной собственности.
2. Формирование компетенций по ценообразованию в сфере интеллектуальной собственности.
3. Обучение нормативно-методическим основам оценки интеллектуальной собственности.

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспиранты, завершившие изучение данной дисциплины, должны знать:

1. Объекты интеллектуальной собственности.
2. Нормативные условия вовлечения интеллектуальной собственности в хозяйственный оборот и основные отечественные и зарубежные стандарты и нормативы

уметь:

применять знания полученные в течении обучения к решению конкретных управленческих задач в рамках управления интеллектуальной собственностью.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

### **1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)**

## **2 Содержание рабочей программы (модуля)**

Семестр 1		
СЛ 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

СП 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 1 120 часов 3,33 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 1	Правовые основы возникновения и развития интеллектуальной собственности.
		Объекты промышленной собственности
		Объекты авторского права и смежных прав
		Нормативные условия вовлечения интеллектуальной собственности в хозяйственный оборот
		Оценка интеллектуальной собственности
		Методы оценки интеллектуальной собственности
	Традиционные 0	



### **3 Инновационные методы обучения**

Решение задач исследовательского характера и отчет по ним в интерактивном режиме

Прием заданий в формате видеоконференции

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

Компьютерные классы кафедры ТДЛА.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Леонтьев, Б.Б. Принципы и подходы к оценке интеллектуальной собственности и нематериальных активов: Учебн. пособие/ Б.Б. Леонтьев, Х.А. Мамаджанов – М.: Изд-во «РИНФО», 2003. – 172с.
2. Сергеев, А.П. Право интеллектуальной собственности в Российской Федерации: Учебник/ Гриженко Е.М., Сергеев А.П. – М.: ПБОЮЛ, 2001. – 752 с.
3. Минков, А.П. Международная охрана интеллектуальной собственности: Учебн. пособие – СПб.: Питер, 2001. – 124 с.

#### **5.2 Дополнительная литература**

1. Грязнова, А.Г. Оценка бизнеса: Учебник/ А.Г. Грязнова, М.А. Федотова – М.: Финансы и статистика, 1998. – 512 с.
2. Соловьева, Г.М. Учет нематериальных активов: Учебник – М.: Финансы и статистика, 2001. – 176 с.
3. Сесекин, Б.А. Определение расчетной цены лицензии: Учебн. пособие – М.: ВНИИПИ, 1998. – 44 с.

#### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

[www.fips.ru](http://www.fips.ru)

#### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Текущий контроль осуществляется путем отчета в интерактивном режиме. Предусмотреть выполнение индивидуальной работы аспирантом по конкретному объекту интеллектуальной собственности.

**1.13 Рабочая программа по дисциплине «Компьютерные технологии поддержки проектирования»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
"Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Компьютерные технологии поддержки проектирования

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Факультативные дисциплины

Часть цикла

Код учебного плана

05.07.05

Факультет

2

Кафедра

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов

Курс

Аспирантура

Семестр

Лекции (СЛ)

0

Семинарские и практические занятия (СП)

0

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

120

Всего

120

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Проданов М.Е., доцент, к.т.н., Цой А.Ю., \_\_\_\_\_  
ассистент (подпись)

Заведующий кафедрой:

Фалалеев С.В., профессор, д.т.н. \_\_\_\_\_  
(подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Целью изучения дисциплины является:

- освоение основ проектирования и подготовки производства в среде CAD/CAM/CAE/PDM-систем;
- освоение передового отечественного и зарубежного опыта внедрения и реализации CAD/CAM/CAE/PDM-систем на авиамоторных предприятиях;
- освоение основ современных компьютерных технологий создания параметрических 3-х мерных моделей деталей ГТД.
- освоение основ технологий непрерывной информационной поддержки жизненного цикла изделия, так называемые CALS-технологии.

Достижение поставленной цели предполагается осуществить за счет решения следующих задач:

- изучения методики проектирования и подготовки производства в среде CAD/CAM/CAE/PDM-систем;
- изучения пакета прикладных программ интегрированной CAD/CAM/PDM-системы СИМАТРОН;
- выполнения комплекса лабораторных работ по созданию 3-х мерной параметрической модели детали в интегрированной CAD/CAM/PDM-системе СИМАТРОН;
- выполнения индивидуального задания, посвященного созданию трехмерной твердотельной модели.

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

После изучения и усвоения дисциплины обучающийся должен знать:

- основы проектирования и подготовки производства в среде CAD/CAM/CAE/PDM-систем;
- основы технологии проектирования деталей с использованием интегрированных систем;
- основы твердотельного эскизно-параметрического моделирования;
- основы CALS-технологии;
- основы управления данными об изделии.

В результате изучения и усвоения дисциплины обучающийся должен уметь:

- создавать 3-х мерные твердотельные параметрические модели основных элементов двигателя и на их основе создавать 3-х мерную параметрическую модель сборочного узла;
- создавать рабочие чертежи по построенным моделям.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Усвоение курса требует знаний по следующим разделам перечисленных ниже

дисциплин.

1. Объемное моделирование конструкций
2. Проектирование основных узлов и систем АД и ЭУ
3. Математика
4. Теория ВРД
5. Организация производства

### 1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)

Курс является опорным для следующих дисциплин: Научно-исследовательская работа

## 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 1	
СП 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 1 120 часов 3,33 кредитов	Активные 1	Геометрическое твердотельное моделирование объектов в среде СИМАТРОН. Знакомство с интерфейсом. Построение эскизов (скетчей) простых фигур
		Изменение твердотельной модели. Изменение экранного вида. Тонирование. Знакомство с функциями управления изображением. Добавление компонентов функцией выдавливание, функцией вращения. Создание отверстий, бобышек, радиусов скругления и фасок.

		Создание сложной объемной параметрической модели детали. Построение сложного эскиза модели. Простановка размеров. Создание объемной заготовки модели. Добавление недостающих компонентов.
		Движение по направляющей. Создание направляющей. Создание эскизов промежуточных сечений
		Редактирование модели. Пошаговое редактирование. Редактирование эскиза. Изменение размеров и параметров
		Создание сборочной модели. Вставка деталей в сборку. Сопряжение плоскостей, осей, точек.
		Создание чертежей модели детали. Создание видов, проекций. Размещение их на листе чертежа. Простановка размеров. Добавление допусков и посадок, надписей
		Моделирование обработки на станках с ЧПУ. Выбор инструментов и режимов резания. Генерация обработки. Симуляция хода обрабатывающего инструмента. Верификация результатов обработки
		Обзор «средних» CAD/CAM систем: Bravo3, ICEM, I-DEAS, I/EMS
		Обзор «тяжелых» CAD/CAM систем: ANVIL-5000, CADD5, CATIA, EUCLID-IS, Pro/ENGINEER, UNIGRAPHICS
		Обзор PDM-систем
		Подготовка отчета по созданной модели детали
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

### **3 Инновационные методы обучения**

Самостоятельное обучение при помощи имеющихся на кафедре методических материалов. Включение в индивидуальное задание элементов оптимизации.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

Два компьютерных класса кафедры "Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов" с необходимыми средствами и программным обеспечением. Компьютерные демонстрации, обучающие программы, расчетные программы, контролирующие программы.

Используются при самостоятельной работе обучающихся.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для вузов/ Под ред. Профессора А.М.Ахмедзянова. – М.: Машиностроение, 2000. – 454 с.; ил.
2. Cimatron – компьютерное проектирование и производство: Под общей ред. С.М.Марьяновского. – СПб: Мир, 1998. – 166 с.; ил.
3. Б.Хокс. Автоматизированное проектирование и производство: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 296 с., ил.

#### **5.2 Дополнительная литература**

4. Общесистемные сведения и общесистемные функции: Руководство пользователя Cimatron
5. Разработка САПР. В 10 кн. Кн. 1. Проблемы и принципы создания САПР: Практик. пособие/А.В.Петров, В.М.Черненький; Под ред. А.В.Петрова. – М.: Высш. шк., 1990. – 143 с.: ил.
6. Cimatron – Твердотельное моделирование: Учеб. пособие/ М.В.Поповичев. – СПб: Би Питрон, 2000 – 95 с.: ил.
7. Цой А.Ю., Твердотельное моделирование в системе Cimatron Методические указания к лабораторным работам. Самара, СГАУ, 2002. — 112 с.

#### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

1. [www.cals.ru](http://www.cals.ru)
2. [www.bee-pitron.com](http://www.bee-pitron.com) – демонстрационные материалы
3. [www.smarteam.com](http://www.smarteam.com)
4. [www.ansys.com](http://www.ansys.com)
5. [www.msc.com](http://www.msc.com)
6. [www.ug.ru](http://www.ug.ru)

#### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Зачетной работой является выполнение индивидуального задания по моделированию в системе Cimatron.



## **1.14 Рабочая программа по «Интегрированные информационные технологии»**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
 Государственное образовательное учреждение  
 высшего профессионального образования  
 "Самарский государственный аэрокосмический университет  
 имени академика С.П. Королёва  
 (национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Интегрированные информационные технологии

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Факультативные дисциплины

Часть цикла

Код учебного плана

05.07.05

Факультет

2

Кафедра

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов

Курс

Аспирантура

Семестр

Лекции (СЛ)

0

Семинарские и практические занятия (СП)

0

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

140

Всего

140

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Уланов Александр Михайлович, доц.,  
д.т.н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Заведующий кафедрой:

Фалалеев Сергей Викторинович, проф.,  
д.т.н.

\_\_\_\_\_ (подпись)

Рабочая програма обсуждена на заседании кафедры

Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

### **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Цели изучения курса "Интегрированные информационные технологии" - освоение основ проектирования в среде CAD/CAM/CAE-систем;

- освоение основ современных компьютерных технологий создания параметрических моделей деталей газотурбинных двигателей. Достижение этих целей предполагается осуществить за счет решения следующих задач:
- изучение современного пакета 3D-моделирования SolidWorks;
- изучение современного пакета моделирования кинематики и динамики ADAMS;
- изучение методов моделирования колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя.

### **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Аспиранты, завершившие изучение данной дисциплины, должны знать:

- основы технологии проектирования деталей с использованием CAD/CAM/CAE-систем;
- основы твердотельного моделирования;
- основы работы с программным пакетом ADAMS;

уметь:

- создавать трехмерные твердотельные параметрические модели основных элементов двигателя и на их основе создавать трехмерную параметрическую модель сборочного узла;
- создавать рабочие чертежи по построенным моделям;
- использовать программный пакет ADAMS для создания моделей механизмов и трансмиссий;
- выполнять статический и динамический расчеты механизмов и трансмиссий, анализировать результаты этого расчета.

### **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Успешное освоение курса "Интегрированные информационные технологии" опирается на знание следующих предметов:

- информатика;
- инженерная и компьютерная графика;
- начертательная геометрия;
- линейная алгебра;
- теоретическая механика;
- основы конструирования машин;
- конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей;
- инновационные технологии производства авиационных двигателей.

## 1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)

Курс является опорным для научно-исследовательской работы

## 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СП 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 1	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 1 140 часов 3,89 кредитов	Активные 1	Общая структура пакета SolidWorks
		3D пространство моделирования
		Служебные функции.
		Плоские кривые
		Преобразования.
		Компоновка видов. Эскизы.
		Твердое тело. Примитивы. Типовые элементы формы. Операции.
		Выражения.
		Сплайн и другие кривые.
		Поверхности свободной формы. Анализ и редактирование поверхностей.
		Создание чертежа.
		Сборки.

		Кинематический синтез механизмов в среде ADAMS. Структурные схемы. Кинематический синтез механизмов в среде ADAMS. Структурные схемы.
		Математические модели механизмов.
		Граничные условия: кинематические и динамические
		Основы работы с редактором функций. Использование контактных сил и сил трения в модели.
		Создание модели плоскопараллельного механизма.
		Создание модели кривошипно-шатунного механизма и задание его движения.
		Формирование модели и решение задач моделирования колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя с использованием CAD/CAE пакетов
		Формирование численной модели и решение связанной газодинамической и прочностной задачи с помощью комплекса ANSYS WB
		Формирование численной модели и решение связанной термочностной задачи с помощью комплекса ANSYS
		Моделирование работы и кинематики узлов двигателя с помощью виртуальных стендов
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Самостоятельное обучение при помощи имеющихся на кафедре методических материалов, интерактивных учебных пособий.
2. Включение в индивидуальное задание элементов оптимизации конструкции по одному из параметров, геометрических или силовых, в большой степени влияющих на ее работу. Определение степени влияния.
3. Разработка 3D-моделей элементов ГТД.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Компьютерные классы кафедры конструкции и проектирования двигателей.
2. Компьютерные программы: CAD/CAM/CAE-системы, ADAMS;
3. Оборудование для выполнения лабораторных работ:
  - LCD-проектор;
  - экран для LCD-проектора;
  - плакаты и схемы по каталогу кафедры КиПДЛА.

4. Чертежи и макеты двигателей и их деталей.

## **5 Учебно-методическое обеспечение**

### **5.1 Основная литература**

1. Дударева Н., Загайко С. SolidWorks 2009 на примерах. СПб.: БХВ-Петербург, 2009. – 544 с.
2. Мюррей Д. SolidWorks. «Лори», 2009. – 728 с.
3. ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor: краткий справочник пользователя. Учеб. пособие./ В.С.Мелентьев, А.С.Гвоздев. – Самара: Изд.-во Самар. гос. аэро-косм. ун-та, 2006. – 106 с.
4. Лабораторный практикум по использованию пакета ADAMS: Метод. указания/ Сост. В.С.Мелентьев, А.С.Гвоздев, Д.С.Лежин. – Самара: Изд.-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 44 с.

### **5.2 Дополнительная литература**

5. Большаков В., Бочков А., Сергеев А. 3D-моделирование в AutoCAD, КОМ-ПАС-3D, SolidWorks, Inventor, T-Flex. Учебный курс. СПб.: Питер, 2010. – 336 с.
6. Дударева Н., Загайко С. SolidWorks. Оформление проектной документации. СПб.: БХВ-Петербург, 2009. – 384 с.
7. Изучение конструкций двигателей с использованием 3D-моделей их элементов: Метод. указания/ Сост. В.С.Мелентьев, А.С.Гвоздев, Д.С.Лежин. – Самара: Изд.-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 25 с.
8. Изучение конструкции ДВС с совместным использованием пакетов AN-SYS, ADAMS, SolidEdge: Метод. указания/ Сост. В.С.Мелентьев, А.С.Гвоздев, Д.С.Лежин. – Самара: Изд.-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 53 с.
9. Фалалеев С.В., Бондарчук П.В. Лабораторный практикум по проектированию элементов двигателей с использованием параметрического моделирования и CAD/CAE. Самара, 2007. – 80 с.

### **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

<http://solidworks.ru/> - по пакету SolidWorks.<http://www.mssoftware.ru> – по пакету ADAMS.

### **5.4 Методические указания и рекомендации**

Зачетной работой является выполнение индивидуального задания

**1.15 Рабочая программа по «Инновационные технологии производства двигателей летательных аппаратов»**



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
 Государственное образовательное учреждение  
 высшего профессионального образования  
 "Самарский государственный аэрокосмический университет  
 имени академика С.П. Королёва  
 (национальный исследовательский университет)"



**СОГЛАСОВАНО**

Управление образовательных программ

\_\_\_\_\_ /А.В. Дорошин

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе

\_\_\_\_\_ /Ф.В. Гречников

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА**

Наименование модуля (дисциплины)

Инновационные технологии производства двигателей летательных аппаратов

Цикл, в рамках которого происходит освоение модуля (дисциплины)

Специальные дисциплины отрасли наук и научной специальности

Часть цикла

Дисциплины по выбору аспиранта

Код учебного плана

Факультет

Двигателей летательных аппаратов

Кафедра

Производства двигателей летательных аппаратов

Курс

Семестр

Лекции (СЛ)

2

Семинарские и практические занятия (СП)

22

Лабораторные занятия (СЛР)

0

Экзамен

Экзамен

Курсовая работа (проект) (СКР)

0

Зачет

Самостоятельная работа (СРС)

76

Всего

100

Наименование стандарта, на основании которого составлена рабочая программа:  
05.07.05 "Тепловые электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов"

Соответствие содержания рабочей программы, условий ее реализации, материально-технической и учебно-методической обеспеченности учебного процесса по дисциплине всем требованиям государственных стандартов подтверждаем.

Составители:

Проничев Николай Дмитриевич, д.т.н.,  
профессор

\_\_\_\_\_ (подпись)

Заведующий кафедрой:

Шитарев Игорь Леонидович, д.т.н.,  
профессор

\_\_\_\_\_ (подпись)

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры  
Производства двигателей летательных аппаратов

Протокол № \_\_\_\_ от " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

# **1 Цели и задачи модуля (дисциплины), требования к уровню освоения содержания**

## **1.1 Перечень развиваемых компетенций**

## **1.2 Цели и задачи изучения модуля (дисциплины)**

Целью учебной дисциплины "Инновационные технологии производства двигателей летательных аппаратов" для научной специальности 05.07.05 "Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов" является подготовка аспирантов, способных научно-обоснованно и оперативно решать научно-технические задачи производства авиационных двигателей на базе достижений научно-технического прогресса, обеспечивающие требуемое качество изделий.

## **1.3 Требования к уровню подготовки студента, завершившего изучение данного модуля (дисциплины)**

Изучив дисциплину, аспирант должен знать:

- базовые принципы разработки инновационных технологических процессов;
- организационные особенности современного многономенклатурного производства;
- методы и анализ точности обработки с использованием законов теории вероятностей и математической статистики;
- основы оценки технологичности конструкции детали и построения стратегии её обработки;
- методику проектирования инновационных технологических процессов механической обработки;
- методику нормирования операций и экономического сравнения их вариантов.

## **1.4 Связь с предшествующими модулями (дисциплинами)**

Аспирант должен иметь основательную подготовку по следующим

естественно-научным, математическим и общепрофессиональным дисциплинам:

- Математика. Математический анализ. Дифференциальное исчисление. Элементы теории функций и функционального анализа. Дифференциальные уравнения. Теория вероятностей. Законы распределения случайных величин.
- Физика. Основы механики. Кинематика и динамика твердого тела.- Теоретическая механика.
- Инженерная графика.
- Сопrotивление материалов. Напряженное и деформированное состояния.
- Метрология. Стандартизация.
- Детали машин и основы конструирования.
- Материаловедение и технология конструкционных материалов.
- Информатика. Современные системы автоматизированного проектирования.

-Обработка конструкционных материалов. Инструменты. Оборудование.

### 1.5 Связь с последующими модулями (дисциплинами)

## 2 Содержание рабочей программы (модуля)

Семестр 1		
СЛ 0,02 2 часов 0,06 кредитов	Активные 1	Проектирование инновационных технологических процессов изготовления ДЛА
		Использования компьютерного моделирования в подготовке производства ДЛА
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СП 0,22 22 часов 0,61 кредитов	Активные 0,8	Размерный анализ технологических процессов
		Назначение операционных припусков и допусков на обработку, выбор режущего инструмента при обработке специальных материалов
		Автоматизация проектирования технологических процессов
		Исследование результатов механической обработки - фрезерования и сверления композиционных материалов
		Автоматизация подготовки управляющих программ для станков токарной группы на примере станка TNA300
		Расчёт параметров заготовки с помощью системы TechCard
		Исследование производительности размерной электроэрозионной обработки
		Исследование способов разработки управляющих программ механической обработки деталей автоматики АД для операции нарезания резьбы на станке TNA300
	Интерактивные 0,2	Системы управления базами данных при технологической подготовке производства
		Единое информационное пространство при производстве
	Традиционные 0	

СЛР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СКР 0 0 часов 0 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0	
	Традиционные 0	
СРС 0,76 76 часов 2,11 кредитов	Активные 0	
	Интерактивные 0,8	Методика проектирования технологических процессов механической обработки
		Экономическая оценка вариантов операций и технологического процесса
		Совершенствование методики проектирования технологических процессов
	Традиционные 0,2	Операционные припуски и допуски

### **3 Инновационные методы обучения**

1. Использование ресурсов GRID-среды университета.
2. Выполнение лабораторных работ с элементами исследования.
3. Компьютерная обработка результатов наблюдений в лабораторных работах.
4. Решение задач исследовательского характера.

### **4 Технические средства и материальное обеспечение учебного процесса**

1. Компьютерный класс, используемый при проведении практических занятий.
2. Обучающие компьютерные программы.

### **5 Учебно-методическое обеспечение**

#### **5.1 Основная литература**

1. И.А. Иващенко. Проектирование технологических процессов производства двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие для авиационных вузов. - М.: Машиностроение, 1981, 224 с.
2. А.М. Сулима, А.А. Носков, Г.З. Серебренников. Основы технологии производства газотурбинных двигателей: Учебник для студентов авиационных спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1996, 480 с.
3. Евстигнеев М.И., Подзей А.В., Сулима А.М. Технология производства двигателей летательных аппаратов: Учебник для студентов авиац. спец. вузов.- М.: Машиностроение, 1982, 240 с.
4. А.П. Шулепов, В.А. Шманев, И.Л. Шитарев. Проектирование технологической оснастки: Учебник. Под общей редакцией А.П. Шулепова. Самар. гос. аэрокосм.

ун-т. Самара, 1996. 332 с.

## **5.2 Дополнительная литература**

1. Иващенко И.А., Трухман И.М. Расчеты размерно-точностных параметров механической обработки заготовок. Самара: СГАУ, 1993.-98 с.
2. Демин Ф.И., Крашенинников К.П., Филимошин В.Г., Шитарев И.Л. Проектирование технологического маршрута изготовления детали. Самара, СГАУ, 1994 г. - 43 с.
3. И.А. Иващенко, Г.В. Смирнов. Влияние жесткости технологической системы на точность формы обрабатываемой заготовки. Методические указания к лабораторной работе. Самара, СГАУ, 2002.
4. А.И. Потапова, К.П. Крашенинников, Е.В. Афанасьева. Исследование точности обработки на токарном станке статистическим методом. Методические указания к лаб. работе. Самара, СГАУ, 2000.
5. Г.В. Смирнов, В.А. Шманев. Исследование точности центрирования заготовок в токарном трехкулачковом патроне. Методические указания к лаб. работе. Самара, СГАУ, 2003.
6. К.П. Крашенинников, И.М. Трухман. Расчет настроечного размера при динамической настройке резца. Методические указания к лаб. работе. Самара, СГАУ, 2000.
7. Ф.И. Демин. Определение точности при нарезании зубьев цилиндрических зубчатых колес на зубодолбежном станке. Методические указания к лаб. работе. Самара, СГАУ, 2000.
8. Н.Д. Проничев. Исследование чистового этапа изготовления вала. Методические указания к лаб. работе. Самара, СГАУ, 2002.

## **5.3 Электронные источники и интернет ресурсы**

1. <http://www.inno-expert.ru/projects/?cat=2>
2. <http://elibrary.ru/defaultx.asp>
3. [http://ellib.gpntb.ru/index.php?option=com\\_frontpage&Itemid=1](http://ellib.gpntb.ru/index.php?option=com_frontpage&Itemid=1)
4. <http://www.tehlit.ru>
5. <http://lib.prometey.org/>

## **5.4 Методические указания и рекомендации**

Текущий контроль знаний завершается на отчетном занятии, результатом которого является допуск или недопуск студента к экзамену по дисциплине. Основанием

для допуска к экзамену является и отчет по всем лабораторным работам и прием индивидуального задания.

Экзамен проводится согласно положению о текущем и промежуточном контроле

знаний, утвержденному ректором университета. Экзаменационная оценка ставится

на основании письменного и устного ответов студента по экзаменационному билету.

## **2. ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ КОНТЕНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН ОТРАСЛИ И НАУЧНОЙ СПЕЦИАЛЬНОСТИ**

### **2.1 Образовательный контент по разделам опоры и уплотнения авиационных двигателей и энергетических установок**

#### **ОПОРЫ РОТОРА**

**Опоры роторов** – это отдельные модули, которые входят в конструктивно-силовую систему двигателя, но в отличие от таких узлов как компрессор, турбина, камера сгорания не несут прямых функций в рабочем процессе. Они обеспечивают расчетное взаимоположение и вращение решеток профилей ротора относительно решеток профилей статора. Однако с точки зрения проектирования и доводки двигателя эти модули требуют решения разноплановых задач. Так, являясь связующими элементами силовой системы ротора и силовой системы статора двигателя, опоры формируют суммарную осевую силу – тягу двигателя, которая через детали подвески, опять-таки связанные с опорами, передается на летательный аппарат.

Каждая опора составляет часть газоздушного тракта и выступает как основной объект масляной системы и системы суфлирования двигателя, обеспечивая теплозащиту и смазку подшипников. Через одну из опор осуществляется передача крутящего момента от стартера к ротору двигателя при запуске, а также отбор мощности от ротора двигателя к коробкам приводов, на которых устанавливаются приводы агрегата: насосы, генераторы и др. Важную роль играют опоры в снижении амплитуд резонансных колебаний роторов и уровня общей вибрации двигателя.

Ранее под «опорой ротора» понимался подшипник с прилегающими деталями (система уплотнений, демпфирования и др.). Говорилось: «ротор имеет две или три опоры», и под этим понималось, что «ротор устанавливается на двух или трех подшипниках». Все элементы, связывающие подшипники с корпусом двигателя не рассматривались. Это не значит, что такие обороты не верны. Просто в одних случаях, когда речь заходит о нагружении ротора правомерно тождество: опора – это подшипник, а в случае комплексного рассмотрения конструкции двигателя: опора – это модуль двигателя с многочисленными структурными и функциональными связями с другими модулями.

#### **Конструктивно-силовая схема опоры.**

Силовой корпус опоры (рис. 1.1) включает наружное кольцо, внутреннее кольцо, соединяющие их ребра, корпус подшипников и диафрагму. Наружное, внутреннее кольца и ребра определяют проточную часть опоры. На наружном кольце располагаются детали подвески двигателя. Внутреннее кольцо из условия нагружения часто выполняется коробчатого сечения. Нагрузка от подшипника к внутреннему кольцу передается через коническую диафрагму. Корпус подшипников это жесткая цилиндрическая толстостенная втулка, в которую устанавливается подшипник, демпфирующее устройство, элементы маслоподводящей системы.

Учитывая, что опора концевая, масляная полость между вращающимся валом и неподвижным корпусом перекрывается одним уплотнением – радиально-торцевым контактным уплотнением (ТКУ) с разрезным кольцом и плоской пружиной между половинками кольца. Такое уплотнение обеспечивает минимальную протечку воздуха в масляную полость и герметичность масляной полости на останове. Второй ярус уплотнения – лабиринтные уплотнения. Объем между лабиринтным уплотнением и РТКУ называется предмасляной полостью. Она наддувается воздухом из-за промежуточной ступени компрессора, с давлением выше, чем давление в масляной полости. Таким образом, исключается выход масла из масляной полости. Чтобы постоянно выдерживать такое условие, масловоздушная смесь отсасывается в атмосферу через специальное сепарирующее



устройство – суфлер, где масло отделяется от воздуха и возвращается в маслосистему, а воздух через специальный трубопровод выбрасывается в атмосферу.

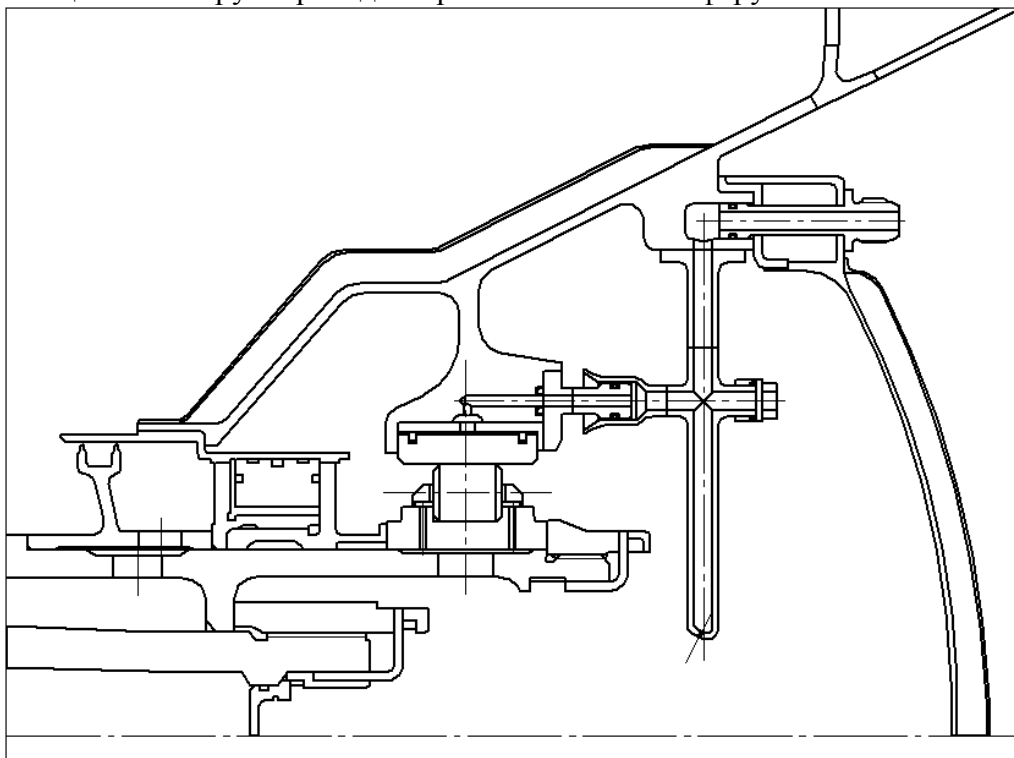


Рисунок 1.1 - Задняя опора ТРДД PW6000

Таким образом, к масляной полости необходимо подвести как минимум три трубопровода: подвода масла, слива масла и суфлирования. Исходя из того, что нагнетающие и откачивающие масляные насосы располагаются на корпусе двигателя, а чаще на корпусе II контура, прокладка этих трубопроводов составляет отдельную конструкторскую задачу: нужно обеспечить герметичность проточной части, температуру и заданные предельные статические и переменные напряжения в трубопроводах, выполнить требования монтажа. Трубопровод проходит через тракт II контура, внутри ребра, через тракт I контура далее по диафрагме к масляной полости. При этом трубопровод слива масла проходит через нижнее ребро, трубопровод суфлирования через ребро верхней половины опоры, а трубопровод подвода масла через любое ребро наиболее коротким путем.

Теплозащита от внешних тепловых потоков (поток горячего газа, обтекающий опору и кок, тепло от нагретого диска и элементов его крепления к валу, тепло от самого вала) обеспечивается в рассматриваемом примере в передней части опоры защитой из пяти стенок (три металлические и две воздушные), в задней части опоры – из трех стенок (две металлические и одна воздушная), торцевая поверхность – три стенки (две металлические и одна теплоизоляционный материал). Внутренняя концевая полость вала, на которой установлен подшипник, непрерывно охлаждается маслом.

Для снижения уровня резонансных колебаний ротора вводится гидродинамический демпфер (ГДД) или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой. Он представляет собой камеру (зазор) высотой 0,15...0,3мм между втулкой с установленным на нее наружным кольцом подшипника и корпусом, ограниченную уплотнительными кольцами. Масло в зазор поступает из маслосистемы двигателя.

Из трубопровода масло поступает в форсунки (3...5 шт.), из которых струя масла попадает на подшипник. В рассматриваемой опоре масло одной форсункой подается внутрь полости на конце вала, попадая на стенки вращающегося вала, оно скапливается в канавке, образуя масляную ванну. Центробежные силы увеличивают давление в масляном слое ванны и масло по отверстиям во внутреннем кольце омывает тела качения, разбрызгивается и отнимает тепло от стенок масляной полости. Центрирование сепаратора подшипника происходит по наружному кольцу. Внешнее тепло, проникающее через стенки или от трения

в подшипнике, тепло приходящее с воздухом через уплотнение отбирается маслом, которое интенсивно подается на подшипник и стенки маслополости. Нагретое масло откачивается и охлаждается в специальном теплообменнике, перед тем как вернуться в опоры.

Конструкция и место размещения по окружности элементов подвески на наружном кольце опоры диктуется самой схемой подвески двигателя на самолете. Обычно это кольцевые ребра (часто не по всей длине окружности) с отверстиями для шарнирного соединения со стержнями подвески.

### **Анализ конструкции опор по их расположению на двигателе**

Следует отметить, что до сих пор нет одинаковых для всех названий опор, размещенных по длине двигателя; более того нет определения модуля «опора ротора». И ГОСТ 23851-79 «Двигатели газотурбинные авиационные. Термины и определения» обходит это определение стороной.

В некоторых конструкторских коллективах опорой ротора называют всю конструкцию опоры, в других – только ее часть, где размещен подшипник. Хотя понятно, что те и другие в одном контексте имеют в виду всю опору, в другом – только подшипник. В двухвальном ТРДД CFM-56 ротор каскада НД трехопорный, т.е. размещен на трех подшипниках, хотя двигатель имеет только две опоры, два модуля.

В анализе используется определение «опора ротора» как модуль и даются названия опор, принятые в конструкторском бюро СНТК им. Н.Д. Кузнецова, где разрабатывались авиационные ГТД одновальной, двухвальной и трехвальной схем и где эту задачу с названиями опор пришлось решать.

Учитывая ведущее место двухвальных ТРДД в иерархии двигателей, используемых в современной авиации, правомерно начать анализ с этого типа.

**Двухвальный ТРДД F100-PW-229** для истребителей ( $P_{\phi} = 12,8кН$ ;  $m = 0,36$ ;  $P_{Б/\phi} = 7,9кН$ ;  $\pi_k^* = 32$ ;  $D_{ВХ} = 880мм$ ;  $D_{ДВМАХ} = 1180мм$ ;  $L = 4850мм$ ;  $M_{ДВ} = 1680кг$ ) имеет четыре модуля опоры ротора (ротор каскада ВД на двух подшипниках, ротор каскада НД на трех подшипниках) (рис. 1.2).

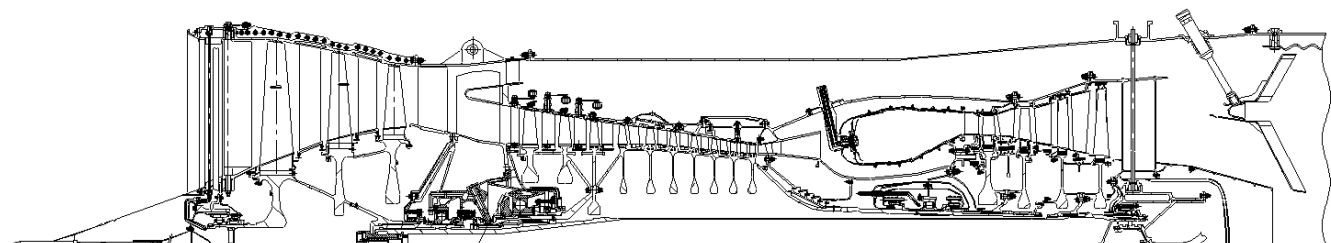


Рисунок 1. 2 - Размещение опор ТРДД F100-PW-229

**Передняя опора ТРДД F100-PW-229** (рис. 1.3) – это опора, размещенная перед вентилятором, на которую опирается передний носок ротора вентилятора. Она имеет один роликовый подшипник.

Наружное кольцо опоры, как и у других двигателей с такой опорой, выполняется с двойной стенкой, между которыми образуется ресивер для подвода горячего воздуха из промежуточных ступеней компрессора ВД, используемого для обогрева стоек (лопаток ВНА) и входного кока при обледенении.

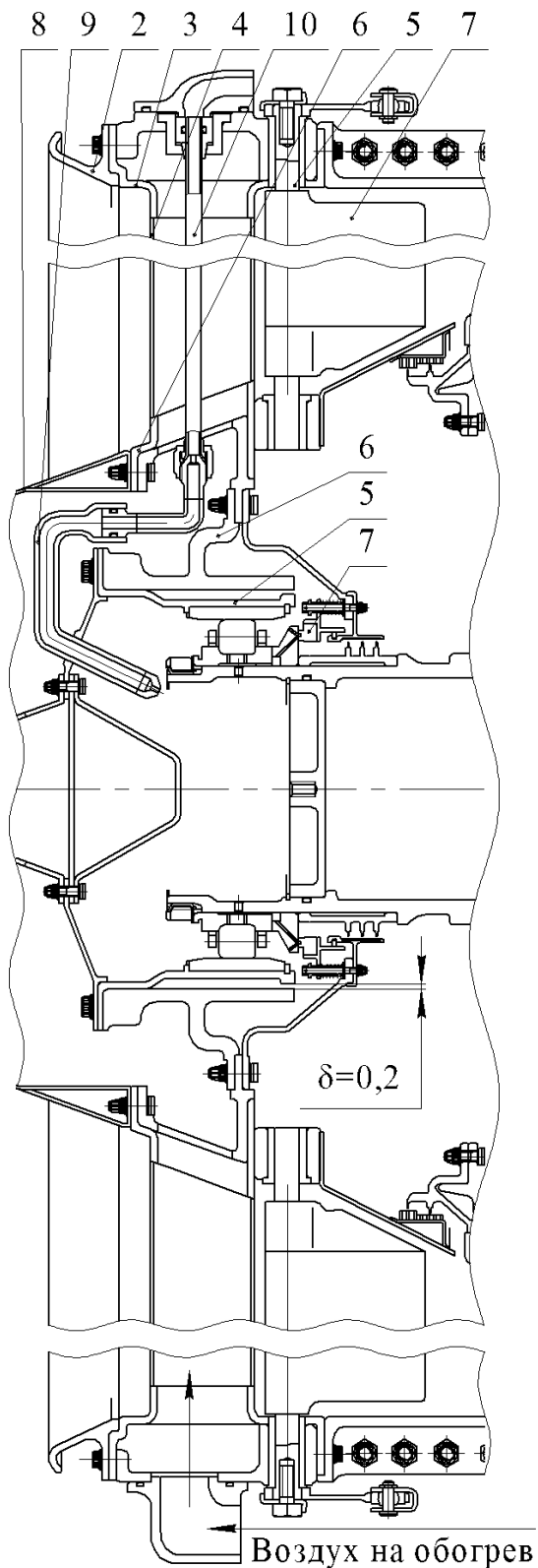


Рисунок 1.3- Передняя опора ТРДД F100-PW-229, конструкция и конструктивная схема:

1 – наружная стенка ресивера; 2 – внутреннее кольцо опоры; 3 – лопатка ВНА (ребро опоры); 4 – трубопровод подвода масла; 5 – трубопровод транспортировки горячего воздуха в полость лопатки; 6 – система управления ВНА; 7 – ось поворота хвостовой части; 8 – хвостовая поворотная часть лопатки ВНА; 9 – неподвижный входной; 10 – форсунка масляная; 11 – внутреннее кольцо; 12 – корпус подшипника; 13 – упругий нелинейный элемент

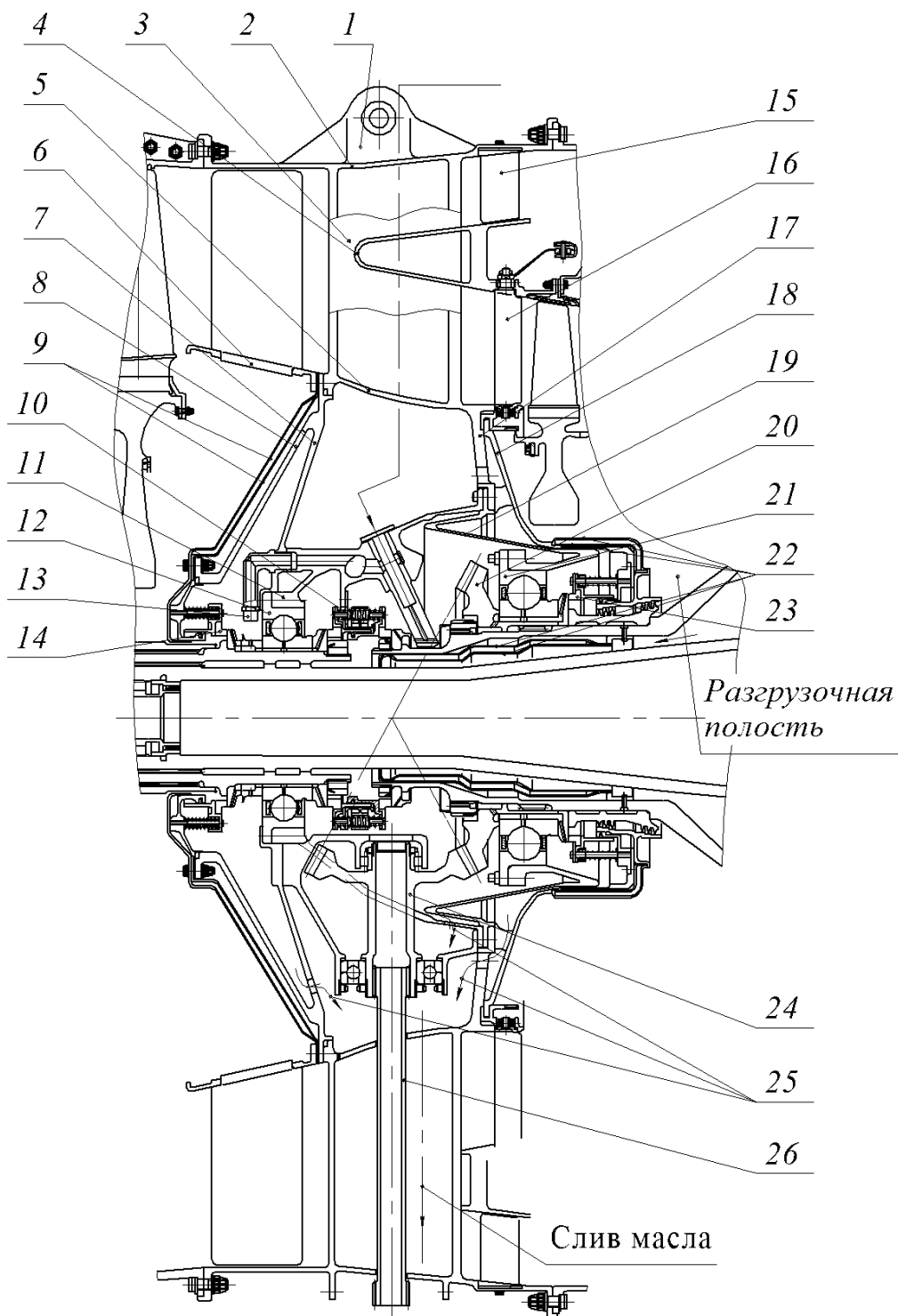


Рисунок 1.4 - Средняя опора ТРДДФ F100-PW-229, конструкция и конструктивная схема:

1 – элемент подвески; 2 – наружное кольцо корпуса опоры; 3 – пустотелое ребро; 4 – разделитель потоков; 5 – внутреннее кольцо; 6 – НА каскада НД; 7 – передняя диафрагма опоры; 8 – несущая стенка ТКУ; 9 – теплоизоляция; 10 – межвальные ТКУ; 11 – корпус подшипника ротора НД; 12 – радиально-упорный подшипник ротора НД; 13 – масляная форсунка; 14 – переднее ТКУ; 15 – НА каскада НД II контура; 16 – РНА каскада ВД; 17 – задняя диафрагма; 18 – несущая стенка заднего ТКУ; 19 – упругая втулка опоры ротора ВД; 20 – шестерня для отбора мощности от ротора ВД; 21 – радиально-упорный подшипник ротора ВД; 22 – элементы теплоизоляции; 23 – заднее ТКУ; 24 – центральный привод; 25 – слив масла из опоры; 26 – рессора центрального привода

Важным элементом в конструкции опоры является крепление лопаток ВНА к наружному и внутреннему кольцам. Исполнения могут быть разными: разъемное болтовое соединение (АЛ-31Ф), сварное по наружному кольцу и фланцевое по внутреннему (НК-25) и др. В рассматриваемом случае, на наружном и внутреннем кольцах выполнены выступы высотой 10...12 мм с толщиной стенки 1,5...2 мм точно по контуру пустотелой лопатки. По этим выступам происходят соединения сваркой в стык лопаток ВНА с наружным и внутренним кольцами. На F100-PW-229 и ряде других двигателей лопатки ВНА имеют силовую переднюю часть и управляемую поворотную хвостовую часть. Хвостовая часть лопатки тоже пустотелая поворачивается на оси по типу лопатки РНА и управляется общей системой управления компрессором.

К силовому фланцу внутреннего кольца крепится диафрагма, выполненная как единое целое с корпусом подшипника, в котором устанавливается роликовый подшипник на упругой втулке с ограниченным зазором  $\delta = 0,2 \text{ мм}$ . Упругая втулка является нелинейным элементом в силовой системе опоры. На передней крышке масляной полости сваркой закреплены элементы трубопроводов подвода масла ( $d_{\text{вн}} = 6 \text{ мм}$ ) с форсункой, слива масла и суфлирования. С этими трубопроводами через элементы соединения стыкуются трубки, проходящие через пустотелую переднюю часть лопатки. Путь масла к телам качения такой же, как на рисунке 1.1.

**Средняя опора ТРДД F100-PW-229** (рис. 1.4) – опора, расположенная перед компрессором ВД. Проточная часть опоры разделяет воздушный поток на внешний и внутренний с помощью кольцевого разделителя потоков, который скрепляется с ребрами опоры. На входе устанавливается НА третьей ступени вентилятора, а на выходе второй ряд НА третьей ступени во II контуре.

Наружное, внутреннее кольцо и разделитель потоков – это основной силовой элемент опоры и выполнен без разъемов литьем.

В отличие от передней опоры на наружном кольце средней опоры размещены проушины системы подвески – средняя опора является передним поясом подвески двигателя на самолете. К наружному кольцу консольно, через оболочку наружного контура, крепятся форсажная камера и реактивное сопло. Задний фланец разделителя потоков связан с корпусом компрессора ВД. Внутреннее кольцо через переднюю и заднюю конические диафрагмы связано с корпусом подшипника ротора НД (РУП) и корпусом подшипника ротора ВД (РУП). Задняя диафрагма играет роль упругой втулки нелинейного элемента, автоматически увеличивающую жесткость опоры при проходе ротора ВД через резонанс, когда выбирается зазор между упругой втулкой (19) и корпусом (18).

Средняя опора несет еще одну функцию по передаче усилий. Во внутренней полости между внутренним кольцом и корпусами подшипников расположен закрепленный на специальном фланце внутреннего кольца корпус-блок центрального привода, в котором размещены два подшипника шариковый и роликовый, а на них консольно-коническая шестерня, которая входит в зацепление с центральной конической шестерней на конце ротора ВД. Шлицевая рессора, проходящая через одно из ребер опоры, передает крутящий момент от этой внутренней конической пары к аналогичной внешней, укрепленной на наружном кольце. Такая пара может служить для передачи крутящего момента от стартера к ротору ВД (именно этот ротор раскручивается при запуске ТРДД). Такая же передача, проходящая через другое ребро, служит уже передачей крутящего момента от ротора ВД к коробкам приводов агрегатов, обслуживающих двигатель и самолет.

**Опора турбины ВД ТРДД F100-PW-229** (рис. 1.5) с роликовым подшипником имеет конструктивные особенности:

- опора расположена перед турбиной ВД в зоне с большим уровнем удельных тепловых потоков, что при положительном эффекте-снижении расстояния между опорами ротора ВД требует особых мер по теплозащите масляной полости;

- силовой корпус опоры и камера сгорания совмещены, что предопределяет затруднения с размещением трубопроводов подвода и слива масла, суфлирования и охлаждения опоры.

К диафрагме крепятся несущие стенки масляной полости опоры, на которых установлены торцевые контактные уплотнения (ТКУ) переднее и заднее. С креплением на детали подводящих трубок, укрепленных на стенке масляной полости, устанавливаются еще две передние защитные оболочки. Тогда масляную полость от внутреннего корпуса КС отделяют пять стенок (три металлические, две воздушные). Задние защитные оболочки крепятся к диафрагме и составляют три стенки. Пространство между стенками над масляной полостью может продуваться воздухом, забираемым промежуточной ступенью или из разгрузочной полости ротора компрессора ВД. При проводке трубопроводов в масляную полость, чтобы обеспечить монтаж их приходится делать из отдельных участков. Так трубопровод подвода масла от насоса до форсунки должен пройти через пять-шесть стенок.

**Задняя опора ТРДД F100-PW-229** (рис. 1.6) – опора, расположенная за турбиной НД. Основные подходы к проектированию задней опоры были рассмотрены при анализе опоры на рисунке 1.1. Следует отметить особенности конструкции этой опоры. Учитывая, что диаметр турбины НД здесь значительно меньше, меньше и диаметр опоры, поэтому диафрагма выполнена в виде вертикальной стенки. Для защиты от тепловых потоков со стороны форсажной камеры уменьшен объем и поверхность стенок масляной полости, усилена теплоизоляция по цилиндрическим стенкам и по торцевой поверхности.

Альтернативой рассмотренной схеме размещения и конструкции опор ТРДДФ может служить ТРДДФ НК-144 (рис. 1.7), где число опор уменьшено до трех: исключена опора перед турбиной, а задняя опора турбины имеет два подшипника – подшипник ротора каскада НД и межвальный подшипник ротора каскада ВД.

Остановимся на трехвальной схеме ТРДД. В трехвальной схеме добавляется два или три подшипника, или один или два модуля опоры. На рисунке 1.8 изображена конструктивно-силовая схема гипотетического трехвального ТРДД малой степени двухконтурности с максимальным числом опор, равным пяти. Ротор ВД на двух опорах, роторы СД и НД на трех, общее число подшипников – восемь. При сравнении с двухвальными ТРДД добавляется промежуточная опора компрессора, где размещаются радиально-упорный подшипник ротора СД.

Однако в практике двигателестроения постоянное стремление к снижению веса привело к тому, что одна из опор передняя или задняя или обе могут быть исключены из конструктивной схемы. Так трехвальный ТРДДФ НК-25 имеет четыре опоры (нет задней опоры), а ТРДДФ RB.199 (рис. 1.9) – три опоры (нет передней и задней опоры). Последнее возможно, если число ступеней вентилятора и турбины НД невелико (от 1 до 3).

В системе уплотнения масляных полостей опор используются лабиринтные уплотнения. Для наддува предмасляных полостей всех опор подводится воздух из-за компрессора СД: в проточной части каскада ВД средней опоры размещается заборник полного давления. При подводе масла к подшипникам использован принцип масляной ванны. Сами подшипники (кроме РУП каскада ВД и межвального подшипника турбины ВД) устанавливаются в корпус вместе с гидродинамическими демпферами.

Проведенный анализ позволяет провести *классификацию опор* по двум критериям – по нагружению и по месту расположения опоры в конструктивно – силовой схеме двигателя (рис. 1.10)

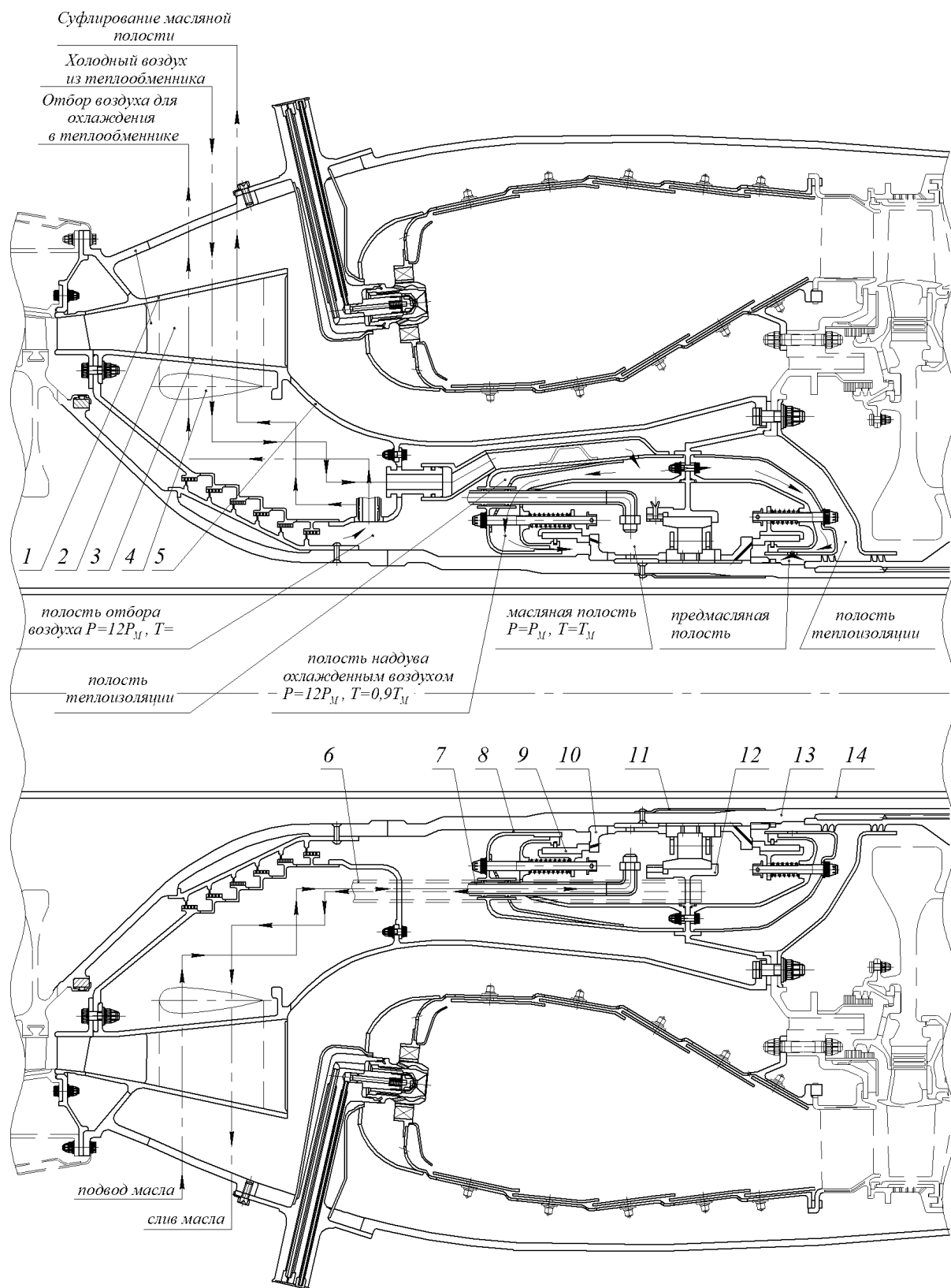


Рисунок 1.5 - Опора турбины ТРДД F100-PW-229: 1 – наружная стенка диффузора; 2 – пустотелое ребро; 3 – внутренняя стенка диффузора; 4 – конфигурация полости ребра; 5 – внутренний корпус КС; 6 – трубопровод слива масла; 7 – подвод масла с радиальной форсункой; 8 – система тепловой защиты масляной полости опоры; 9 – графитовое кольцо ТКУ; 10 – металлическое кольцо (контртело) ТКУ; 11 – теплоизоляция подшипника; 12 – корпус подшипника опоры; 13 – вал ВД; 14 – вал НД; 15 – диафрагма опоры

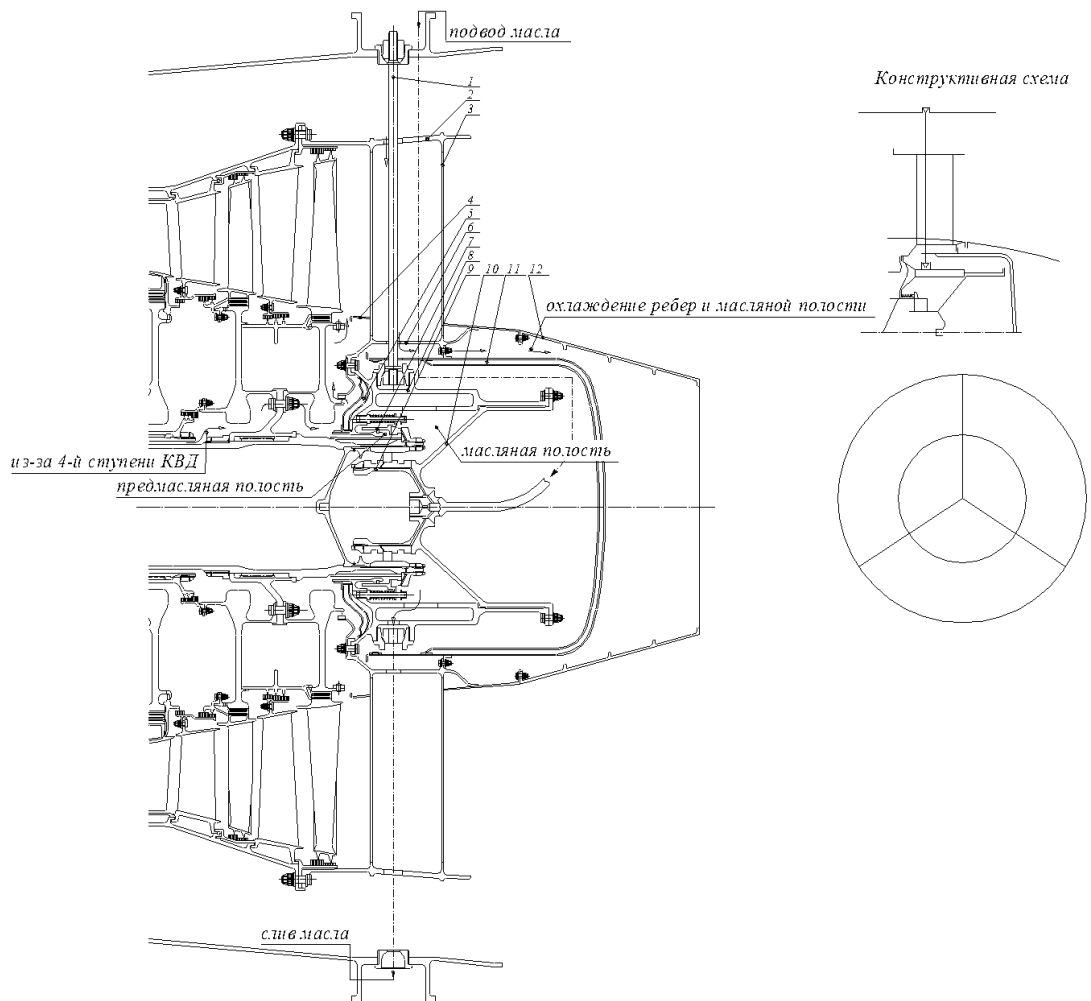


Рисунок 1.6 - Задняя опора турбины и конструктивная схема опоры: 1 - несущие стержни силовой связи с наружной оболочкой, 2 - наружное кольцо опоры, 3-ребра, 4 - обтекатель, 5 - теплоизоляция передняя, 6 - внутреннее кольцо опоры, 7 - ТКУ, 8 - диафрагма (составная), 9 - корпус подшипника, 10 - упругий нелинейный элемент, 11 - теплоизоляция задняя, 12 - кок-стекатель

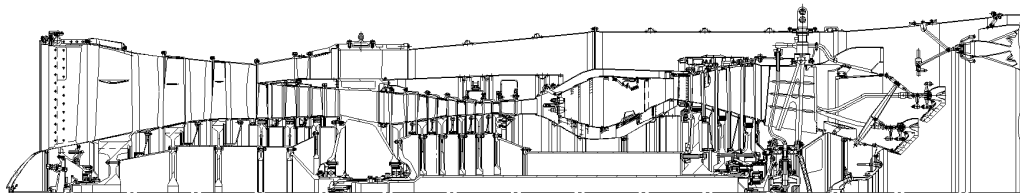


Рисунок 1.7 - Размещение опор в ТРДДФ НК-144

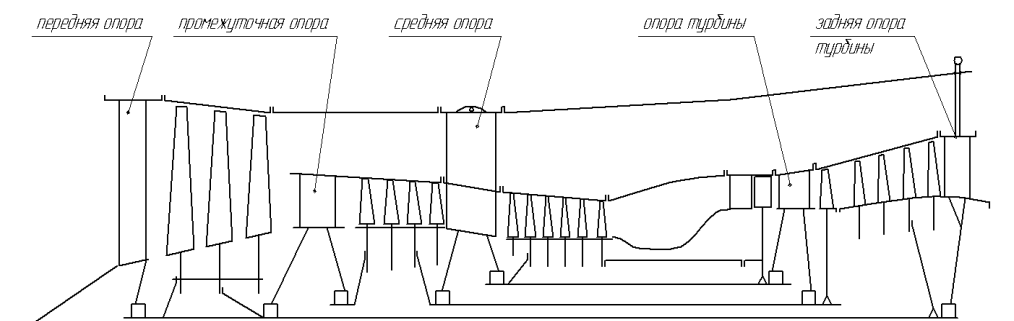


Рисунок 1.8 - Конструктивно силовая схема трехвального ТРДД



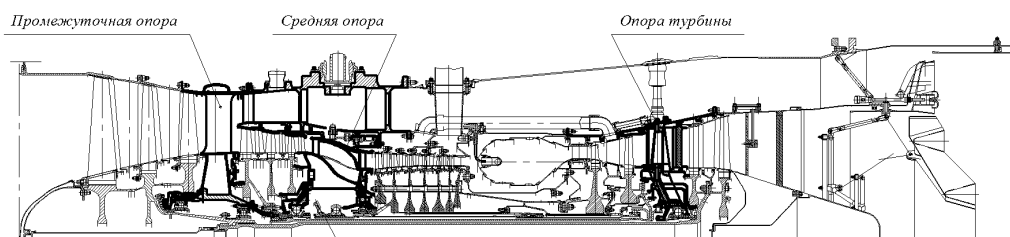


Рисунок 1.9 - Размещение опор ТРДДФ RB.199

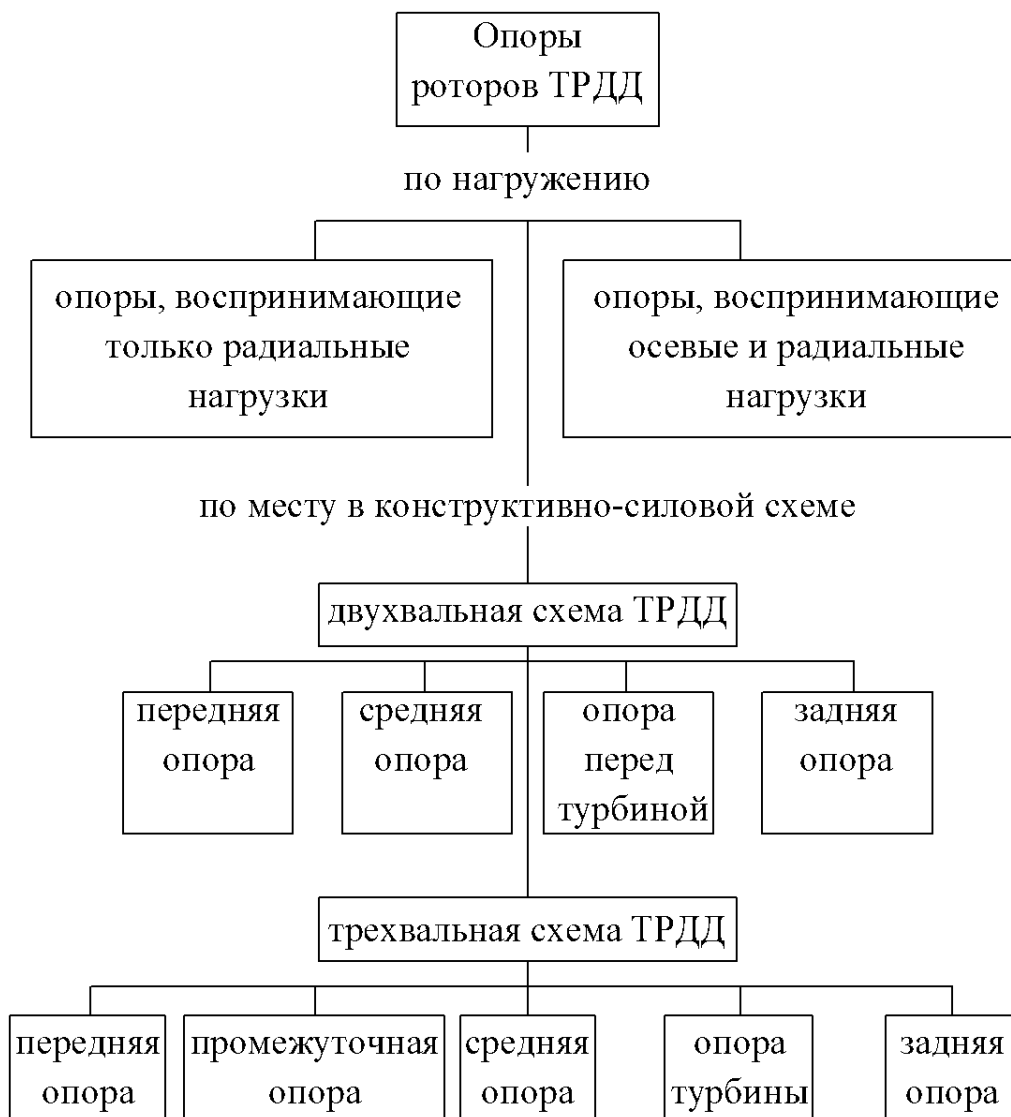


Рисунок 1.10 - Классификация опор ТРДД  
**Организация подвода и отвода смазки**

Подвод масла для трущихся поверхностей одна из главных, но не единственная функция масляной системы двигателя. Масло используется не только для смазки поверхностей контакта, но и для отвода тепла от них. «При этом у современных ГТД обеспечение потребного теплового состояния узлов трения является наиболее значимой задачей. Так для смазки теплонагруженного РУП может оказаться достаточным весьма незначительное количество масла (не более 100 г/ч), а для съема тепла, выделяемого им (10...20кВт), требуется подавать масла до 0,15 л/с) [1].

Тепловой баланс в масляной полости опор двигателя означает, что тепло от всех источников, переходящее в масляную полость, отводится маслом, подаваемым на подшипники, шестерен и контактные уплотнения.

Количество этого тепла зависит от режима работы двигателя. Каждому режиму работы двигателя соответствует свой объем масла проходящий через опоры двигателя в единицу времени, который называется *прокачкой масла через двигатель*, а тепло, аккумулируемое маслом, в свою очередь называется *теплоотдачей в масло*.

Уравнение теплового баланса:

$$Q_{\Sigma} = q_{M\Sigma} \cdot C_M \cdot \rho_M (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где  $Q_{\Sigma} = Q_{CT} + Q_B + Q_{II} + Q_{Ц.П.} + Q_{К.П.}$  – суммарное количество тепла, поступающего в масляную полость опоры через стенки  $Q_{CT}$ , с воздухом через уплотнения  $Q_B$ , от подшипников  $Q_{II}$ , центрального привода  $Q_{Ц.П.}$  и коробки приводов  $Q_{К.П.}$ ;

$q_{M\Sigma}$  – суммарная прокачка масла;

$C_M, \rho_M$  – теплоемкость и плотность масла;

$t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$  – подогрев масла, разность температур масла на выходе и на входе в масляную систему опор.

Прокачка масла через двигатель:

$$q_M = \frac{Q_{\Sigma}}{C_M \cdot \rho_M (t_{M \text{ вых}} - t_{M \text{ вх}})}, \text{ л/мин}$$

Важной конструкторской задачей при создании опор является формирование системы принудительного подвода масла к подшипникам и шестерням, системы слива масла из масляной полости опор и системы суфлирования этих полостей.

Как уже отмечалось в начале этой главы, к масляной полости каждой опоры нужно подвести как минимум три трубопровода: подвода, слива и суфлирования. А если это ТРДД и коробка приводов и, следовательно, маслонасос размещены на наружном корпусе двигателя, то каждый трубопровод должен еще пересечь тракт II контура.

Здесь следует рассмотреть размещение коммуникаций в самой опоре. *Прокладка трубопроводов внутри опоры* основывается на принятой принципиальной схеме масляной системы, связи между ними, направления потоков масла и масловоздушной смеси, и оформляется по ГОСТ. В инженерной практике используют схему в так называемом мнемоническом исполнении (рис. 1.11), которая более удобна для восприятия.

В соответствии со схемой масляной системы на линию нагнетания масло подается одним насосом и задача состоит в том, чтобы получить минимальные путевые потери давления  $P_{\text{потерь}}$  и обеспечить пред форсунками подачи масла на подшипники давление:

$$\Delta P = P_M - P_{\text{потерь}} = 0,4^{\pm 0,05} \text{ МПа.}$$

Итак, для проектирования коммуникации подвода масла внутри опоры необходимо определить прокачку масла через каждую опору ( $q_{M1}, q_{M1} \dots q_{Mn}$ ), то есть знать тепловые потоки в каждой опоре ( $Q_{\Sigma 1}, Q_{\Sigma 1} \dots Q_{\Sigma n}$ ), подогрев масла в каждой из них ( $\Delta t_{M1}, \Delta t_{M2} \dots \Delta t_{Mn}$ ) и сорт масла ( $C_M, \rho_M$ ).

Определение тепловых потоков рассмотрено ранее, а подогрев масла в опорах ТРДД можно принять: в передней опоре – 5...10°C, в средней опоре – 35...45°C и в опоре турбины – 70...80°C.

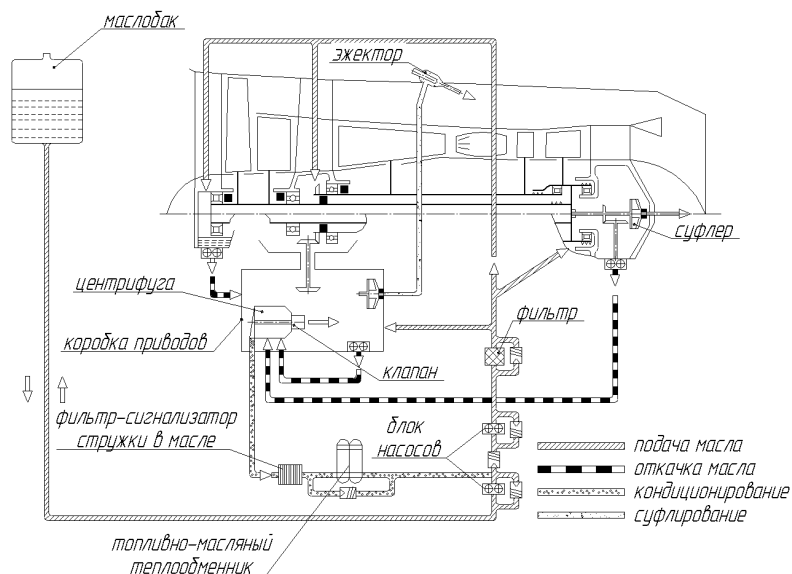


Рисунок 1.11 - Схема масляной системы

Площадь, проходное сечение трубопроводов (каналов) в опоре можно найти из уравнения расхода:

$$q_{Mi} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V,$$

где  $\frac{\pi d_i^2}{4} (S_i)$  – площадь проходного сечения трубопровода, канала

$V$  – скорость течения среды в трубопроводе.

На линии откачки масло из масляной полости каждой опоры отсасывается своим масляным насосом повышенной производительности. Важно обеспечить слив вспененного масла (количество масла в котором до 50%) и нагретого (до 150...220°С) масла самотеком со скоростью не более 0,3...0,4 м/с.

Насыщение масла воздухом увеличивает объем откачиваемого масла в два с лишним раза, но при этом снижается вязкость масла и снижаются гидравлические потери.

Поэтому при оценке проходных сечений в сливных магистралях расход масла в уравнении расхода нужно увеличить в 1,5...1,7 раза ( $K_y = 1,5...1,75$ ):

$$K_y q_{Mi} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V.$$

Отдельно о **системе суфлирования**. Как указывалось ранее, чтобы предотвратить утечку масла через уплотнение, давление перед ним должно быть больше, чем в масляной полости. Но «чтобы исключить накопление в масляной полости воздуха, которое привело бы к уменьшению перепада давления на уплотнении, осуществляется равновесный отвод из нее воздуха. Эту функцию выполняет система суфлирования» [1]. Особенностью транспортирования воздуха из маслополости до динамического суфлера является то, что воздух содержит капли и пары масла, т.е. по трубе течет двухфазная смесь, в которой происходит резкое понижение скорости звука – до 30 м/с.

Это означает, что при такой скорости может произойти запирание потока в трубопроводе – отсюда и ограничение скорости до 20м/с.

Такое ограничение скоростей обеспечивает минимальные гидравлические потери в каналах опоры. Допускаемые скорости течения масла и масловоздушной смеси  $V$  принимается по таблице 1.1.

**Таблица 1.1 Допускаемые скорости течения масла**

масло	на линии нагнетания на линии слива: самотеком за откачивающим насосом	2...3 м/с 0,3...0,4 м/с не более 2 м/с
воздух	на выходе из динамического суфлера	100 м/с
воздушно- масляная смесь	от масляной полости до динамического суфлера	не более 20 м/с

Для определения площади проходных сечений трубопроводов системы суфлирования полагается, что количество воздуха, входящего в масляную полость через все уплотнения должно выйти через систему суфлирования без повышения давления в масляной полости.

Это равновесие может быть получено изношенностью уплотнений или при нарушении нормальной работы одного из уплотнений. Чтобы этого не произошло, проходные сечения каналов в агрегатах и трубопроводах системы суфлирования выбирают с учетом требуемой избыточности по пропускной способности [2].

По стандарту вводится коэффициент избыточности пропускной способности  $K_{изб}$ :

$$K_{изб} = \frac{G_{np}}{G_{упл}},$$

где  $G_{np}$  – предельно допустимый расход воздуха в системе суфлирования;

$G_{упл}$  – расход воздуха через максимально изношенные уплотнения.

Величина  $K_{изб}$  составляет для лабиринтных уплотнений не менее 1,5, а для контактных – не менее 2,5.

Предельно допустимым расходом воздуха в системе суфлирования будет такой расход, при котором величина давления в системе суфлирования достигает максимального нормированного значения.

Тогда уравнение расхода для определения проходных сечений трубопроводов системы суфлирования будет иметь вид:

$$G_{упл} \cdot K_{изб} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V \cdot z,$$

где  $z$  – потребное количество трубопроводов, при проходе через ребра опоры.

Зная потребные площади трубопроводов на всех коммуникациях, идущих к масляной полости, можно решить задачу конструктивного оформления их на участках: «проход через ребро» (так называемые радиальные трубопроводы) и «разводка внутри масляной полости».

### **Конструкция радиальных трубопроводов**

Провести трубы через ребро опоры это значит выполнить следующие требования:

- обеспечить заданную площадь проходного сечения;
- исключить касание трубки о внутренние стенки ребра (зазор 1,0...1,5), чтобы не допускать истирания, разрушения и разгерметизации системы;
- иметь возможность монтажа и демонтажа при сборке опоры;
- обеспечить теплоизоляцию от тепловых потоков из газового тракта (в опоре турбины);
- гарантировать герметичность (без внешнего осмотра).

Проведем анализ путей решения задачи в каждой из опор.

*Передняя опора.* Это концевая опора с одним подшипником, с одной подсистемой уплотнений, практически без притока тепла из вне, подогрев масла мал ( $5...10^{\circ}\text{C}$ ), суфлирование масляной полости обеспечивается откачивающим насосом. Одно из затруднений – малая толщина профиля ребра, особенно в варианте, когда совмещены функции лопаток ВНА и ребра опоры. Например, в ребре лопатки ВНА передней опоры ТРДДФ АЛ-31Ф компактно размещена трубка подвода масла, а также каналы слива масла и суфлирования.

*Средняя опора.* Разводка трубопроводов внутри масляной полости для подвода масла к нескольким потребителям возникает в средней опоре, где не один, а несколько подшипников и шестерен, или в опорах с гидродинамическим демпфером. В стыках трубопроводов обычно используются телескопические соединения с резиновым уплотнительным кольцом.

*Опора турбины.* Необходимость выполнения всех перечисленных выше требований, большое число систем уплотнений, делают задачу проводки радиальных трубопроводов сложной. Трубки теплоизолируются или нанесением теплозащиты или выполняются по схеме «трубка в трубке» и внутренняя полость ребра (лопатки СА) продувается охлаждающим воздухом.

Решение проблемы потребных проходных сечений решается в системе слива и системе суфлирования, увеличением числа трубок.

#### **Выбор схемы подвода масла к подшипникам.**

Существует два основных способа подвода масла к подшипникам. Первый – через систему струйных форсунок, которые подают струи масла на тела качения через зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Второй – подвод масла через вал, когда на внутренней поверхности вала образуют масляную ванну с повышенным давлением и масло на тела качения подается через отверстия в стенке вала и во внутреннем кольце.

Граница оптимальности способов подачи масла на тела качения подшипников определяется возможностью попадания масла на тела качения. Это выражается коэффициентом быстроходности  $d_m \cdot n$  ( $d_m$  – средний диаметр подшипника по центрам тел качения в мм,  $n$  – частота вращения в об/м, (табл. 1.2).

**Таблица 1.2 Коэффициенты быстроходности и способы подвода масла**

	Коэффициент быстроходности $d_m \cdot n$	Способ подвода масла
А	до $2,2 \cdot 10^6$	форсунками
Б	$2,2...3,5 \cdot 10^6$	смешанный подвод
В	свыше $3,5 \cdot 10^6$	через вал

При  $d_m \cdot n > 2,2 \cdot 10^6$  масло, подаваемое через форсунки, не достигает всей поверхности тел качения (не обеспечивается «прострел»). При коэффициенте быстроходности более  $3,5 \cdot 10^6$  возможно делать подвод только через вал, так как при боковом подводе через форсунки будут охлаждаться только боковые поверхности тел качения со стороны подвода.

#### **Конструктивные исполнения.**

*Вариант А.* Подвод масла к подшипникам форсункой выполняется при центрировании сепаратора по наружному кольцу. Масло подводится к подшипникам и шестерням струйными форсунками. Струйная форсунка подает масло в виде компактной струи, которая распадается на капли крупных размеров. При этом угол распыла  $2\alpha$  небольшой и составляет  $5...20^{\circ}$  – даже при небольших перепадах давления на форсунке  $\Delta P_{\phi}$  струя обладает большой дальностью. Скорость истечения из форсунки ограничивается  $V_{\phi} = 25...30 \text{ м/с}$  во избежание нагрева и вспенивания масла.

Для равномерного охлаждения неподвижного кольца подшипника, чтобы исключить искажение его геометрии, масло на подшипник подается через несколько форсунок ( $z = 3 \dots 6$ ), равномерно размещенных по окружности. Потребный расход масла через одну струйную форсунку, исходя из расхода масла на подшипник, равен  $q_m$  :

$$q_\phi = \frac{q_m}{z}.$$

Геометрические параметры форсунки определяются из уравнения расхода:

$$q_\phi = \mu_\phi F_c \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_\phi}, \quad g_\phi = \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_\phi},$$

где  $F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$  – площадь сопла форсунки;

$\rho_m$  – плотность масла;

$\Delta P_\phi = P_{ex} - P_{мп} = 0,4 - 0,05 = 0,3 \dots 0,35 \text{ МПа}$  – перепад давления на форсунке;

$\mu_\phi = \frac{q_\phi}{q_{\phi m}}$  – коэффициент расхода форсунки (отношение действительного расхода к теоретическому).

Максимальное значение  $\mu_\phi = 0,75 \dots 0,85$  получается при отношении длины сопла к его диаметру  $2 < \frac{l_c}{d_c} < 5$  и оптимальном угле  $20^\circ$ .

Если принять, что среднее значение расхода масла на подшипники: роликовый, в опоре компрессора –  $q_m = 1 \dots 3 \text{ л/м}$ , а в опоре турбины –  $q_m = 4 \dots 12 \text{ л/м}$ , радиально-упорный шариковый, в опоре компрессора –  $q_m = 4 \dots 12 \text{ м/с}$ , то диаметры сопла струйных форсунок находятся в пределах:

$d_\phi = 1,2 \dots 1,5 \text{ мм}$  – для роликовых в опорах компрессора;

$d_\phi = 4,0 \dots 5,0 \text{ мм}$  – для остальных случаев.

Для получения наибольшего эффекта «прострела» масла между телами качения, чтобы обеспечить подачу «холодного» свежего масла на тела качения, ось сопла форсунки должна быть ориентирована относительно плоскости вращения и направлена в точку, разделяющую пополам зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Угол  $\alpha = 15 \dots 20^\circ$ , угол  $\beta = 0 \dots 45^\circ$  (относительно оси вращения), расстояние от форсунки до подшипника  $h = (4 \dots 5)d_\phi$ . Наклоном оси сопла форсунки и расстоянием  $h$  можно регулировать площадь пятна факела в зазоре.

**Вариант Б.** Подача масла через вал может использоваться в разных конструктивных исполнениях во всех опорах, но наиболее просто в концевых опорах. В основе его лежит эффект вращения сосуда с жидкостью, когда ось вращения расположена горизонтально, а угловая скорость  $\omega$  столь велика, что силой тяжести можно пренебречь по сравнению с центробежными силами. Закон изменения давления в жидкости для этого случая получается из рассмотрения равновесия элементарного объема с площадью основания  $dS$  и высотой  $dr$ , взятой вдоль радиуса.

Тогда уравнение равновесия выделенного объема в направлении радиуса:

$$pdS = (p + dp)dS + \rho_m \omega^2 r dr dS = 0,$$

сокращая и интегрируя, можно получить:

$$dp = \rho_m \omega^2 r dr,$$

$$p = \rho_m \omega^2 \frac{r^2}{2} + C.$$

Постоянная интегрирования  $C$  находится из условия, что сосуд лишь частично заполнен маслом и при  $r = r_0$ ,  $p = p_0$ , следовательно  $C = P_0 - \rho_m \omega^2 \frac{r_0^2}{2}$ .

И тогда закон распределения давления по толщине слоя:

$$P = P_0 + \rho_m \frac{\omega^2}{2} (r^2 - r_0^2),$$

где  $r - r_0 = h$  – толщина слоя, определяемая высотой бурта канавки.

При подаче масла внутрь отведенного участка полости вала по высоте и форме канавки образуется слой масла, давление в котором можно создать в 3...5 раза выше, чем давление за насосом. Это позволяет транспортировать масло по сложной системе каналов и проточек к телам качения, к торцевым уплотнениям и др.

Следует отметить, что это лучший прием подвода масла к межвальному подшипнику и контактными уплотнениям.

При подаче масла через вал, то есть с использованием центробежных сил, в опорах перед турбиной ВД или за ней, удаленных от концов вала, применяется подвод с помощью вращающихся захватов с встречной подачей на них струи масла из охватывающего вал кольцевого коллектора.

### Выбор рациональной формы элементов подвода смазки к подшипнику

При проектировании опоры зачастую приходится подводить масло через внутреннее кольцо подшипника (рис. 1.12). Масло через четыре форсунки непрерывно поступает на специальное кольцо с радиальными каналами, откуда попадает в канавки, выполненные в подшипнике и поступает внутрь подшипника по осевым каналам. Трёхмерная модель подшипника с форсунками и масляным кольцом представлена на рис. 1.13.

Необходимо сравнить количество масла, поступающего в подшипник при использовании колец с двумя и четырьмя каналами и постоянном расходе масла на форсунках.

Рассмотрим кольцо с четырьмя каналами, которое представлено на рис. 1.14.

Форму канала можно видеть на рис. 1.15. Для газодинамического анализа необходимо создать расчетную область течения масла. Это делается в пакете моделирования NX 7.5. Полученную модель можно видеть на рис. 1.16.

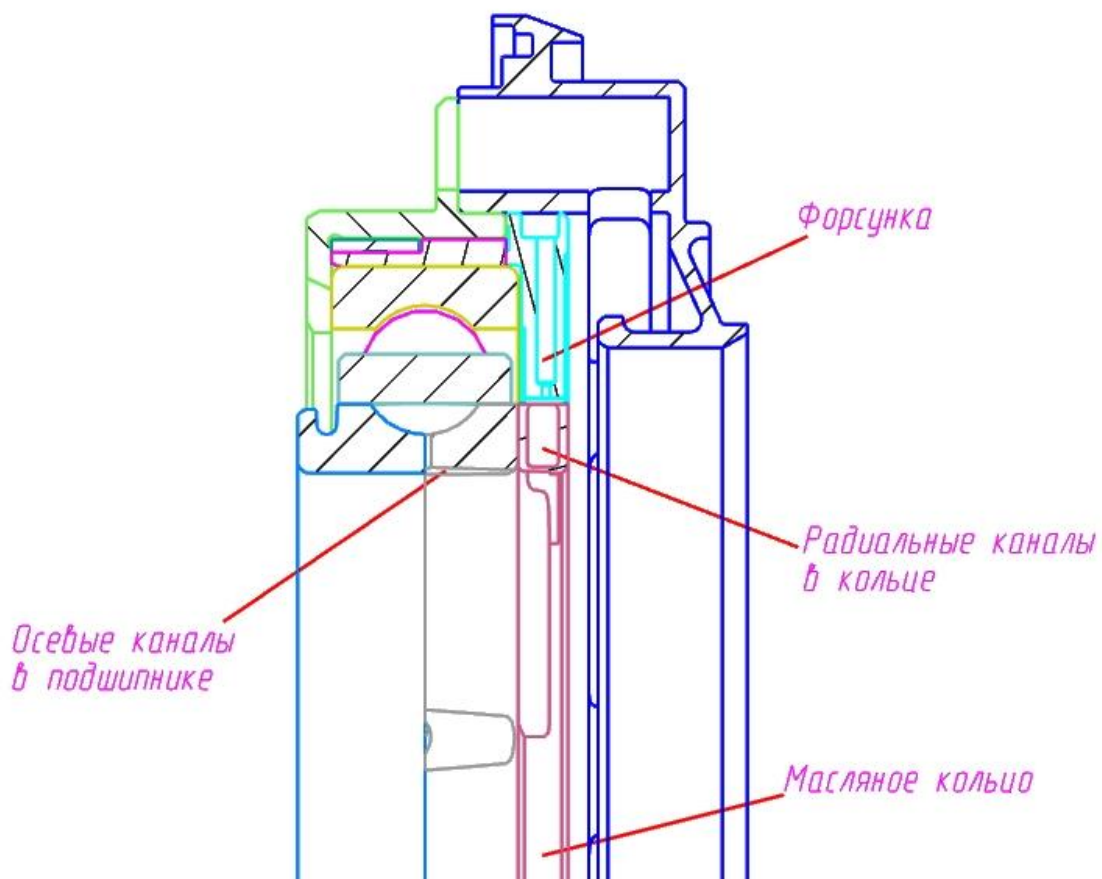


Рисунок 1.12 – Конструкция системы подачи масла в подшипник

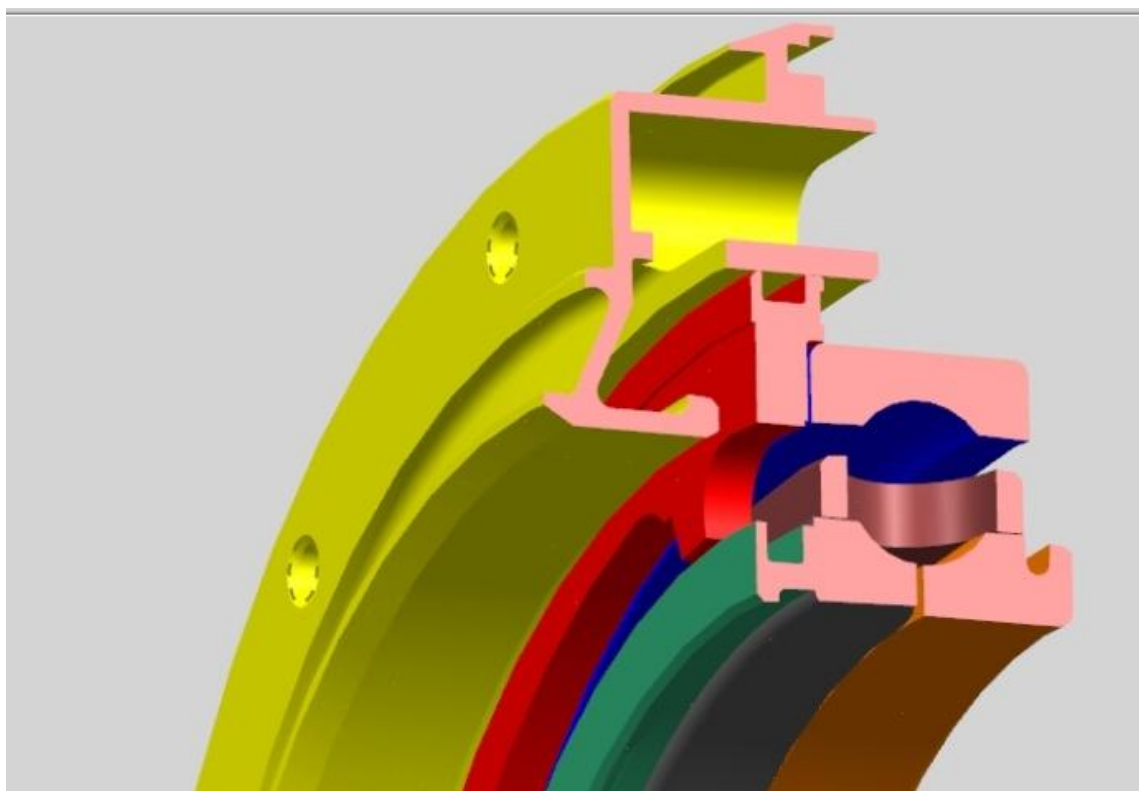


Рисунок 1.13 – 3D-модель узла

Необходимо также создать между кольцом и форсункой область воздушного пространства, так как выходное отверстие форсунки находится на некотором расстоянии от кольца. Форсунки моделируются четырьмя цилиндрами диаметром 1,3 мм. Вся расчетную область можно видеть на рис. 1.17. Необходимо создать два домена, один домен подшипника - вращающийся и стационарный домен, для форсунок с воздушной прослойкой.

Исходными данными для расчета являются свойства масла, расход масла на входе в форсунки, давление на выходе из подшипника, угловая скорость вращения подшипника с кольцом и давление снаружи области воздушной прослойки:

$T G_{\text{вх}} = 18 \text{ г/с}$  - расход масла на входе в одну форсунку

$P_{\text{вых}} = 100000 \text{ Па}$  - давление снаружи подшипника

$\omega_{\text{подш}} = 1200 \text{ рад/с}$

$D_{\text{форсунки}} = 1,3 \text{ мм}$  - диаметр выходного отверстия форсунки

Течение является двухфазным, сплошной фазой является воздух внутри подшипника, дисперсной - масло ИПМ10 с диаметром капель 0,013 мм. Суммарный расход масла через форсунки 72 г/с. В качестве условий сходимости задается сходимость по расходу сред (Conservation Target в Solver Control).

Вектора скоростей показаны на рис. 1.18. Распределение масляной фазы внутри расчетной области показаны на рис. 1.19. Видно, что каналы заполнены маслом неравномерно, степень наполняемости зависит от положения канала относительно масляного кольца.



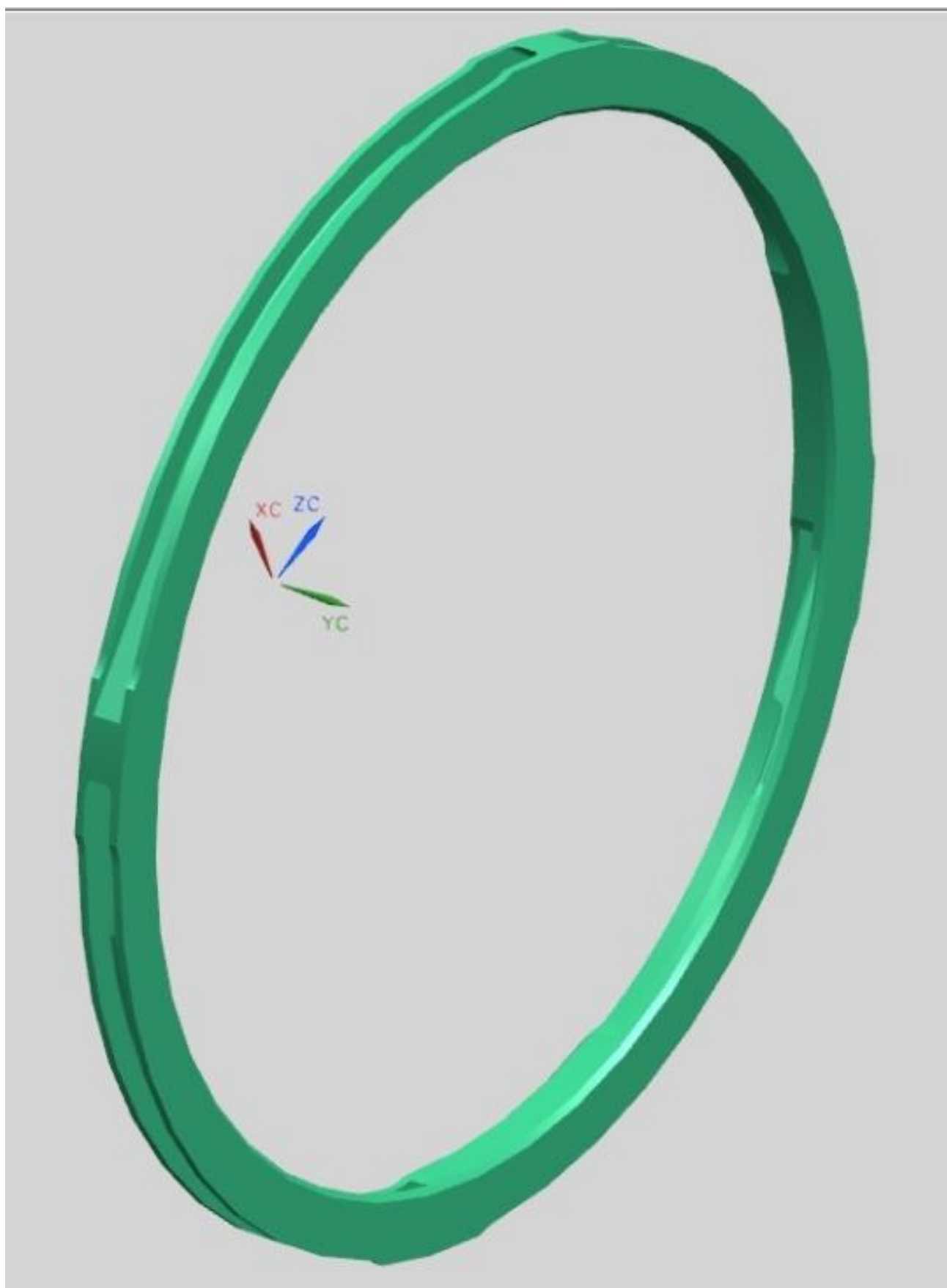


Рисунок 1.14 – Кольцо с четырьмя каналами

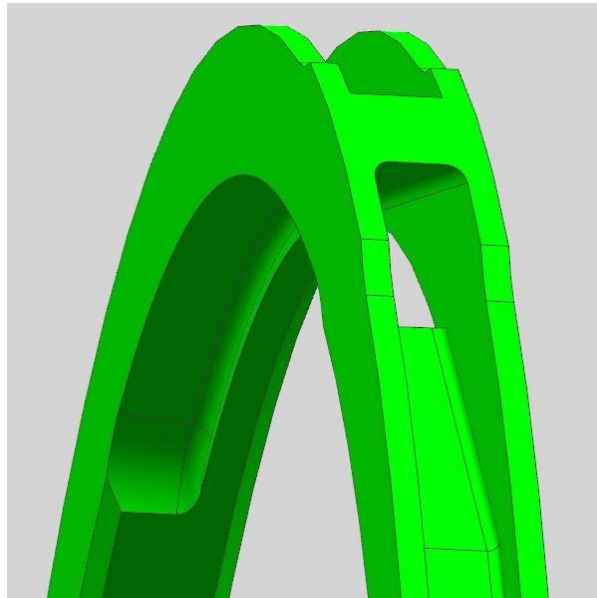


Рисунок 1.15 – Канал в кольце

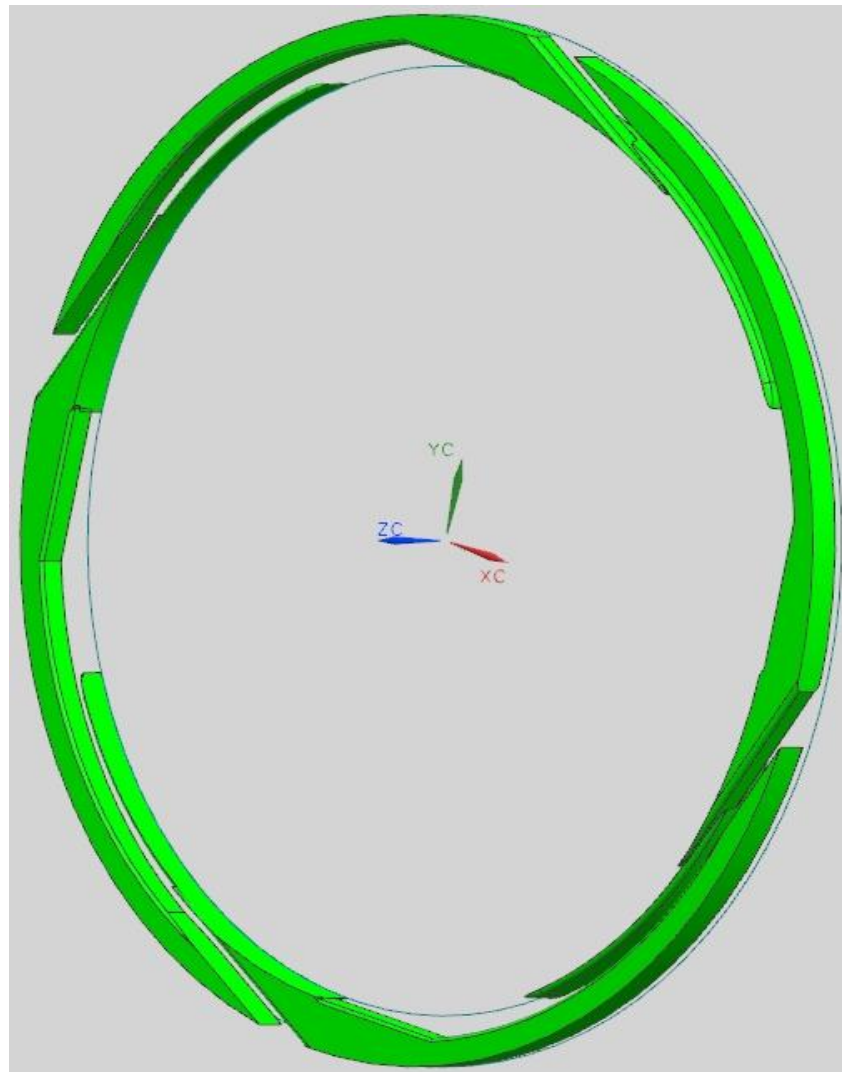


Рисунок 1.16 – Расчетная область течения внутри кольца

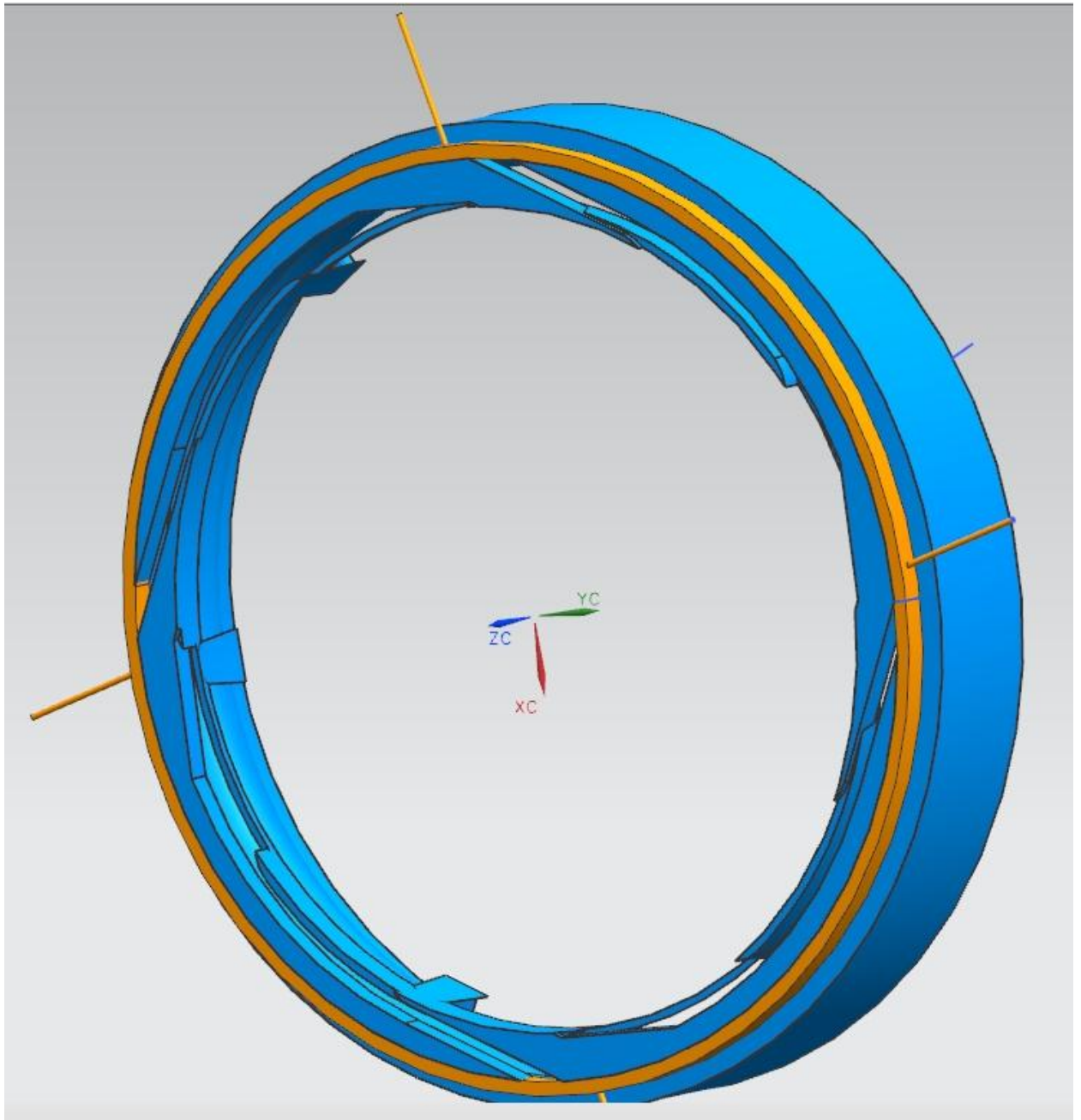


Рисунок 1.17 – 3D-модель расчетной области течения

В таблице 1.3 представлены давления в начале и в конце расширяющегося канала подвода масла в подшипник, которые позволяют судить о напорной характеристике канала.

Таблица 1.3 – Давление внутри канавок подшипника

Канавка	$P_{\text{среднее}}$ Па	$P_{\text{минимальное}}$ Па	$P_{\text{максимальное}}$ Па	$P_{\text{среднее}}^*$ Па	$P_{\text{минимальное}}^*$ Па	$P_{\text{максимальное}}^*$ Па
Начало	93496,3	80215,5	99649,1	203453	122031	476926
Конец	94446,8	86672	100276	208045	127721	361611

Расход масла через осевые каналы подшипник при использовании четырех захватов составил 10,4 з/с.

Рассмотрим кольцо с двумя захватами масла. Его модель представлена на рисунке 1.20.

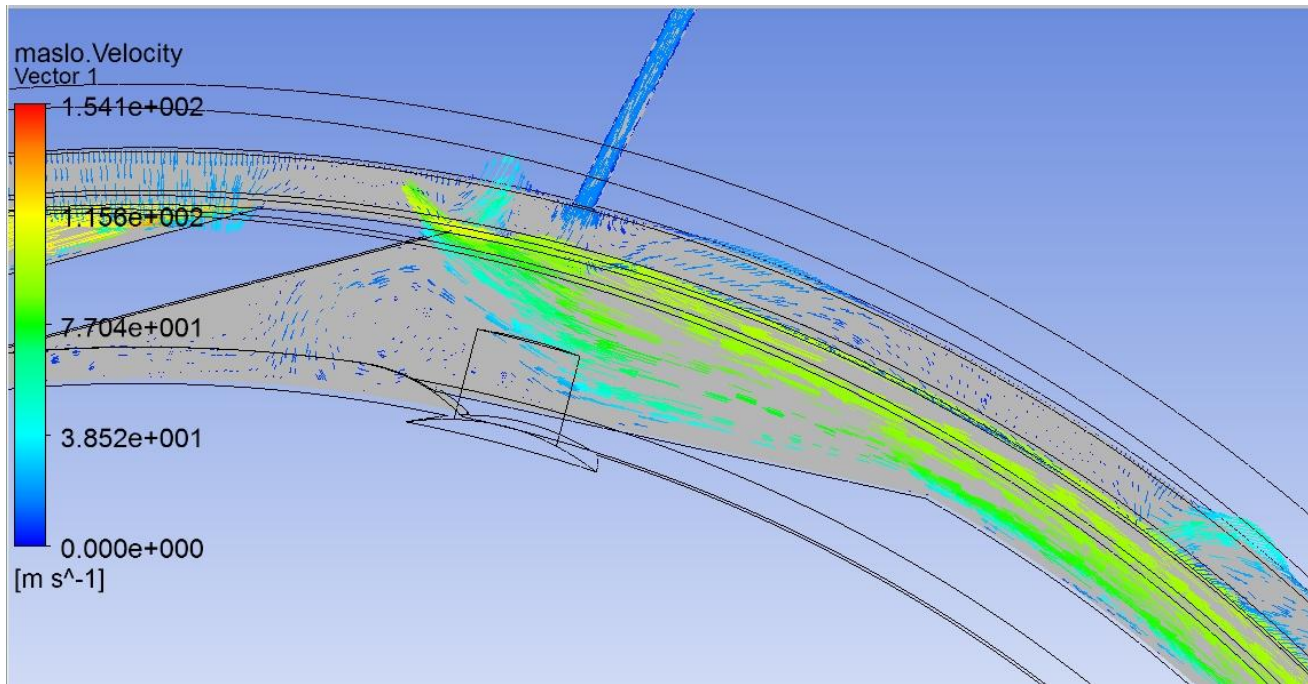


Рисунок 1.18 – Вектора скорости масла перед входом в канал кольца

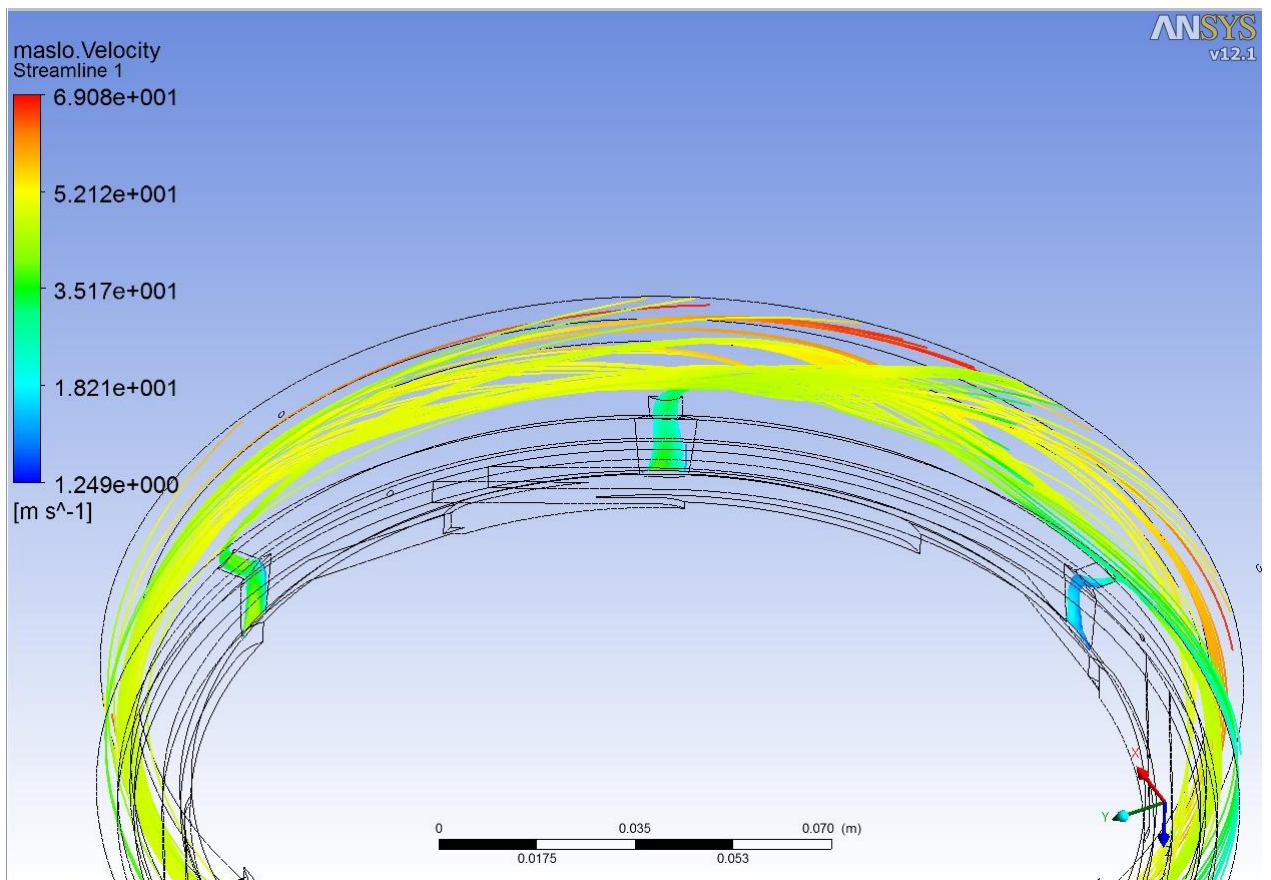


Рисунок 1.19 – Распределение фазы масла внутри расчетной области



Рисунок 1.20 – Модель кольца с двумя захватами

Созданная расчетная модель расчетной области представлена на рисунке 1.21. На рисунке 1.22 показаны вектора скорости фазы масла на входе в кольцо.

В таблице 1.4 представлены давления вначале и в конце расширяющегося канала подвода масла в подшипник.

Таблица 1.4 – Давление внутри канавок подшипника

Канавка	$P_{\text{среднее}}$ Па	$P_{\text{минимальное}}$ Па	$P_{\text{максимальное}}$ Па	$P_{\text{среднее}}^*$ Па	$P_{\text{минимальное}}^*$ Па	$P_{\text{максимальное}}^*$ Па
Начало	99473	91149	179538	156044	127204	179538
Конец	101849	92825	109515	161947	138365	186511

Расход масла через осевые каналы подшипник при использовании двух захватов составил 7,4 г/с.

Таким образом, модель с четырьмя захватами является более предпочтительной, так как большее количество масла, поступающего в подшипник, составило 10,4 г/с, что на 28% больше, чем при двух каналах.



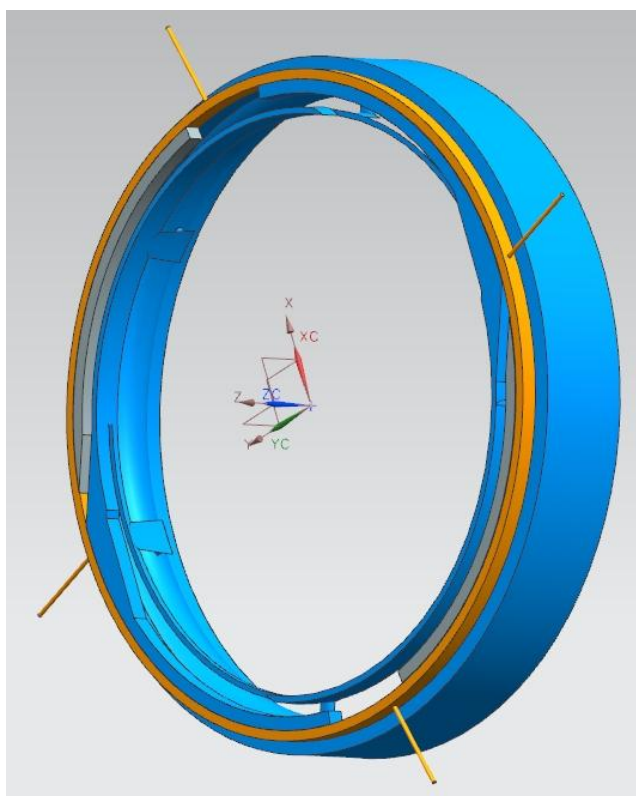


Рисунок 1.21 – Расчетная область течения

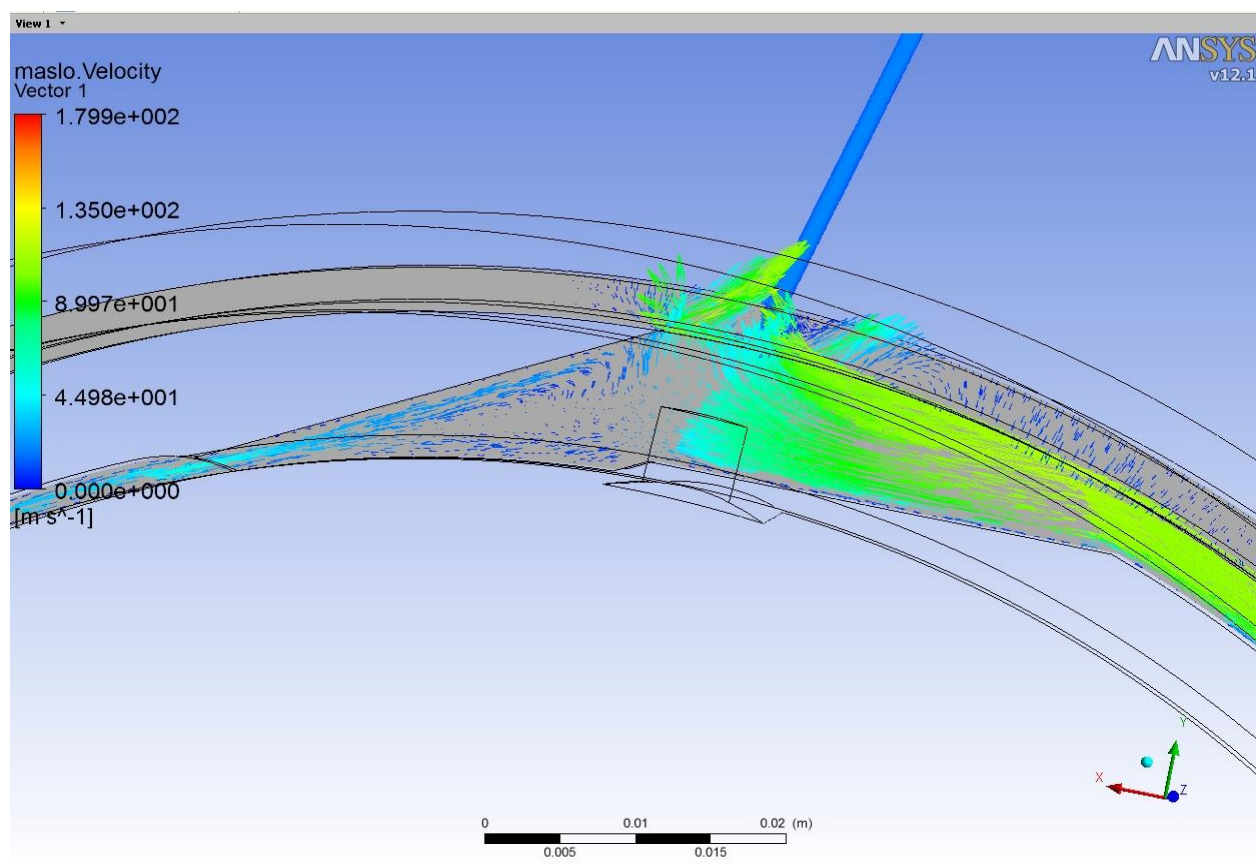


Рисунок 1.22 – Вектора скорости масла перед входом в канал кольца

## Конструкционная прочность опор

Конструкционная прочность опор, размещенных в разных температурных зонах двигателя, определяется условиями нагружения, температурным режимом, технологией изготовления и выбором материалов.

Однако разница в рабочих температурах опор такова, что по этому признаку их можно разделить условно на компрессорные опоры (холодная зона) и турбинные, с высоким уровнем температур зоны размещения. К первым отнесем переднюю и среднюю опоры, ко второй – опоры перед и за турбиной ВД и заднюю опору.

### Выбор материалов

Главный акцент в выборе материалов элементов опор будет сделан на выборе материалов силовой системы: наружного и внутреннего кольца, стоек, диафрагмы и корпуса подшипников. Отдельно рассмотрим выбор материалов основных деталей ГДД и контактных уплотнений.

Оговорка о разделении опор на компрессорные и турбинные освобождает от анализа требований к материалам, т.к. эти требования аналогичны выдвинутым в разделах, посвященных конструкционной прочности компрессора и турбины.

В таблице 2.1 даются физико-механические характеристики рекомендуемых материалов опор.

Среднюю опору ТРДД малой двухконтурности и малых тяг обычно получают литьем, используя алюминиевые и магниевые сплавы. Литье этих сплавов используется и при формировании деталей передней опоры.

**Алюминиевый сплав Ал-4** обладает хорошими литейными свойствами. Температура при литье в землю и кокиль 680...750°C, линейная усадка 1%, сплав сваривается газовой и аргонно-дуговой сваркой.

**Магниевый сплав Мл-9** тоже хорошо лется и обрабатывается резанием, удовлетворительно сваривается аргонно-дуговой сваркой.

**Титановый литейный сплав ВТ-5Л** используется для изготовления силовых корпусов современных ТРДД с большой степенью двухконтурности, работающих при температуре до 400°C. Температура плавления сплава 1640°C, а заливки – 1850...2000°C. Линейная усадка 1,0...1,2%.

**Титановый сплав ВТ20** поставляется в виде прутков, хорошо сваривается и может быть использован для изготовления деталей передней и средней опоры, работающих до 500°C.

**Титановый сплав ОТ-4** – листовый материал, хорошо штампуется и сваривается, может использоваться при изготовлении ребер, кожухов, колец. Сохраняет прочность до 350°C.

**Сталь ЭИ-961** поставляется в прутках, сталь хорошо деформируется в горячем состоянии, удовлетворительно сваривается, используется для изготовления деталей, работающих при температурах до 600°C.

**Сталь ВЖ-98** деформируется в горячем и холодном состоянии, хорошо сваривается всеми видами сварки. Рабочие температуры до 950...1000°C.

**Литейный сплав ВЖЛ-14** выплавляется в вакуумных печах, температура при литье 1520...1560°C, линейная усадка 0,7%. Применяется для отливки корпуса подшипников опоры и других сложных деталей. Длительно работает при температурах до 600°C.

**Сплав ЭП-693** хорошо деформируется и удовлетворительно сваривается, применяется для сварных конструкций опор и камер сгорания.

Таблица 2.1

## Физико-механические характеристики материалов

Материалы (хим.состав в %)	Плотность $\rho \cdot 10^3, \text{ кг/м}^3$	Отн. удл. $\delta, \%$	$\sigma_{-1},$ МПа	$E,$ $10^5 \text{ МПа}$	$\sigma_{br}^t \left( \frac{\sigma_{br}^t}{\rho} \right)$			
					20°C	200°C	400°C	600°C
Передняя и средняя опоры								
Мл-9 ( <i>Mg</i> – осн.; <i>Hd</i> - 2,6; <i>Zr</i> - 1,0; <i>In</i> - 0,8; <i>Cu</i> ≤ 0,3)	1,76	6	60	0,43	<u>250</u>			
Ал-4 ( <i>Al</i> – осн.; <i>Si</i> - 8-10,5; <i>Mg</i> - 0,3; <i>Mn</i> - 0,5; <i>Cu</i> ≤ 0,3; <i>Zn</i> ≤ 0,3)	2,65	3	-	0,7	<u>240</u>	<u>160</u>	<u>110</u>	
ОТ-4 ( <i>Ti</i> – осн.; <i>Al</i> - 5,0; <i>Mn</i> - 2,0; <i>Fe</i> ≤ 0,3; <i>Zr</i> ≤ 0,3)	4,55	28	-	1,11	<u>800</u>	(350°C) <u>510</u>	<u>500</u>	–
ВТ-5Л ( <i>Ti</i> – осн.; <i>Al</i> - 6,2; <i>W</i> , <i>Si</i> , <i>C</i> - 0,2; <i>Zr</i> - 0,8; <i>Fe</i> - 0,35)	4,41	10	-	1,18	<u>780</u>	(300°C) <u>400</u>	<u>350</u>	(500°C) <u>300</u>
ВТ-20 ( <i>Ti</i> - осн.; <i>Al</i> - 7,5; <i>Zr</i> - 2,5; <i>Mo</i> - 2,0; <i>Y</i> - 1,8; <i>Fe</i> ≤ 0,3)	4,45	10	420	1,25	<u>950</u>	(350°C) <u>700</u>	(500°C) <u>650</u>	(550°C) <u>600</u>
Опоры турбины								
1Х12Н2ВМФ (ЭИ-961) ( <i>Fe</i> - осн.; <i>Cr</i> - 12; <i>Ni</i> - 1,8; <i>V</i> - 0,3; <i>W</i> - 2,0; <i>Mo</i> - 0,5)	7,8	16	520	2,0	<u>1280</u>	<u>950</u>	<u>850</u>	-
Х460В (ВЖ-98) ( <i>Ni</i> - осн.; <i>Cr</i> - 29,5; <i>W</i> - 16; <i>Fe</i> ≤ 4,0; <i>Ti</i> - 0,5; <i>Mo</i> ≤ 0,5)	8,88	45	(800°C) <sub>1</sub> 65	2,0	<u>750</u>	(500°C) <u>650</u>	<u>600</u>	<u>190</u>
ВЖЛ-4 ( <i>Ni</i> - осн.; <i>Cr</i> - 20; <i>Mo</i> - 5,5; <i>Al</i> - 1,5; <i>Ti</i> - 2,9; <i>Fe</i> - 10; <i>C</i> - 0,08)	8,17	14	(800°C) <sub>2</sub> 00	-	<u>900</u>		(700°C) <u>700</u>	<u>690</u>
ХН68ВМТЮК (ЭП-693) ( <i>Ni</i> - осн.; <i>Cr</i> - 20; <i>W</i> - 7; <i>Mo</i> - 5; <i>Al</i> - 2,3; <i>Ti</i> - 1,6; <i>Fe</i> - 5)	8,54	40	-	2,25	<u>1190</u>	(700°C) <u>600</u>	(800°C) <u>280</u>	(900°C) <u>110</u>

## Анализ нагружения опор

С точки зрения нагружения, опора представляет собой сложную пространственную конструкцию, состоящую из отдельных жестко-связанных оболочек. Действительно, наружное, внутреннее кольцо наружного контура, пустотелые ребра и корпус подшипников – это цилиндрические оболочки, а диафрагмы и наклонные стенки внутреннего контура – конические. Вертикальные стенки обычно рассматриваются как частный случай конической оболочки при угле конуса  $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$ .

Каждая из опор находится в неодинаковых условиях по составу действующих нагрузок и по температурному режиму.



Для анализа нагружения опор принимается условие, что будет рассматриваться наиболее распространенный случай, когда основной пояс подвески находится в плоскости средней опоры, а вспомогательный – в плоскости задней опоры, а радиально-упорные подшипники (РУП) I и II контура ТРДД размещаются в средней опоре.

Еще одно условие: тяга, боковая сила и динамическая нагрузка от масс ротора передаются на подвеску через среднюю опору, а другая часть динамической нагрузки от масс ротора, крутящий момент от статора и боковая сила – через заднюю опору.

Анализ следует начать с простой схемы опоры, нагруженной осевой и радиальной силой со стороны ротора (рис. 2.1).

Если рассматривать вместо конической диафрагмы плоскую круглую стенку, то она получается из конической оболочки при угле конуса  $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$  и при действии осевой силы  $P$  испытывает осесимметричный изгиб, изгибаются наружное, внутреннее кольцо и ребра.

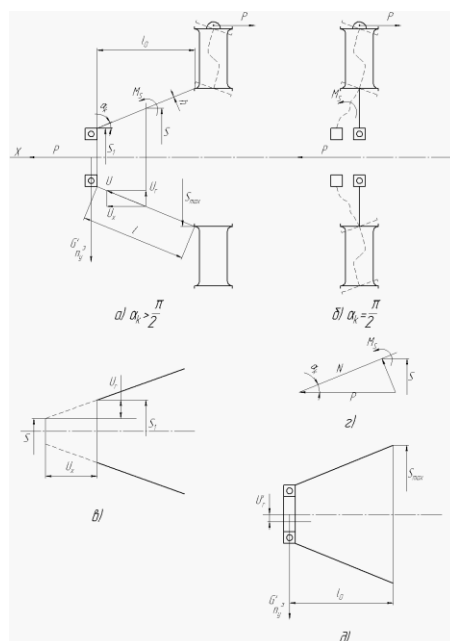


Рисунок 2.1 - Схема нагружения опоры с РУП осевой и радиальной силой ротора

То же самое происходит и с конической оболочкой, но здесь добавляются деформации чистого нагружения  $a_x$ .

Деформацию вдоль образующей обозначим  $U$  радиальную -  $U_r$  а осевую –  $U_x$ . Следует рассмотреть отдельно два случая нагружения конической диафрагмы опоры осевой силой  $P$  и радиальной силой от масс ротора  $G_p n_y^2$

#### Осевая сила $P$

Осевая деформация:

$$U_x = a_x + \frac{P}{2\pi E \sin \alpha_K \cdot \cos 2\alpha_K} \ln \frac{S}{S_1}, \quad (2.1)$$

где  $a_x = \frac{Pl_0}{\pi S_{cp} h E}$  – в соответствии с законом Гука;

$S, S_1$  – соответственно минимальный и текущий диаметры;

$h$  – толщина стенки диафрагмы;

$E, \nu$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала опоры.

Радиальная осесимметричная деформация конической оболочки (рис. 2.1):

$$U_r = \frac{\nu P}{2\pi E h \cos \alpha_K}. \quad (2.2)$$

Силу  $P$ , действующую на оболочку, можно разложить на диаметре  $S_1$  на силы  $Q_s$  и  $N_s$  (рис. 2.1):

$Q_s = P \cdot \sin \alpha_K$  – сила, изгибающая оболочку моментом  $M_s$ ;

$N_s = P \cdot \cos \alpha_K$  – сила, растягивающая оболочку вдоль образующей.

Далее исследуют уравнения (2.1) и (2.2). Введем понятие *осевой жесткости диафрагмы*  $C_x$ :

$$C_x = \frac{P}{U_x}.$$

При действии силы  $P$ , осевая жесткость  $C_x$  в соответствии с выражениями (2.1) и (2.2) будет зависеть в значительной мере от угла конуса  $\alpha_K$ .

При  $\alpha_K \rightarrow \frac{\pi}{2}$ , когда конус диафрагмы приближается к пластине  $Q_s \uparrow$ ,  $M_s \uparrow$ ,  $U_x \uparrow$  и следовательно, осевая жесткость  $C_x \downarrow$ .

При  $\alpha_K \rightarrow 0$ ,  $Q_s \rightarrow 0$ ,  $N_s = P$ ,  $U_{x\max} = a_x$ ,  $C_x$  резко возрастает. Следует отметить, что уже при  $\alpha_K = 80 \dots 84^\circ$   $C_x$  увеличивается в 2...2,5 раза.

*Радиальная сила  $G_p n_y^3$  и соответствующая ей радиальная жесткость:*

$$C_r = \frac{G_p n_y^3}{U_r}.$$

Оболочка в данном случае рассматривается как консольная балка с заделкой по наружному кольцу, а радиальная деформация  $U_r$  – перемещение краевой точки А консольной балки длиной  $l_0$ .

$$M_{изз} = G_p n_y^3 \cdot l_0, \quad l_0 = \frac{S_{\max}}{2} \operatorname{ctg} \alpha_K, \quad M_{изз} = G_p n_y^3 \frac{S_{\max}}{2} \operatorname{ctg} \alpha_K.$$

При  $\alpha_K \rightarrow \frac{\pi}{2}$ ,  $l_0$ ,  $\operatorname{ctg} \alpha_K$ ,  $M_{изз} \rightarrow 0$ ,  $C_r$  – max.

При  $\alpha_K \rightarrow 0$  оболочка становится цилиндрической, ее жесткость  $C_r$  при прочих равных условиях будет меньше плоской стенки.

### **Нагружение газовыми силами.**

Все элементы опоры, включая ребра, находятся под действием перепада давлений воздуха, подаваемого в полости опор из разных ступеней компрессора, о чем говорилось выше. Следовательно, к числу нагрузок, действующих на опору, необходимо причислять и газовые нагрузки. Кроме того, газовые нагрузки могут определять устойчивость оболочек. Поэтому обязательным является выполнение условия

$$q < q_{кр},$$

где  $q$  – распределенная нагрузка, приложенная к срединной поверхности оболочки,  $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ ;

$q_{кр}$  – критическое внешнее давление шарнирно опертой по краям оболочки (оболочки опоры удовлетворяют такому условию закрепления).

При проектировании опор с коническими диафрагмами (рис. 2.2) оценивается действие газовых критических давлений.

Для оболочек, близких к цилиндрическим ( $\alpha_K = 0 \dots 10^\circ$ ):

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{lr_0},$$

где  $l$  – длина оболочки, нагружаемая перепадом давлений;  
 $r_0$  – наибольший радиус кривизны конической оболочки.

Для конической оболочки ( $\alpha_k = 10...70^\circ$ ):

$$q_{кр} = k \frac{Eh^2}{lr_0} \sqrt{\frac{h}{r_0}},$$

где  $k$  – коэффициент, значения которого приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2. Значения коэффициента  $k$

$l_0/l_1$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
$k$	3,0	2,62	2,12	1,63	1,32

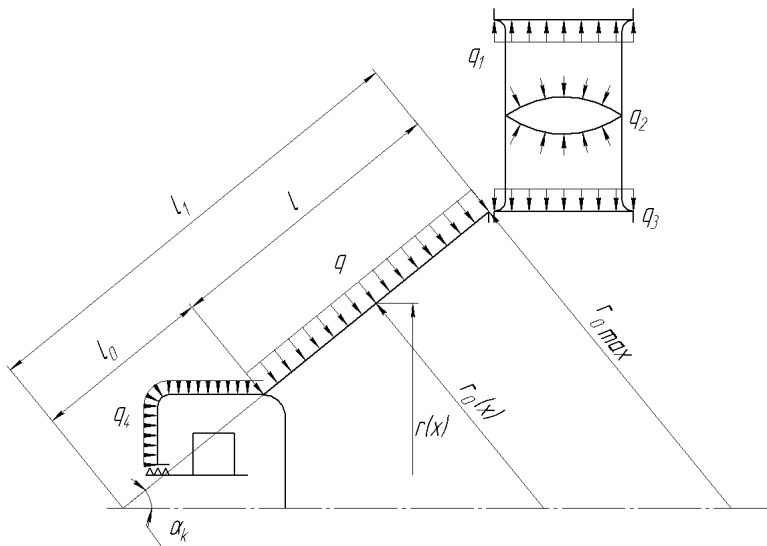


Рисунок 2.2 - К оценке газовых сил, действующих на опору

Следует отметить еще один часто встречающийся случай обеспечения устойчивости оболочек от внешнего давления – введение в конструкцию оболочки кольцевых ребер жесткости.

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}} \left[ 1 + \frac{I_p}{I_{об}} (N_p + 1) \right]^{3/4},$$

где  $I_p$  – момент инерции сечения трубы;

$$I_{об} = \frac{lh^3}{12(1-\nu^2)} - \text{момент инерции продольного сечения оболочки}$$

$\nu$  – коэффициент Пуассона,  $\nu=0,3$

$N_p$  – число ребер.

**Нагружение от тепловых деформаций опор.**

Тепловые деформации элементов опор и причины их появления были показаны ранее. Нагружение от тепловых деформаций, так же как и нагружение от газовых сил, используется при расчете опор на прочность и оценке их устойчивости (рис. 2.3).

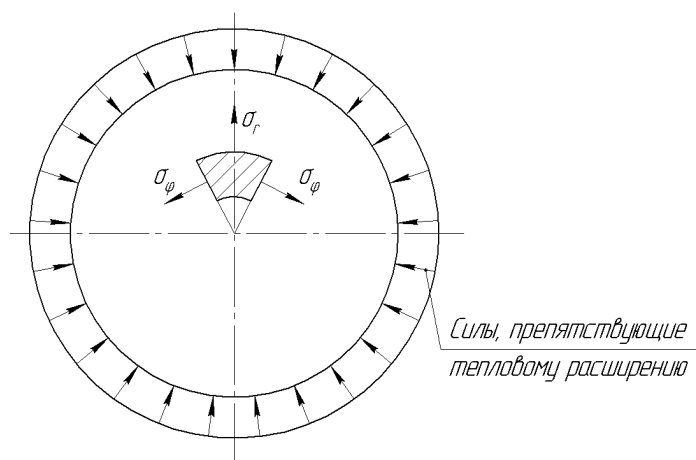


Рисунок 2.3 - Возникновение напряжений от стесненных тепловых деформаций

При нагреве круглой пластины (диафрагмы) со стесненной деформацией по наружному радиусу возникают температурные сжимающие напряжения:

$$\sigma_p = \sigma_\theta = -\frac{E\alpha T}{1-\nu}.$$

Потеря устойчивости произойдет при условии:

$$\frac{E(\alpha T)_{кр}}{1-\nu} = 4,2 \frac{D}{b^2 h},$$

где  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$  – цилиндрическая жесткость.

При нагреве цилиндрической оболочки (наружное и внутреннее кольца и ребра опоры) возникает температурные напряжения:

– при стесненном нагреве в осевом направлении:  $\sigma_x = -E\alpha T$ ;

– при стесненном нагреве по радиусу:  $\sigma_\theta = -E\alpha T$ .

Следовательно, при проектировании проточной части опор и в первую очередь турбинных опор необходимо выравнять температуры наружного, внутреннего кольца и ребер.

#### **Анализ нагружения опор стержнями подвески.**

В анализе следует исходить из принятого условия, что основной пояс подвески находится в плоскости средней опоры, а вспомогательный – в задней опоре.

**Средняя опора** по условию нагружается стержнями, воспринимающими тягу, боковую силу и радиальную силу от масс ротора.

Рассмотрим подвеску ТРДД на пилоне под крылом (рис. 2.4а). Здесь может быть два варианта восприятия тяги:

1. У ТРДД с малой степенью двухконтурности точки восприятия тяги размещаются на наружном кольце II контура и тогда опора испытывает изгиб в вертикальной плоскости  $M_z = P_x \cdot h$ ;

2. У ТРДД с большой степенью двухконтурности и больших тяг плечо  $h$  достигает 1,0...1,5 м. Чтобы уменьшить его, точку восприятия тяги переносят на заднюю стенку корпуса разделителя потоков (плечо  $h_1$ ).

Боковая сила  $P_z$  возникает при эволюциях самолета (рис. 2.4б) и действует от центра масс двигателя по оси OZ, что определяет нагружение опоры моментом  $M_x = P_z \cdot h$  и возможности его уменьшения (плечо  $h_1$ ).

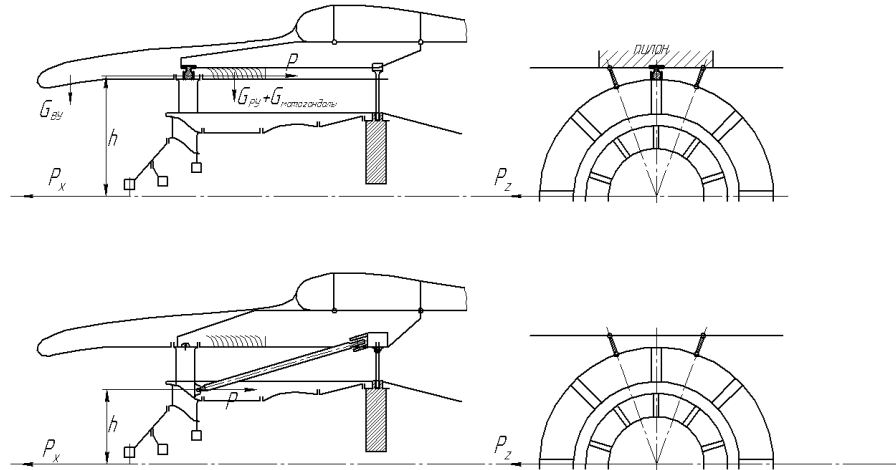


Рисунок 2.4 - Нагружение стержнями подвески средней опоры (осевого пояса подвески)

Радиальная сила

$$G_{\Sigma} \cdot n_y^2 = (G'_p + G_{\text{опоры}} + G_{BV} + G_{PV} + G_{\text{мотогондолы}}) n_y^2,$$

где  $G'_p$  – доля радиальной силы от масс роторов ВД и НД;

$G_{\text{опоры}}, G_{BV}, G_{PV}, G_{\text{мотогондолы}}$  – вес опоры, входного устройства, реверсивного устройства и мотогондолы.

$G_{\Sigma} \cdot n_y^2$  воспринимается в одной или двух точках на наружном кольце II контура или на корпусе разделителя потоков.

В итоге, для расчета на прочность опоры ротора необходимо приложить осевые силы, радиальные и боковые силы, а на задней опоре – крутящий момент от корпуса.

### Расчет на прочность по двумерной модели

Расчет на прочность такой сложной пространственной рамы, состоящей из оболочечных элементов – сложная инженерная задача. Поэтому при формировании расчетной схемы, условий нагружения приходится делать упрощения. Применение МКЭ делает расчет на прочность силовой системы опоры доступным в учебном процессе.

Опоры входят в состав силового корпуса двигателя и в системы подвески двигателя на самолете. Это учитывается при составлении конечно-элементной модели опоры: каждая опора соединяется с элементом корпуса длиной 300мм с жесткой заделкой кромки корпуса, а средняя опора – основной узел подвески – моделируется вместе с корпусом каскада ВД и жесткой задней опорой.

Расчетные режимы определяются, исходя из заданных самолетным ОКБ режимов полета с наибольшими нагружениями опоры. У двигателей для пассажирских самолетов этими режимами могут быть полет в неспокойном воздухе и аварийная посадка.

#### 2.3.1 Формирование расчетной модели опоры

**Средняя опора.** Двухмерная модель опоры с нагружением с включением корпуса I контура и «жесткой» задней опорой показана на рис. 2.5.

**Опора турбины, размещенная перед турбиной.** Модель показана на рис. 2.6.

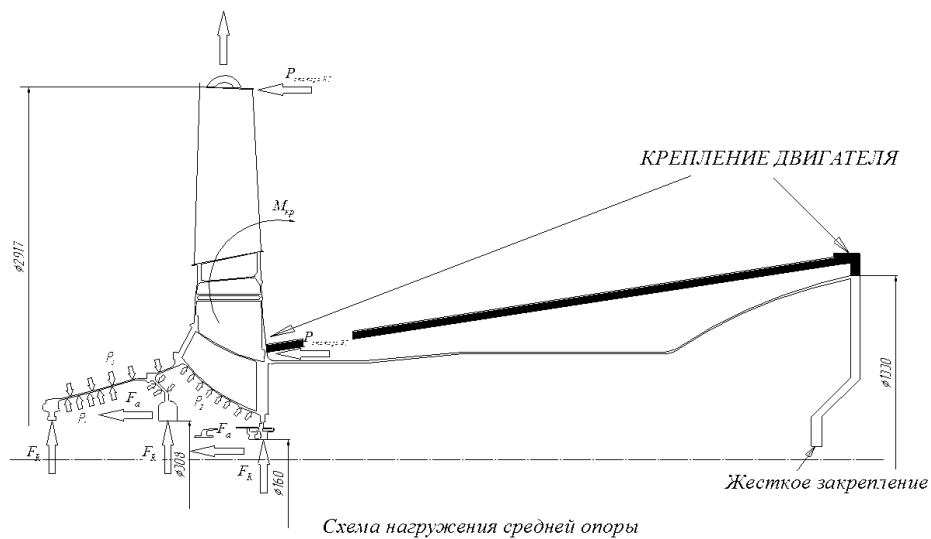


Рисунок 2.5 - Нагружение средней опоры (основной пояс подвески) и корпуса I контура

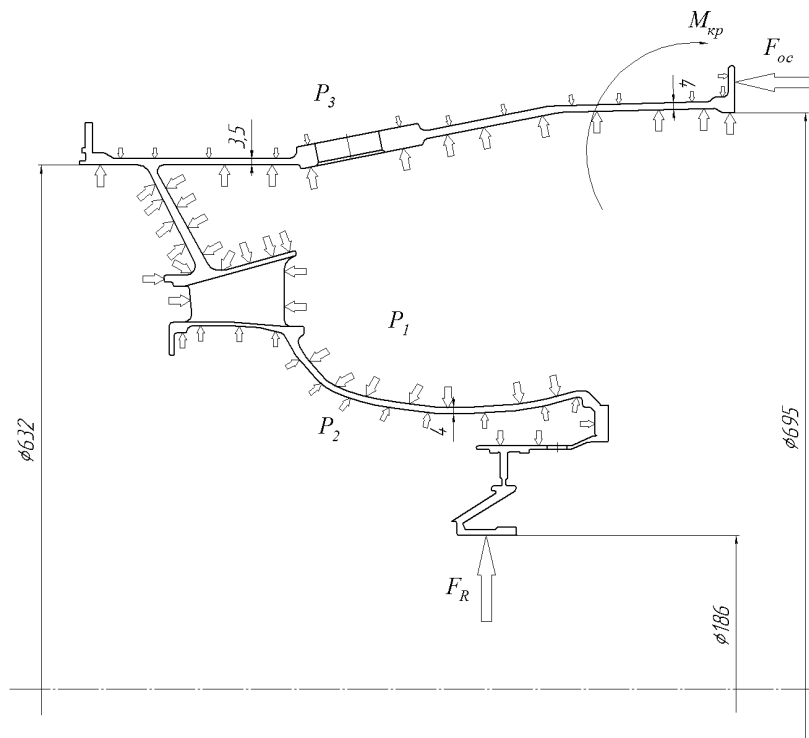


Рисунок 2.6 - Опора перед турбиной

## Тепловое проектирование

### Построение геометрической модели

При проектных расчетах теплового состояния конструктивных элементов для уменьшения времени счета целесообразно решать задачу в плоской постановке при использовании осесимметричного конечного элемента PLANE55. Целесообразно упростить некоторые конструктивные элементы деталей (например, фаски, скругления и т.п.) без существенного влияния на массогабаритные характеристики деталей для снижения количества конечных элементов в модели. Примеры таких моделей даны на рис. 2.7, 2.8.

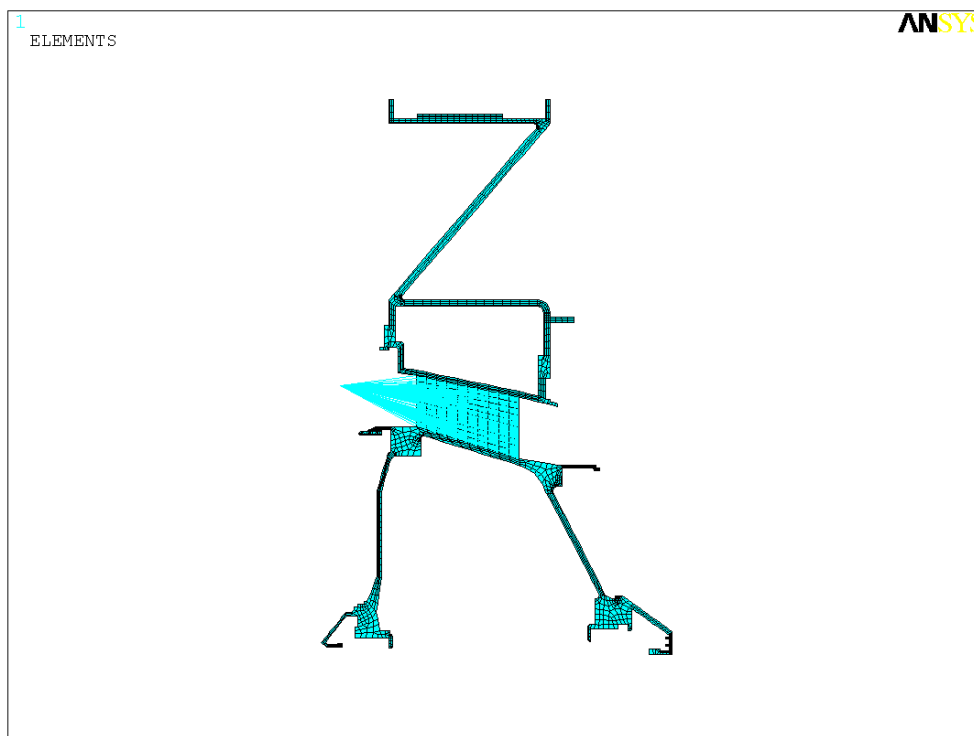


Рисунок 2.7 - Плоская модель опоры компрессора

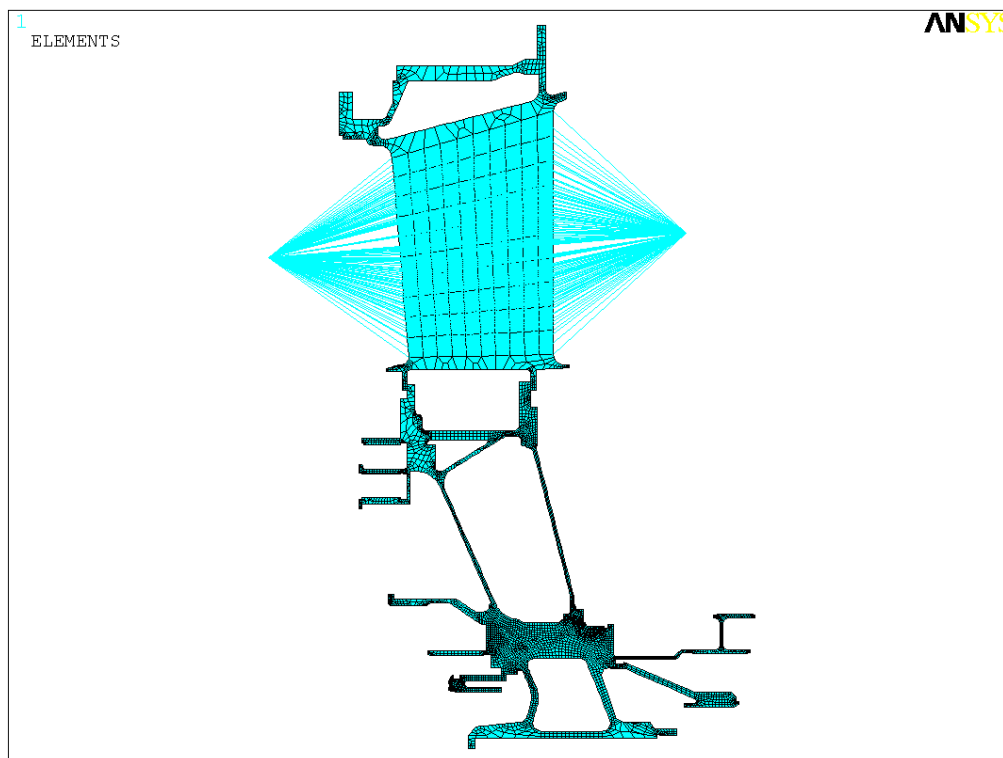


Рисунок 2.8 - Плоская модель опоры турбины

### **Задание температуры рабочего тела и коэффициентов конвективного теплообмена в соответствии с циклограммой работы ЭУ**

В соответствии с делением системы воздухообеспечения двигателя на геометрически однородные участки, выполненном при расчете температурного состояния рабочего тела в системе, на конструкцию двигателя наносятся в примитивизированном виде узлы системы и линии воздушных токов. Рядом с узлами наносятся температуры рабочего тела в узлах, а вдоль линий воздушных токов значение коэффициентов конвективного теплообмена для рассчитанных установившихся режимов работы. Относительно узлов системы и линий воздушных токов отмечаются на конструкции однородные теплообменно-температурные зоны (ТТЗ). Это такие зоны, где значения температур рабочего тела и коэффициентов конвективного теплообмена остаются постоянными либо изменяются в узком диапазоне (менее 3% от номинала).

После подготовки данных по относительным параметрам рабочего тела на установившемся режиме модифицируется исходный макрос температурных нагрузок:

1. Задаются массивы относительных параметров для турбинного и компрессорного блоков.
2. Строится цикл, по которому для каждого нового этапа переменные коэффициенты режима будут приравняться соответствующему значению из массива относительных параметров в зависимости от принадлежности к соответствующему блоку.
3. В каждом этапе цикла данные о нагружении будут сохраняться в соответствующем файле этапа нагружения с временными параметрами, обусловленными циклограммой работы АД.

В результате исполнения описанных выше макросов в пакете ANSYS получается расчетная модель исследуемого газогенератора с приложенными тепловыми нагрузками по режимам. Для получения результатов необходимо запустить расчет по шагам нагружения.

### **Результаты расчетов**



Для расчета теплового состояния тела, как уже указано выше, рекомендуется использовать конечный элемент PLANE55. Элемент PLANE55 может быть использован как плоский или осесимметричный с температурными связями в двух направлениях. Элемент имеет четыре узла с одной степенью свободы - температурой. Элемент применим для двумерного температурного анализа двух видов: независимого от времени, зависящего от времени. При применении элемента в осесимметричном виде осью симметрии является ось Y. К элементу могут прикладываться следующие нагрузки: конвективный теплоподвод либо тепловой поток, тепловое излучение. Элемент PLANE55 предоставляет возможность доступа к промежуточным результатам расчета, т.е. появляется возможность исследовать любую точку теплового состояния на протяжении всего периода нагружения.

Данная методика применима для расчета температурного состояния элементов конструкции авиационного двигателя на различных режимах работы.

В результате проведения расчета получают значения температур элементов конструкции рассматриваемых опор в любой точке ЭУ.

### Расчет деформированного состояния опоры

Проводится конвертация конечных элементов модели из термических в структурные. Данные по температурам для каждого узла сохраняются в файл температурных результатов с расширением \*.rth. Используя данный файл, прикладываются известные значения температур для каждого расчетного момента времени на протяжении работы двигателя, что позволяет определить значение температурных деформаций для каждого момента времени. Результаты расчетов представлены на рис. 2. 9 – 2.12.

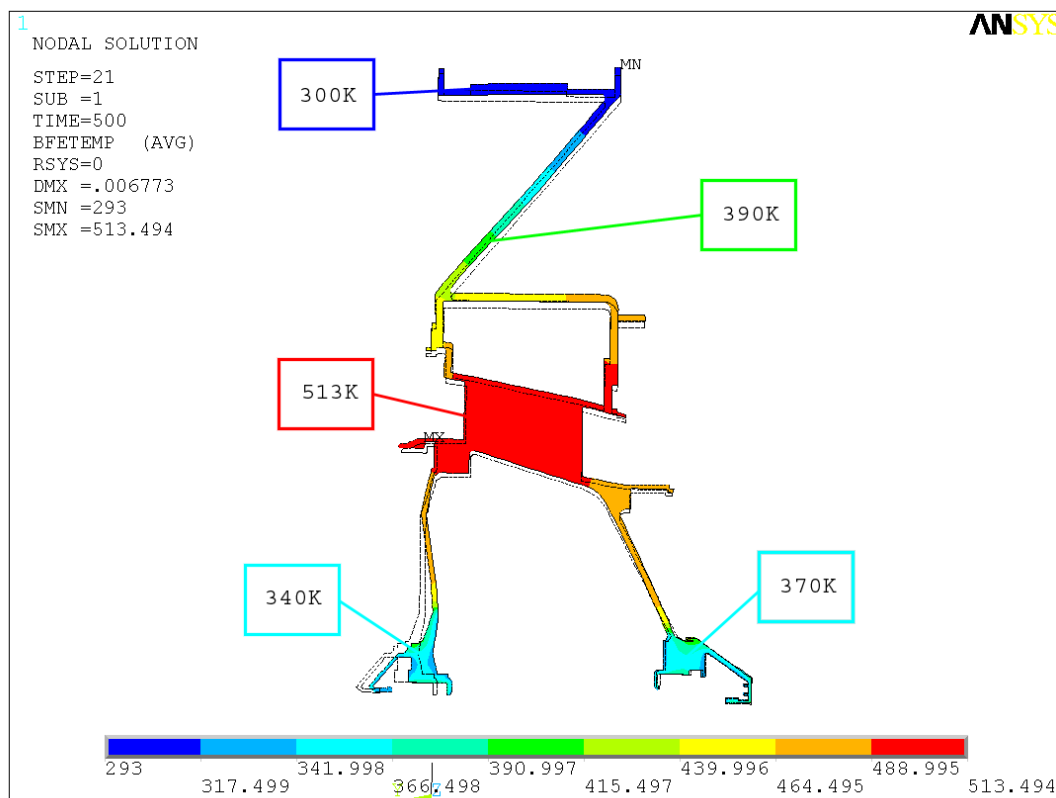


Рисунок 2.9 - Результат теплового расчета опоры компрессора

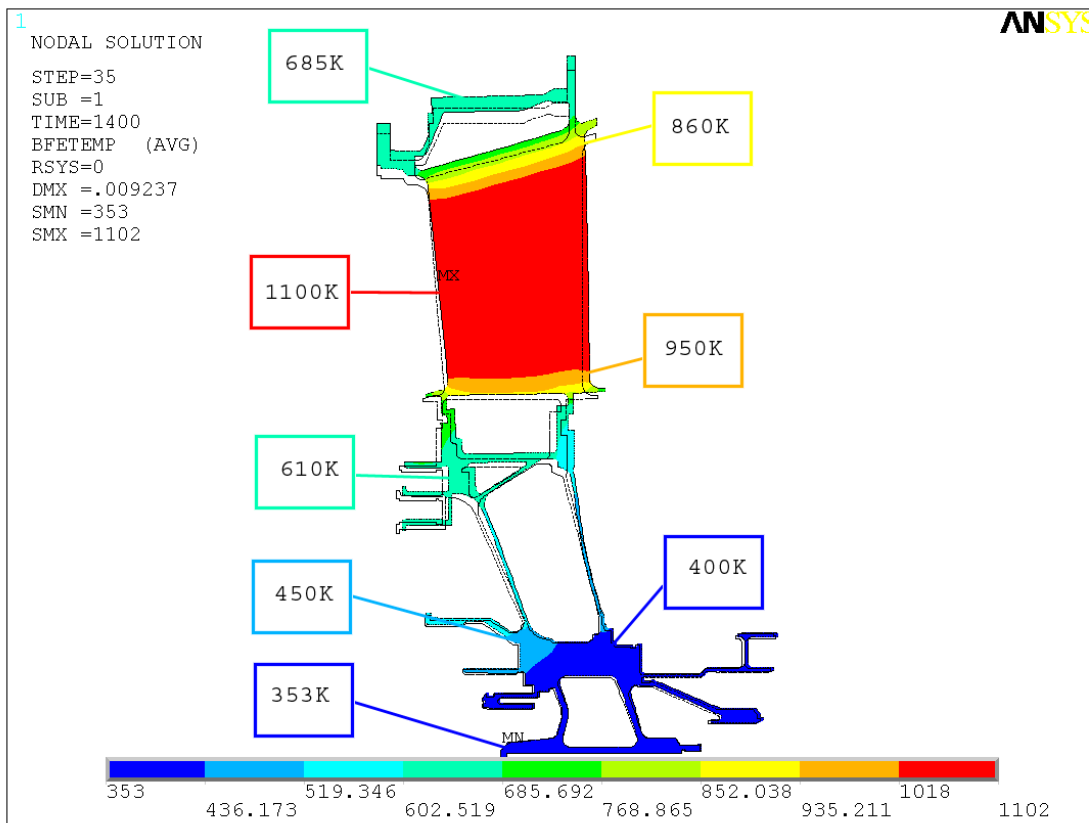


Рисунок 2.10 - Результат теплового расчета опоры турбины

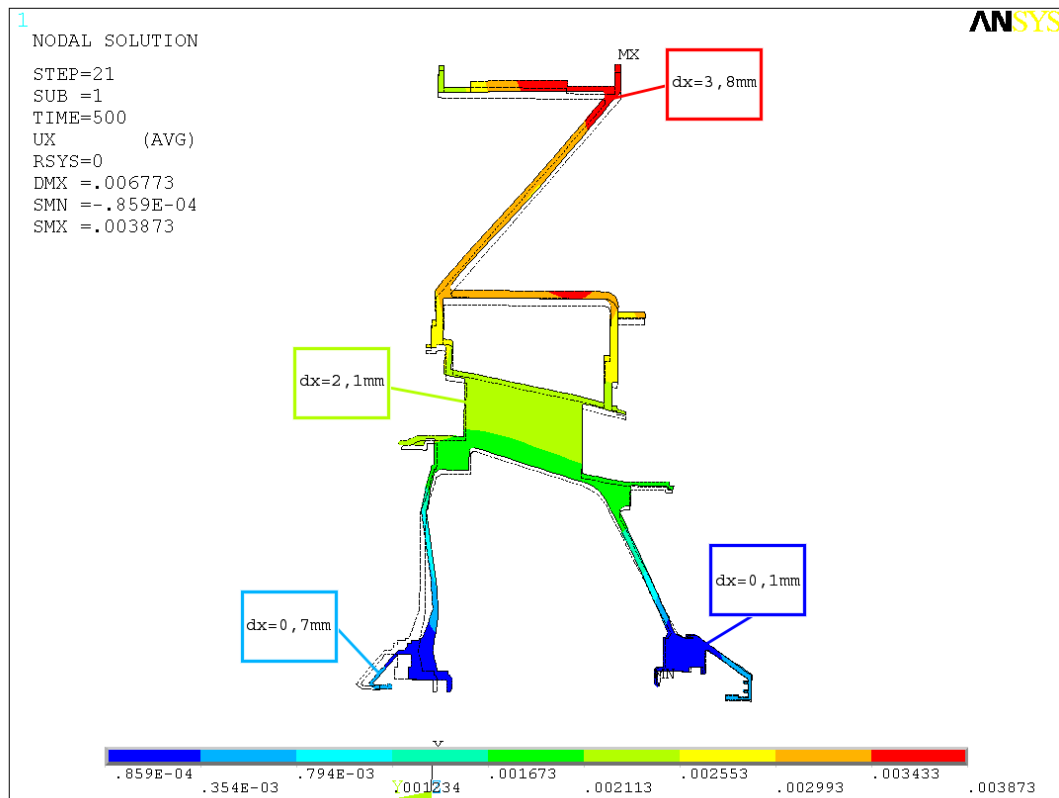


Рисунок 2.11 - Результат расчета деформированного состояния опоры компрессора

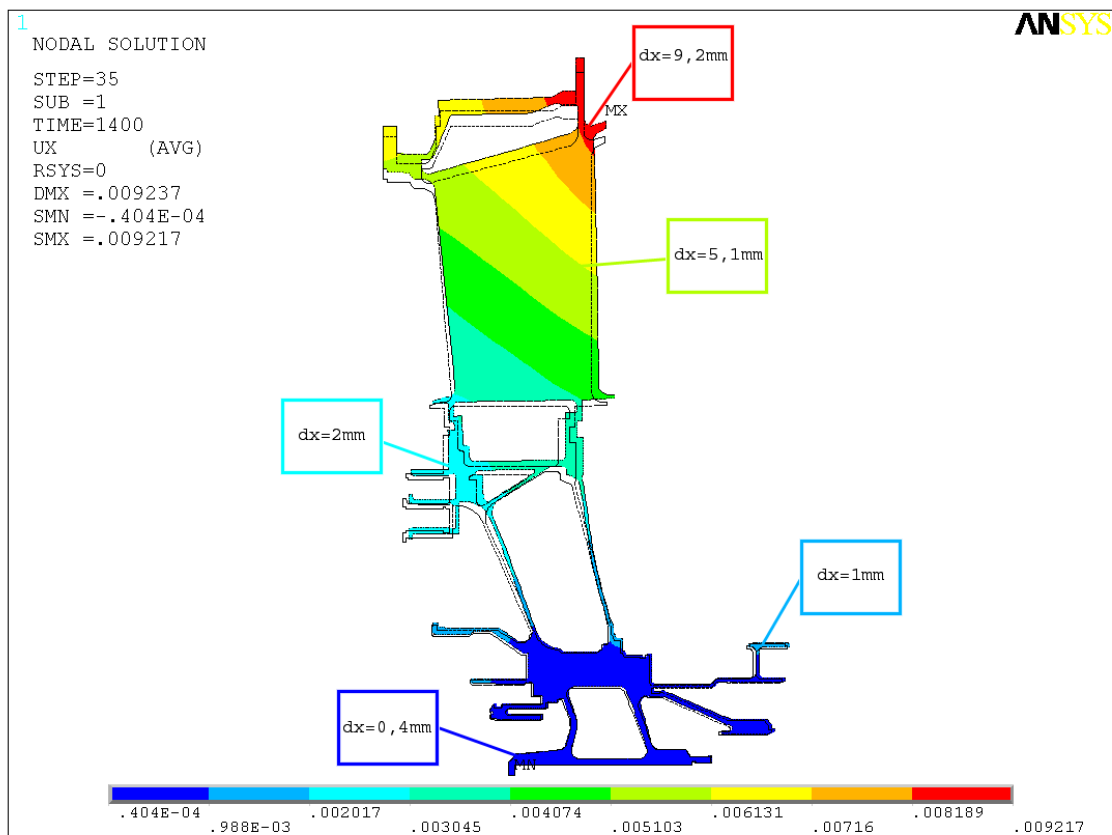


Рисунок 2.12 - Результат расчета деформированного состояния опоры турбины

**Расчет на прочность по трехмерной модели**

Рассмотрим трехмерное моделирование на примере средней опоры одного из двигателей ОАО «Кузнецов».

На сегодняшний день существуют три варианта исполнения средней опоры: со сварным внешним корпусом и литым внутренним, с литым внешним корпусом и литым внутренним, цельнолитой вариант.

В настоящее время в эксплуатации используются два первых варианта. Третий находится на стадии проектирования, и в дальнейшем должен быть осуществлён переход к использованию только этого варианта.

### **Анализ конструкции опоры**

Средняя опора – один из основных силовых элементов конструкции двигателя, в котором расположены опора заднего носка ротора компрессора среднего давления (КСД) и переднего носка ротора компрессора высокого давления (КВД).

Корпус средней опоры воспринимает тягу двигателя, вес двигателя, радиальные нагрузки от ротора КСД, радиальные и осевые нагрузки, возникающие при эксплуатации и транспортировке двигателя. Корпус опоры одновременно является частью газоздушного тракта, образованного профилированными рёбрами и трактовыми поверхностями.

К фланцам корпуса средней опоры крепятся статоры КСД и КВД, коробки приводов агрегатов.

Шарикоподшипник и роликовый подшипник установлены в демпферные пакеты аналогичной конструкции. Демпферные пакеты состоят из набора лент и регулирующего радиальный зазор кольца. От проворачивания ленты и кольцо зафиксированы шпонкой.

Подвод масла в опору осуществляется по трубопроводу в кольцевые каналы корпуса центрального привода. Масляная полость опоры отделяется от воздушной полости тремя радиально-торцевыми контактными уплотнениями.

Отвод масла из опоры осуществляется самотеком в КМА через нижнее ребро. Лабиринт, установленный на заднем фланце корпуса опоры, обеспечивает заданное давление в разгрузочной полости, регулирующей величину осевых сил, действующих на подшипник КВД.

Между внутренним и наружным корпусом опоры образована межкорпусная полость-ресивер для отбора воздуха на наддув свободной турбины. Воздух в неё поступает из тракта через 96 отверстий, равномерно расположенных по окружности. Отбор воздуха из полости осуществляется четырьмя трубопроводами диаметром 40 мм.

Масляная полость опоры имеет систему суфлирования через пустотелое ребро и радиальный проход, расположенные в верхней части опоры. На корпусе суфлирования имеется штуцер замера давления в масляной полости.

Для снижения теплоотдачи от горячих газов из тракта в масло на крышке опоры со стороны КСД и на корпусе опоры со стороны КВД установлены специальные теплозащитные кожухи.

### **Обоснование перехода к модифицированной опоре и её особенности**

При эксплуатации двигателей несколько раз возникали дефекты (разрушение или сильное изнашивание) роликовых подшипников и РТКУ, установленных в средней опоре.

Основной интерес представляет деформированное состояние, на основе которого целесообразно принимать решения о мерах по предотвращению выхода геометрических параметров конструкции за допустимые пределы.

Наиболее существенные изменения коснулись конструкции демпфирующего элемента роликового подшипника. В первоначальном варианте (рис. 2.13) в подшипниковом узле используется пластинчатый демпфер, состоящий из набора лент. Радиальный зазор между демпфером и стаканом подшипника составляет 0,15...0,25 мм, осевой – 0,12...0,4.

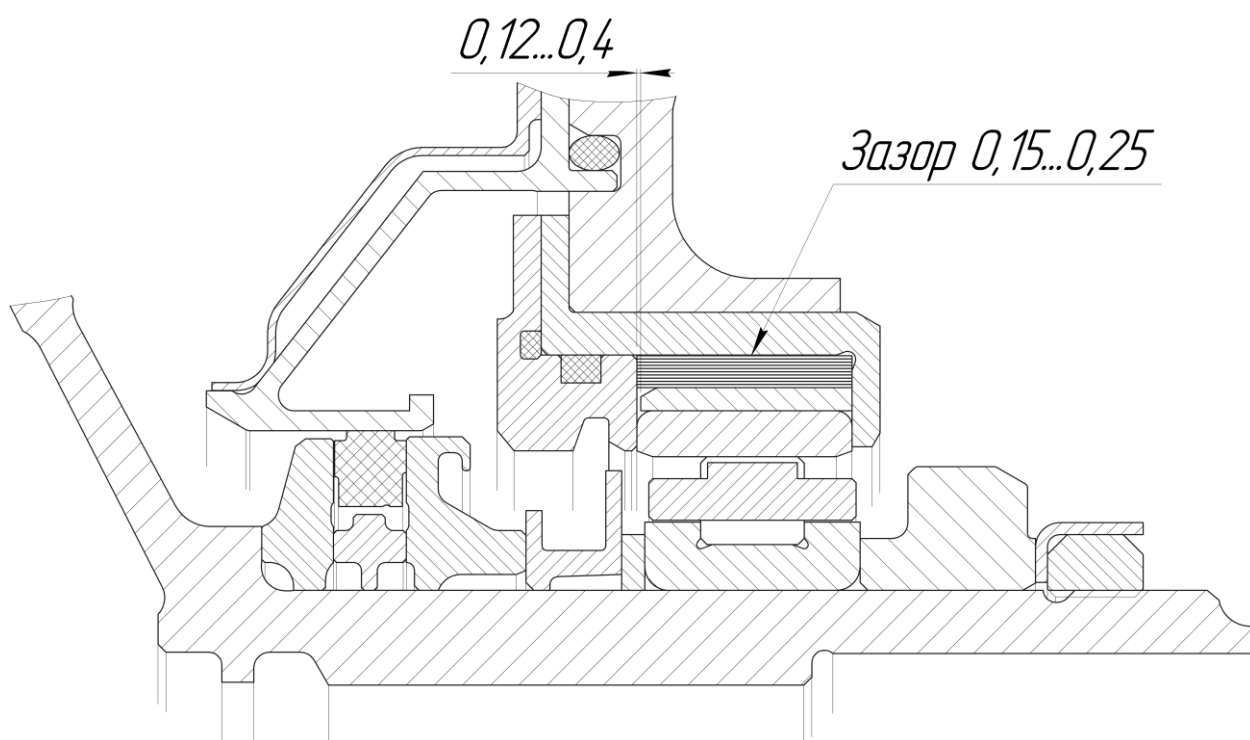


Рисунок 2.13 – Штатный вариант подшипникового узла

Модифицированный вариант предполагает замену пластинчатого демпфера двумя упругими кольцами, расположенными по концам подшипника (рис. 2.14). Для обеспечения демпфирования так же осуществляется прокачка масла через радиальные зазоры между упругими кольцами и втулкой подшипника. При этом радиальный зазор между стаканом и подшипником увеличен до  $0,2...0,275$  мм, а зазор по торцу кольца до  $0,813...0,999$  мм.

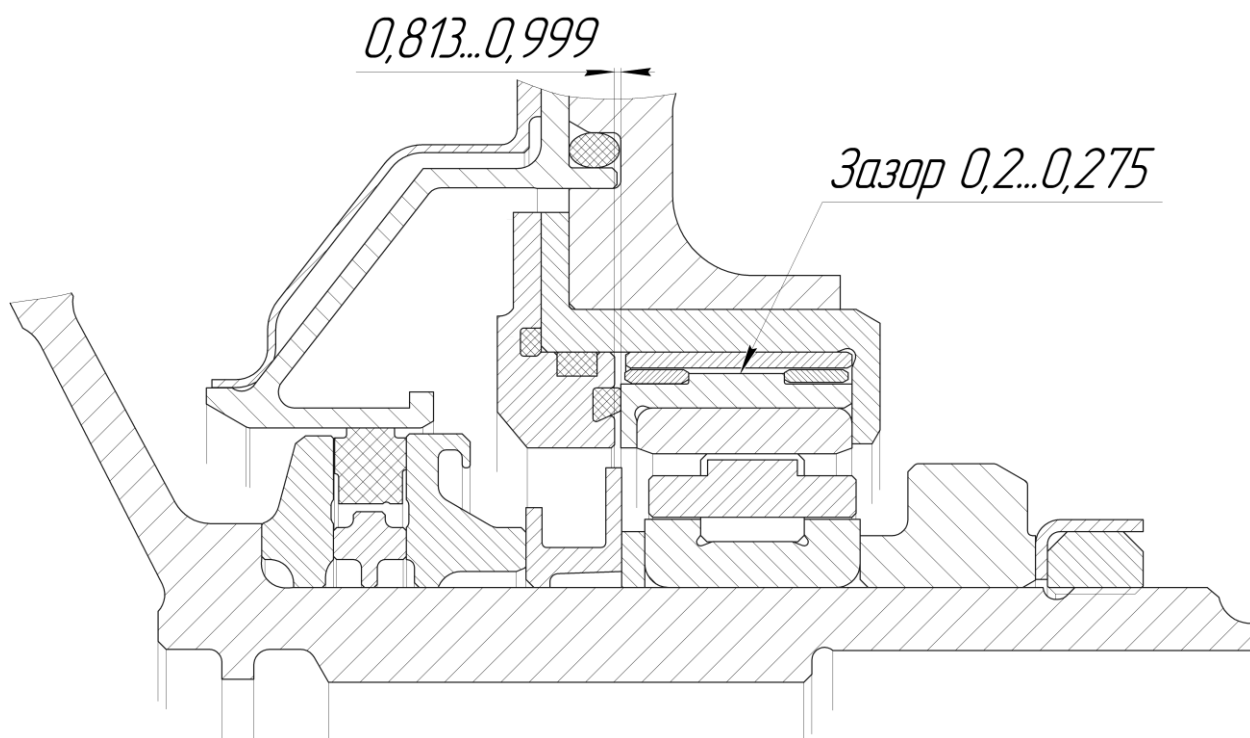


Рисунок 2.14 – Подшипниковый узел с проведёнными мероприятиями

Данные зазоры позволяют стакану подшипника свободно поворачиваться относительно наружного кольца в плоскости, образованной осью подшипника и его радиусом, на некоторую величину, не вызывая перекоса наружного кольца относительно внутреннего. Лимитирующим в данном случае будет осевой зазор. Это обусловлено тем, что диаметр подшипника значительно больше его ширины и угол «свободного» поворота у торцевой поверхности подшипника будет гораздо меньше, чем у наружной. При перекосе стакана осевой зазор выбирается в двух диаметрально противоположных точках на разных торцах кольца демпфера (рис. 2.15). Вследствие этого две диаметрально противоположные точки торца стакана подшипника могут сместиться друг относительно друга в осевом направлении только на величину, равную половине осевого зазора, не вызывая при этом перекоса наружного кольца подшипника. При превышении этой величины наружное кольцо получает угловое перемещение относительно внутреннего и зажимает ролики с одной стороны, вызывая их разрушение, дефекты по дорожкам качения, а в некоторых случаях разрыв сепаратора и разрушение РТКУ.

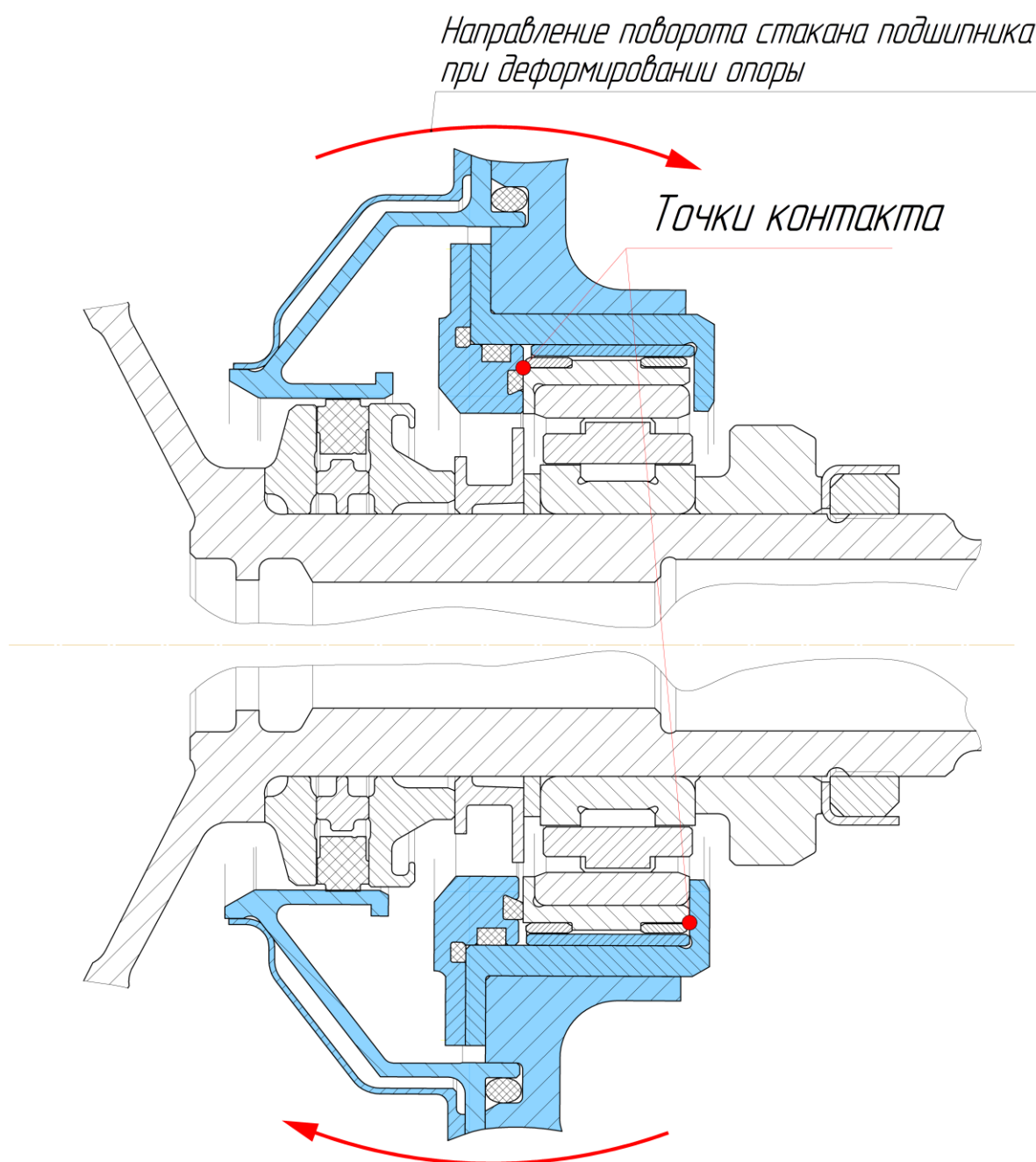


Рисунок 2.15 – Механизм возникновения дефекта в подшипниковом узле

## Подготовка расчетной схемы

Для выбора корректной расчётной схемы необходимо проанализировать условия работы двигателя, определить действующие нагрузки и выделить из них наиболее значительные.

Двигатель предназначен для работы на земле. Температура окружающего воздуха при этом может изменяться от  $-50$  до  $+45$  °С. При переходе от зимних условий к летним давление воздуха в проточной части двигателя снижается, а температура возрастает (рис. 2.16). Кроме того, при температуре атмосферного воздуха равной  $-5$  °С величина мощности двигателя принимает максимальное значение (рис. 2.17). Поэтому расчёт будем производить при

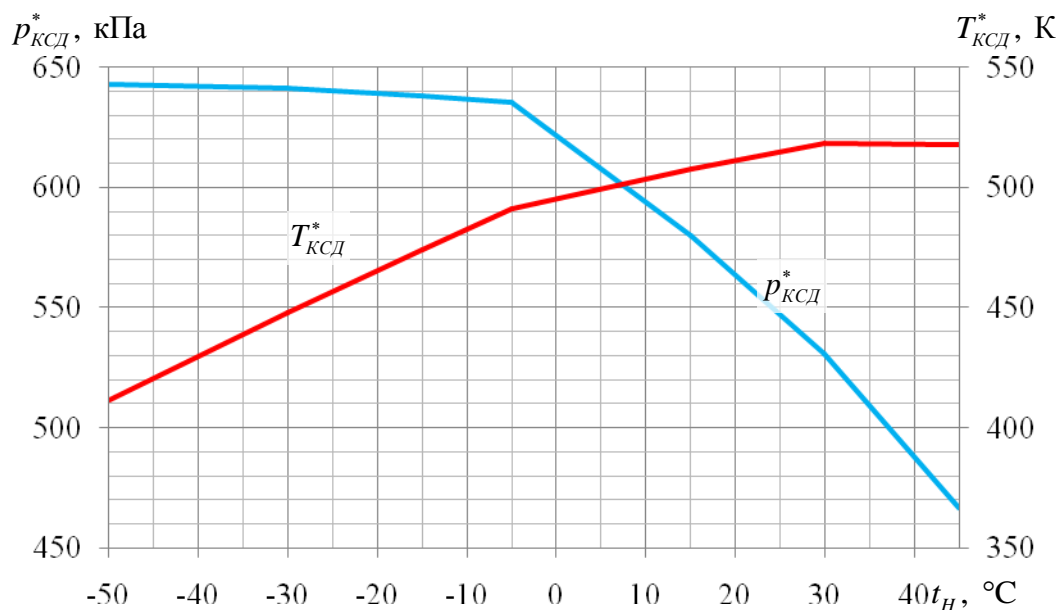


Рисунок 2.16 – Изменение температуры  $T_{КСД}^*$  и давления  $p_{КСД}^*$  воздуха за КСД в зависимости от температуры атмосферного воздуха

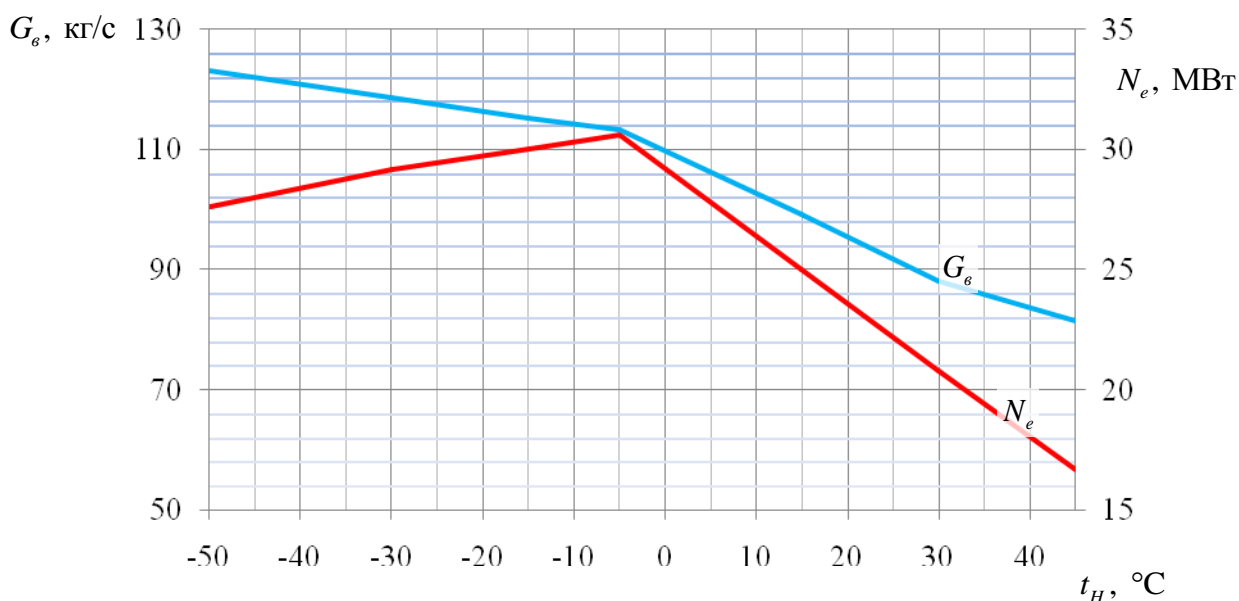


Рисунок 2.17 – Изменение мощности двигателя  $N_e$  и суммарного расхода воздуха  $G_g$  в зависимости от температуры атмосферного воздуха

температурах окружающего воздуха равных  $-50$ ,  $-5$  и  $+45$  °С, а так же при температуре  $+15$  °С, соответствующей САУ. Атмосферное давление во всех случаях принимается постоянным и равным стандартному  $101325$  Па. Такая величина взята потому, что диапазон его изменения в зависимости от температуры окружающего воздуха на земле относительно невелик, а изменение давления в этом диапазоне не оказывает существенного влияния на работу двигателя. Таким образом, необходимо определить циклограммы работы двигателя в нормальных, зимних и летних условиях. Циклограмма представляет собой зависимость режима работы двигателя от времени, начиная от запуска и заканчивая остановом.

Будем производить квазистационарный расчёт, то есть при переходе на следующий режим работы будут учитываться тепловое и напряжённое состояния двигателя на предыдущем режиме, в то время как все рабочие процессы в двигателе считаются установившимися. Следует отметить, что в нашем случае было бы достаточно произвести расчёт только на номинальном режиме, так как он значительно продолжительнее остальных. Однако для отработки методики и большей приближённости к реальным условиям мы будем рассчитывать весь цикл работы.

На опору двигателя действуют тепловые нагрузки и различные силовые потоки, которые зависят от атмосферных условий и режима работы двигателя. Влияние вибраций на прочность конструкции в данной работе не рассматривается. Для определения теплового состояния опоры необходимо предварительно решить несколько задач сопряжённого теплообмена. В результате решения мы получим распределение температуры на наиболее теплонапряжённых поверхностях опоры, на основании чего будет рассчитываться тепловое состояние конструкции в целом. Наружные поверхности опоры омываются граничными воздушными потоками, а внутренние – маслом и масляным туманом. Ниже подробно рассмотрим тепловые и силовые граничные условия.

### **Определение параметров граничных воздушных потоков**

Опора омывается воздушными потоками, имеющими различные температуры, давления и скорости (рис. 2.18). Условно разделим эти потоки на горячие и холодные. Холодным будет являться воздушный поток, протекающий в подкапотном пространстве (втором контуре) – поток Г. Среди горячих выделим воздушный поток в проточной части двигателя (поток А) и два потока, омывающие стенки опоры со сторон компрессоров среднего и высокого давления (Б и В соответственно). Кроме того, в опоре предусмотрен отбор воздуха в ресивер, находящийся между наружным и внутренним корпусами. Влиянием этого отбора в расчётах пренебрежём.

Для определения параметров граничных потоков воспользуемся пакетом CFX, в котором реализуется метод конечных элементов для решения задач динамики жидкостей и газов. Начальными условиями для расчёта параметров потока А будут являться расход воздуха  $G_{e\text{КСД}}$  и полное давление  $p_{\text{КСД}}^*$  и температура  $T_{\text{КСД}}^*$  на выходе из КСД. При анализе потока Б в качестве начальных условий примем статическое давление  $p_{\text{КСД}}$  и температуру  $T_{\text{КСД}}$  за восьмой ступенью компрессора. Расход воздуха здесь равен  $G_{e\text{Б}} = 0,0019 \cdot G_{e\text{КСД}}$ . Будем также считать, что полное давление и температура на входе потока В будут равны соответственно статическому давлению  $p_X$  и температуре  $T_X$  за десятой ступенью компрессора, а расход воздуха равен  $G_{e\text{В}} = 0,006 \cdot G_{e\text{Х}}$ . В пространстве между стенкой опоры и девятым диском компрессора поток В разделяется ещё на два, назовем их В<sub>1</sub> и В<sub>2</sub>. Расходы воздуха в них равны соответственно  $G_{e\text{В}_1} = 0,0052 \cdot G_{e\text{Х}}$  и



$G_{\text{в} B_2} = 0,0008 \cdot G_{\text{Х}}$ . Для определения параметров начальных условий воспользуемся дроссельными характеристиками двигателя, некоторые из которых приведены на рис. 2.19-2.22.

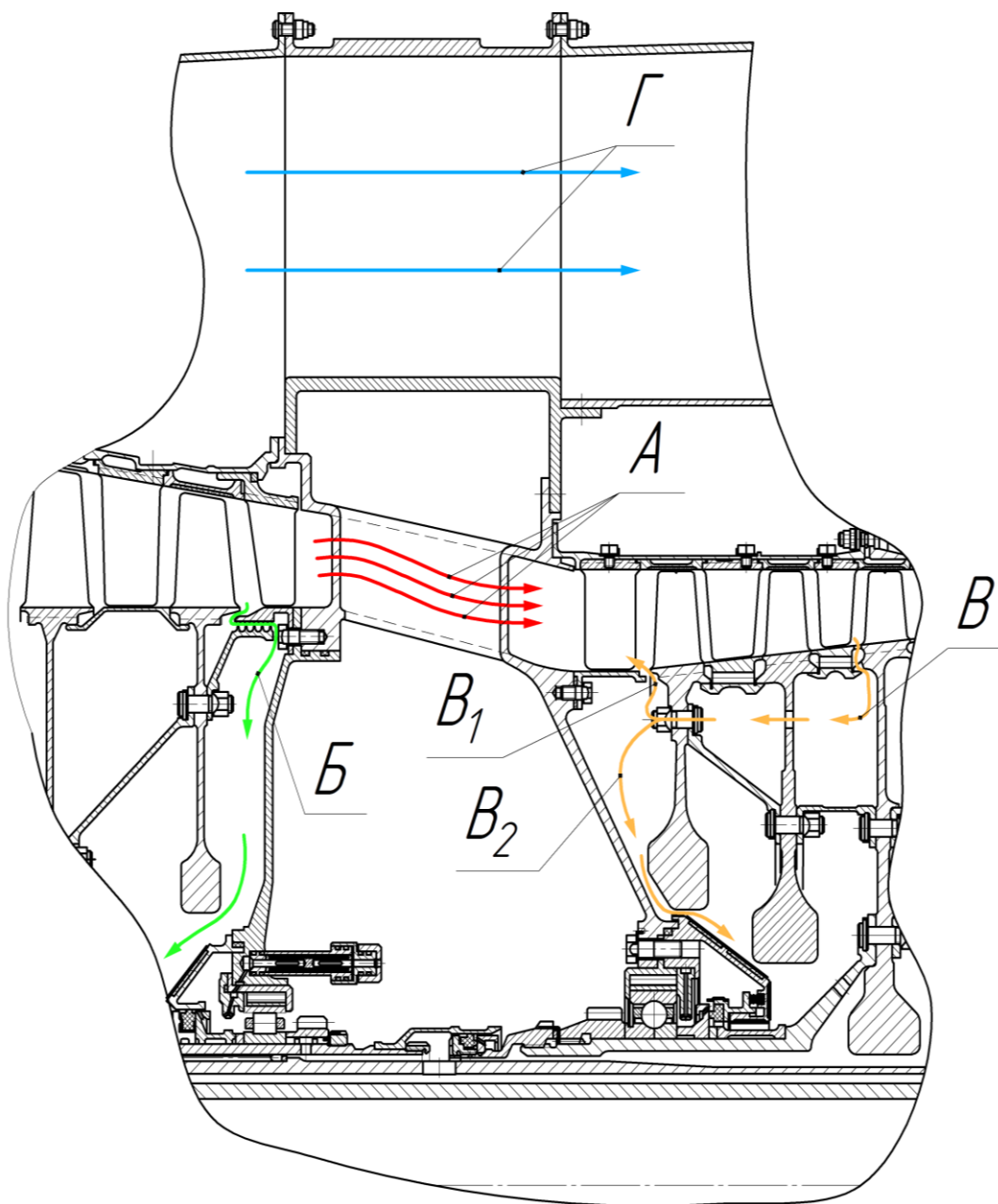


Рисунок 2.18 – Граничные воздушные потоки

$G_{\text{в КСД}}$ , кг/с

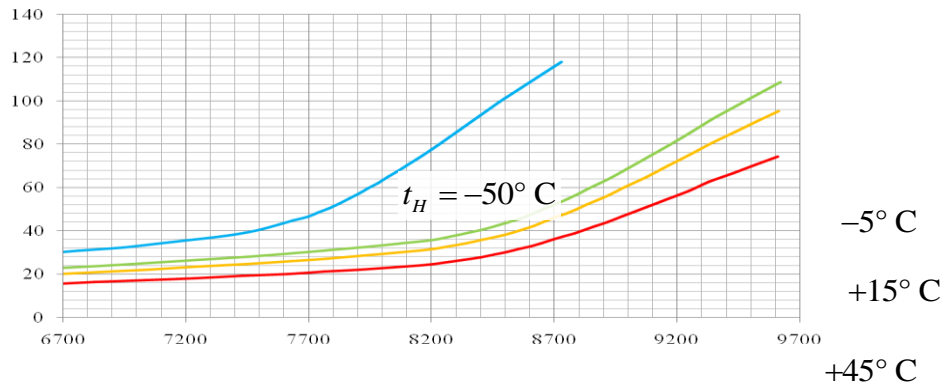


Рисунок 2.19 – Зависимость расхода воздуха  $G_{\text{кСД}}$  за КСД от частоты вращения ротора ВД при различных температурах атмосферного воздуха

$n_{ВД}$ , об/мин

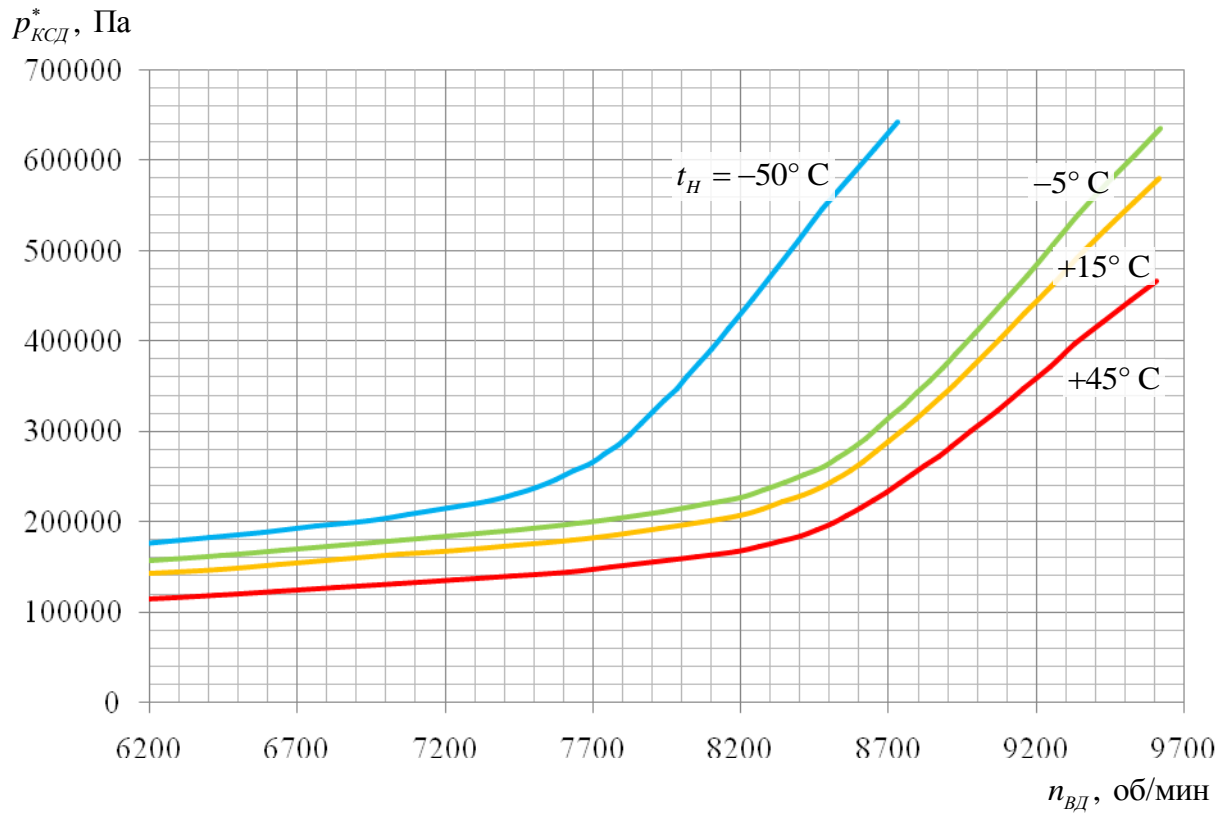


Рисунок 2.20 – Зависимость полного давления  $p_{КСД}^*$  в сечении КСД от частоты вращения ротора ВД при различных температурах атмосферного воздуха

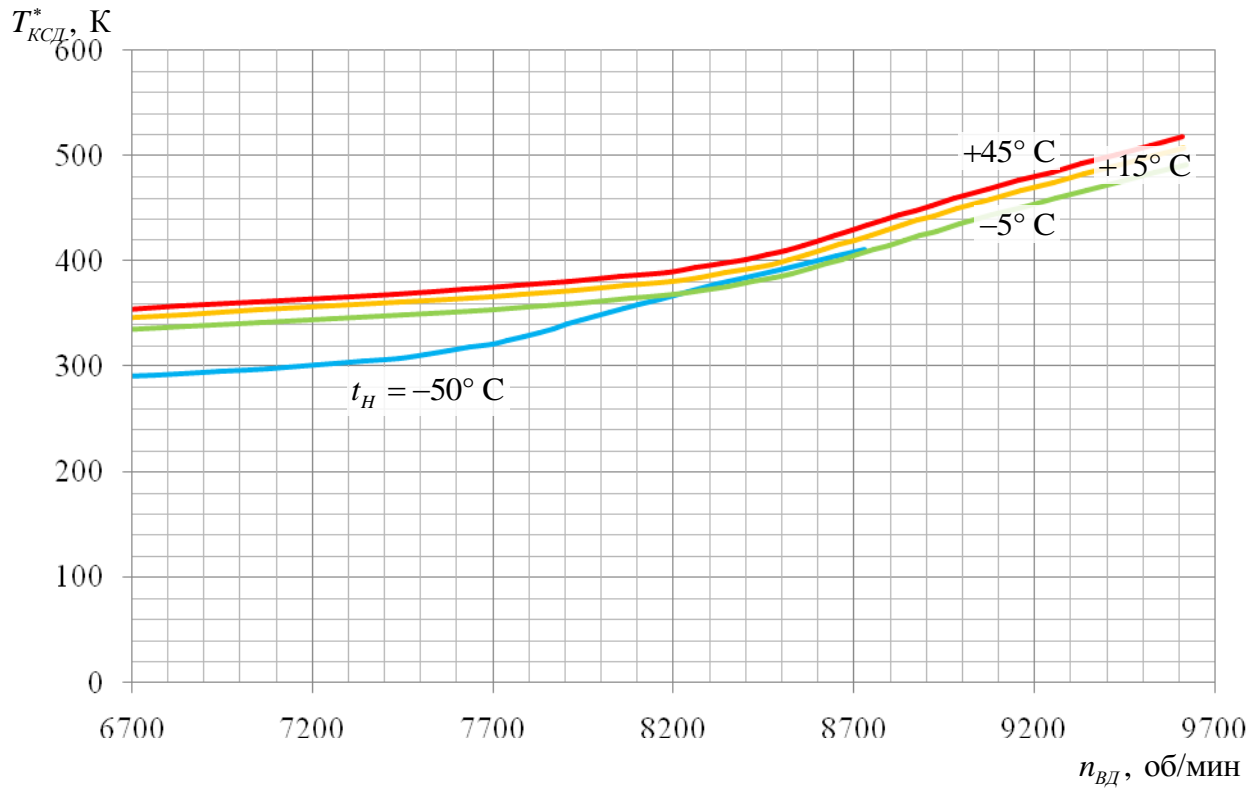


Рисунок 2.21 – Зависимость полной температуры  $T_{КСД}^*$  в сечении КСД от частоты вращения ротора НД при различных температурах атмосферного воздуха

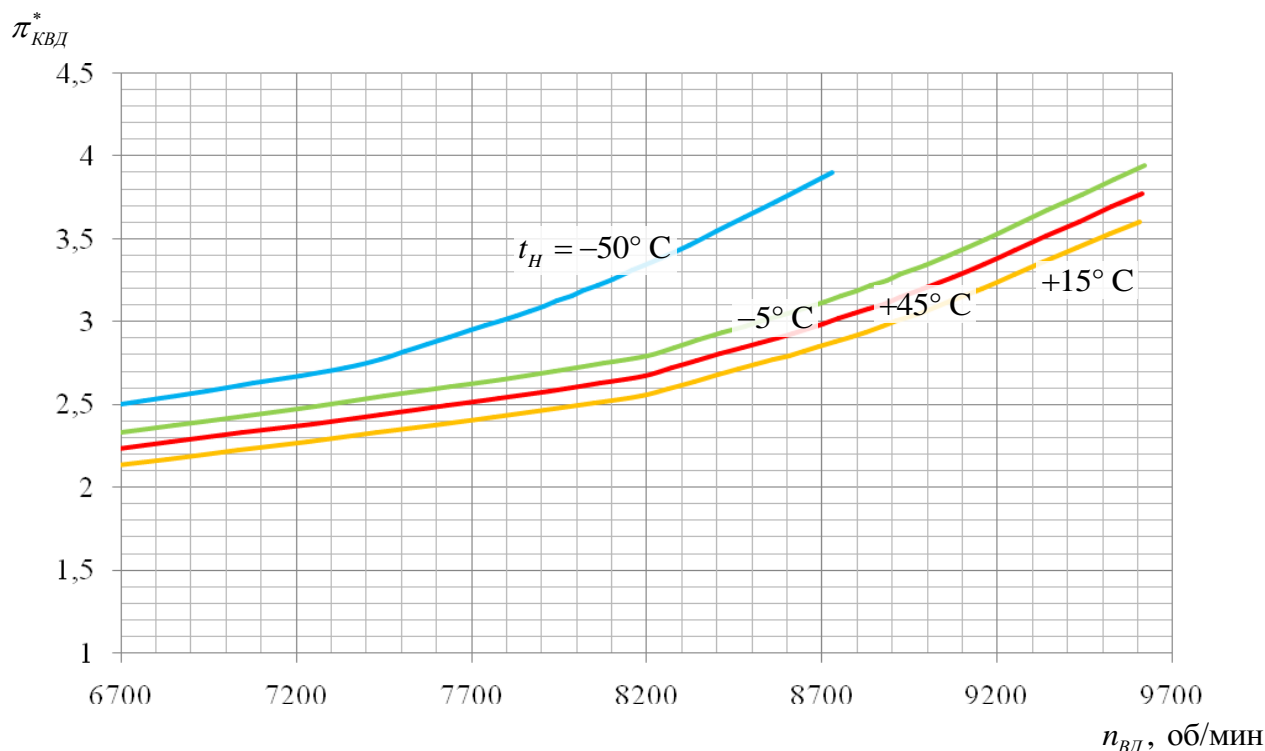


Рисунок 2.22 – Зависимость степени повышения давления в компрессоре высокого давления  $\pi_{КВД}^*$  от частоты вращения ротора НД при различных температурах атмосферного воздуха

Величины  $p_{КСД}^*$ ,  $T_{КСД}^*$  и  $G_{в\ КСД}$  возьмем непосредственно из дроссельных характеристик двигателя (таблица 2.3). При температуре атмосферного воздуха  $-5^\circ\text{C}$  и выше на номинальном режиме работы частота вращения ротора высокого давления составляет 9615 об/мин. При меньшей температуре частота ограничивается системой автоматического управления двигателем и снижается по мере уменьшения температуры. На режиме прогрева частота вращения ротора ВД составляет около 83% от номинальной, на режиме малого газа – 70%.

Таблица 2.3– Исходные данные для расчёта параметров воздушного потока А

Начальные условия для расчета потока А				
Режимы	$t_H, ^\circ\text{C}$	$G_{в\ КСД}, \text{кг/с}$	$p_{КСД}^*, \text{Па}$	$T_{КСД}^*, \text{К}$
Прогрев	-50	35,57	215080	301,4
	-5	32,56	211643	360,3
	+15	28,52	192969	372,6
	+45	22,18	155216	381,0
Номинальный	-50	118,11	642782	411,5
	-5	108,58	635726	491,4
	+15	95,25	580160	507,6
	+45	74,19	466774	517,9
Малый газ	-50	26,06	176938	282,7
	-5	23,85	173924	337,8
	+15	20,89	158508	349,4
	+45	16,24	127434	357,3

Величины параметров начальных условий для анализа потока Б определим по следующим формулам:

$$p_{КСД} = p_{КСД}^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{КСД}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$T_{КСД} = T_{КСД}^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{КСД}^2\right).$$

Значение приведенной скорости  $\lambda_{КСД}$  найдём, используя выражение

$$q(\lambda_{КСД}) = \frac{G_{в\ КСД} \cdot \sqrt{T_{КСД}^*}}{m \cdot p_{КСД}^* \cdot F_{КСД}},$$

где

$F_{КСД} = 0,137 \text{ м}^2$  – площадь проточной части в сечении КСД;

$m = 0,0405$  – численный коэффициент, определяемый по формуле

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$k = 1,4$  – показатель изэнтропы для воздуха;

$R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – газовая постоянная для воздуха.

Результаты вычислений сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Исходные данные для расчёта параметров воздушного потока Б

Режимы	$t_H, ^\circ\text{C}$	$G_{в\ Б}, \text{ кг/с}$	$p_{КСД}, \text{ Па}$	$T_{КСД}, \text{ К}$	$n_{сд}, \text{ об/мин}$
Прогрев	-50	0,068	200448	295,4	3505
	-5	0,062	196704	352,8	3877
	+15	0,054	180021	365,3	3750
	+45	0,042	145297	373,9	3692
Номинальный	-50	0,224	564225	396,5	6741
	-5	0,206	555026	472,7	7455
	+45	0,181	510453	489,4	7212
	+50	0,141	413545	500,3	7100
Малый газ	-50	0,050	168170	278,6	2696
	-5	0,045	164978	332,7	2982
	+15	0,040	150740	344,4	2885
	+45	0,031	121478	352,4	2840

Аналогично определим параметры начальных условий для анализа потока В:

$$p_X = p_X^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_X^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$T_X = T_X^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_X^2\right).$$

Величину приведённой скорости  $\lambda_X$  найдём с помощью выражения

$$q(\lambda_X) = \frac{G_{eX} \cdot \sqrt{T_X^*}}{m \cdot p_X^* \cdot F_X},$$

где

$F_X = 0,10 \text{ м}^2$  и  $G_{eX}$  – площадь проточной части и расход воздуха за десятой ступенью компрессора соответственно.

Величину  $p_X^*$  можно с достаточной точностью определить по формуле

$$p_X^* = p_{КСД}^* \cdot (\pi_{КВД}^*)^{\frac{2}{7}}.$$

Значение полной температуры  $T_X^*$  можно найти, решив следующее уравнение [3]:

$$\ln(\pi_{КВД}^*)^{\frac{2}{7}} = \left[ \left[ (0,39248 \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_X^* - 0,97709) \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_X^* + 0,86234 \right] \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_X^* - 0,19719 \right] \cdot \bar{T}_X^* + 3,5366 \cdot \ln \bar{T}_X^* + 0,120334,$$

где

$$\bar{T}_X^* = \frac{T_X^*}{T_{КСД}^*} \text{ – относительная температура.}$$

Результаты вычислений сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Исходные данные для расчета параметров воздушного потока В

Режимы	$t_H, \text{ }^\circ\text{C}$	$\pi_{КВД}^*$	$p_X, \text{ Па}$	$T_X, \text{ К}$	$G_{eB_1}, \text{ кг/с}$	$G_{eB_2}, \text{ кг/с}$	$n_{ВД}, \text{ об/мин}$
Прогрев	-50	2,676	262407	319,1	0,185	0,028	7209
	-5	2,701	258169	381,5	0,169	0,026	7934
	+15	2,583	232962	393,3	0,148	0,023	7923
	+45	2,465	185284	400,9	0,115	0,018	7907
Номинальный	-50	3,899	838535	444,1	0,614	0,094	8707
	-5	3,942	828480	530,2	0,565	0,087	9615
	+15	3,774	749661	546,4	0,495	0,076	9615
	+45	3,607	597420	555,9	0,386	0,059	9615
Малый газ	-50	2,351	212022	297,8	0,136	0,021	6217
	-5	2,376	208592	355,9	0,124	0,019	6848
	+15	2,274	188061	367	0,109	0,017	6841
	+45	2,171	149435	374	0,084	0,013	6830

Источником воздушного потока Г является отбор воздуха 2% за первой ступенью компрессора, который предназначен для продувки подкапотного пространства и охлаждения маслобака. При учёте его влияния мы будем использовать граничные условия третьего рода: осреднённую температуру среды, с которой происходит взаимодействие поверхностей конструкции, и коэффициент теплоотдачи этих поверхностей. Эти величины будут исходными данными для решения уже непосредственно тепловой задачи, поэтому определим их ниже.

Итак, мы подготовили граничные условия для анализа термодинамических параметров трёх потоков: А, Б и В. Теперь с помощью пакета CFX решим задачу сопряжённого теплообмена в трёх расчётных областях, которые названы соответственно названиям потоков. Эти расчётные области представлены на рис. 2.23.

В результате расчёта мы получим распределение температуры и давления на поверхности стенок, граничащих с соответствующими потоками. Для решения такой задачи нам помимо всего прочего необходимо знать распределение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{МП}$  и температуру  $T_{МП}$  в масляной полости опоры. Определение величины  $\alpha_{МП}$  вызывает особое затруднение в связи со сложностью картины теплообмена на стенках опоры при течении масляной пленки и его практически невозможно получить аналитически. На основе экспериментальных данных коэффициент теплоотдачи принимается равным  $1163 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

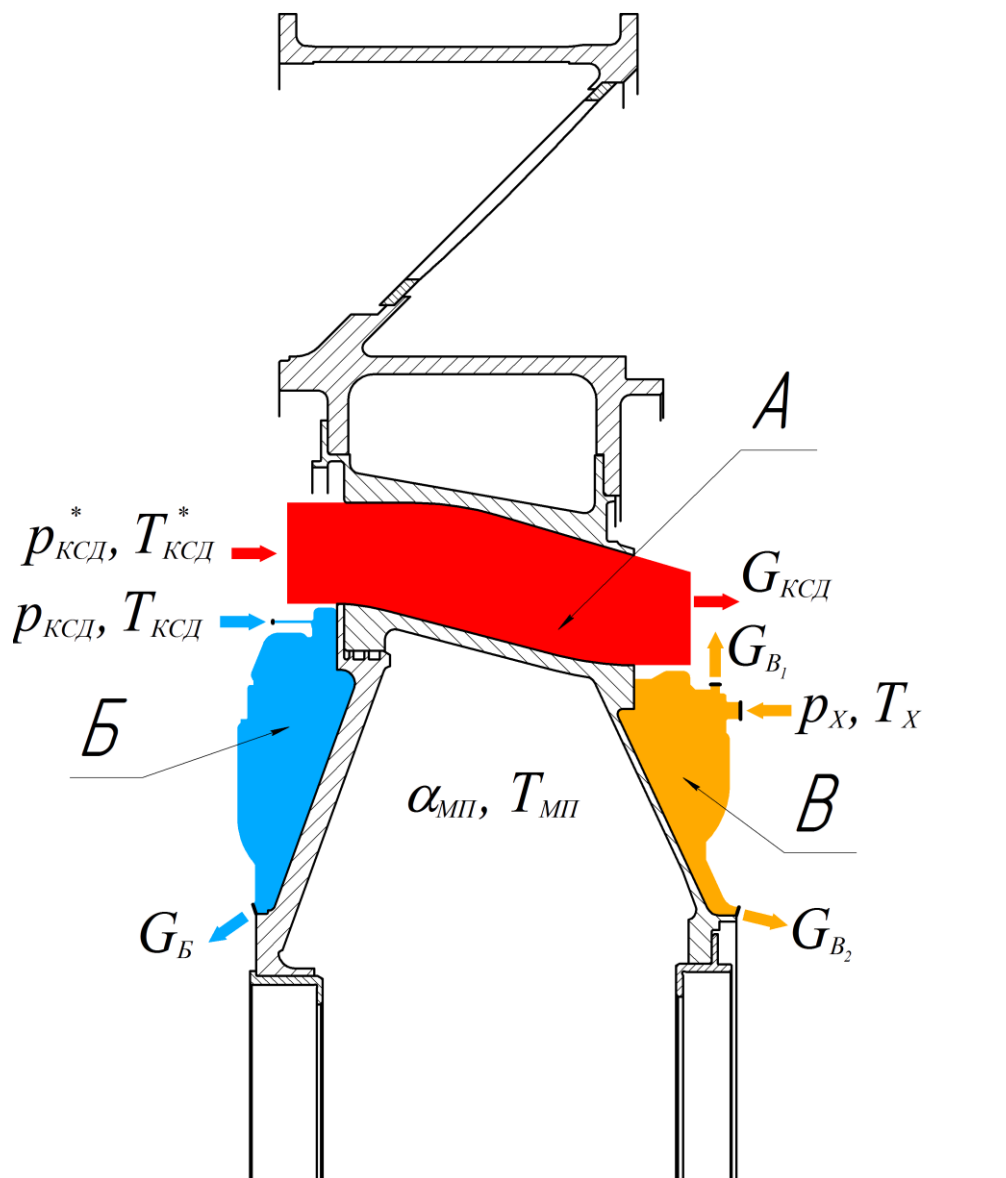


Рисунок 2.23 – Расчетные области для газодинамического расчета

Температура в масляной полости не превышает  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  на всех режимах. В наших расчетах примем величины  $\alpha_{МП}$  и  $T_{МП}$  примем постоянными, независимыми от внешних условий и режима работы и равными вышеуказанным. Такое допущение справедливо с той точки зрения, что на установившемся режиме работы температура масла на выходе из опоры имеет примерно постоянную температуру и не значительно изменяется по режимам и климатическим условиям, что подтверждается техническими отчетами ОКБ.

При расчёте также будем учитывать наличие теплозащиты на стенках опоры со стороны КСД и КВД. При доводке двигателя использовались различные теплозащитные материалы и конструкции. В данном расчёте будем руководствоваться техническим отчётом по тепловому состоянию средней опоры, где рассматривается теплоизоляционный материал толщиной 5 мм с коэффициентом теплопроводности  $0,07 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

Таким образом, у нас имеются все данные для определения распределения температуры по наружной поверхности стенок внутреннего корпуса опоры.

Для каждой расчётной области были подготовлены конечно-элементные расчётные модели, позволяющие задавать необходимые начальные параметры потока на входе и выходе расчётной области, моделировать вращение дисков, соприкасаемых с расчётными областями, и указывать для них соответствующие угловые скорости, а так же задавать толщину теплоизоляции и её коэффициент теплопроводности. Для примера на рис. 2.24 представлена конечно-элементная модель расчётной области А.

ANSYS  
v12.1

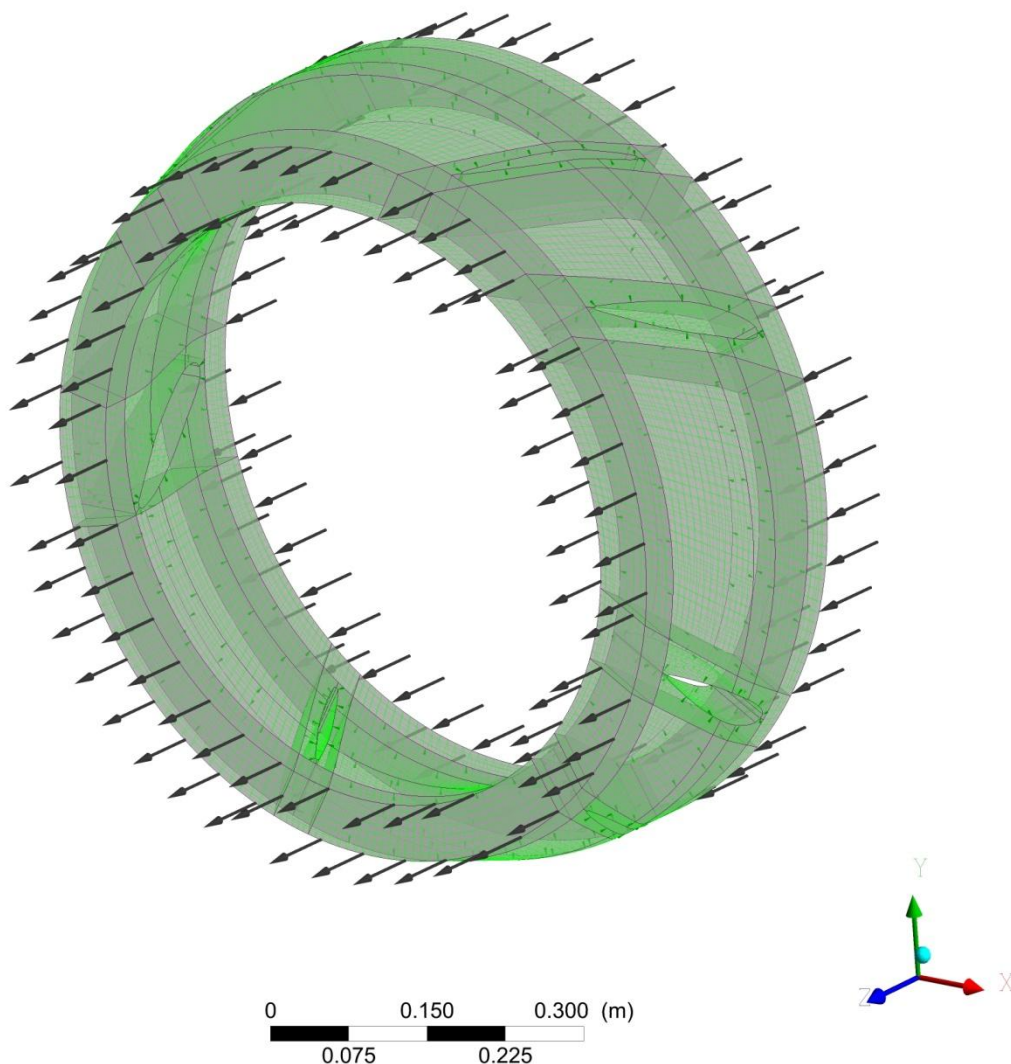


Рисунок 2.24 – Конечно-элементная модель расчётной области А



Ещё одной целью данной работы является отработка методики связанных расчётов. Основная идея такого подхода состоит в предварительном расчёте и дальнейшей передаче нагрузок, действующих на твёрдые тела со стороны жидких и газовых сред, в тепловой, а затем в структурный анализ. При этом появляется возможность прикладывать к моделям весьма сложные поля температур, коэффициентов теплоотдачи или давлений, которые в некоторых случаях практически невозможно задать «вручную». На рис. 2.24 показана модель только газовой среды, однако для решения задач сопряженного теплообмена также моделировались и твёрдые среды (стенки и ребра опоры). Для них со стороны масляной полости в качестве граничных условий задаются величины  $\alpha_{МП}$  и  $T_{МП}$ , а в местах контакта с воздушными потоками создаются специальные зоны взаимодействия «Fluid-Structure Interaction» (FSI) посредством которых и осуществляется связанный расчёт. После решения газодинамической задачи параметры, определённые в этих FSI-зонах, экспортируются в тепловой расчет (передаются температуры или коэффициенты теплоотдачи) и в структурный расчёт (передается поле давлений).

В нашем расчёте реализован так называемый односторонний FSI, когда при расчёте газодинамики не учитывается влияние поучаемых телом деформаций, так как при решении данной задачи это влияние пренебрежимо мало. Однако для особо точных расчётов имеется возможность учитывать и деформации в твёрдых телах. Тогда анализ выполняется в несколько итераций при поочерёдном решении газодинамической и структурной задач.

Структурно-логическая схема для нашего случая приведена на рис. 2.25. Каждый блок на ней – это отдельное решение газодинамической, тепловой или структурной задачи. Видно, что результаты расчётов в предыдущих блоках являются частью начальных условий для последующих.

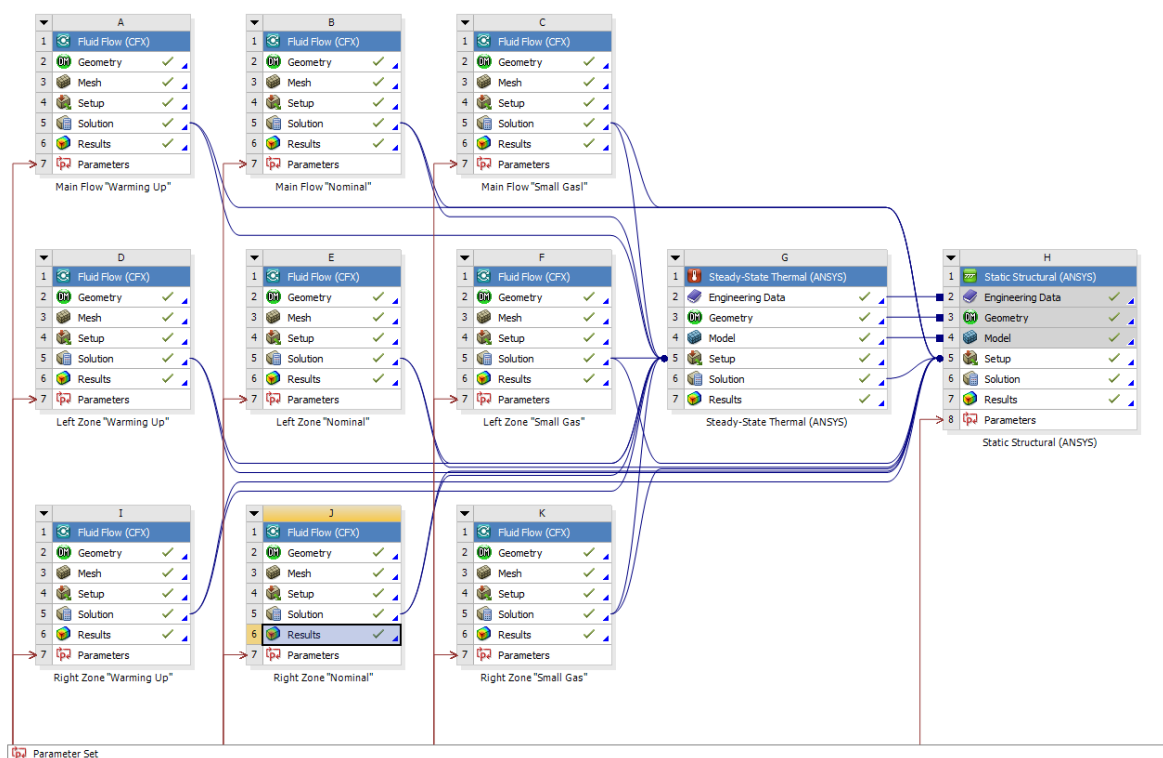


Рисунок 2.25 – Структура проекта проведения связанного расчёта опоры на трёх режимах

Пример вычисленных распределений температуры и давления по поверхностям опоры приведен на рис. 2.26. Результаты показаны для атмосферной температуры  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  при работе двигателя на номинальном режиме.

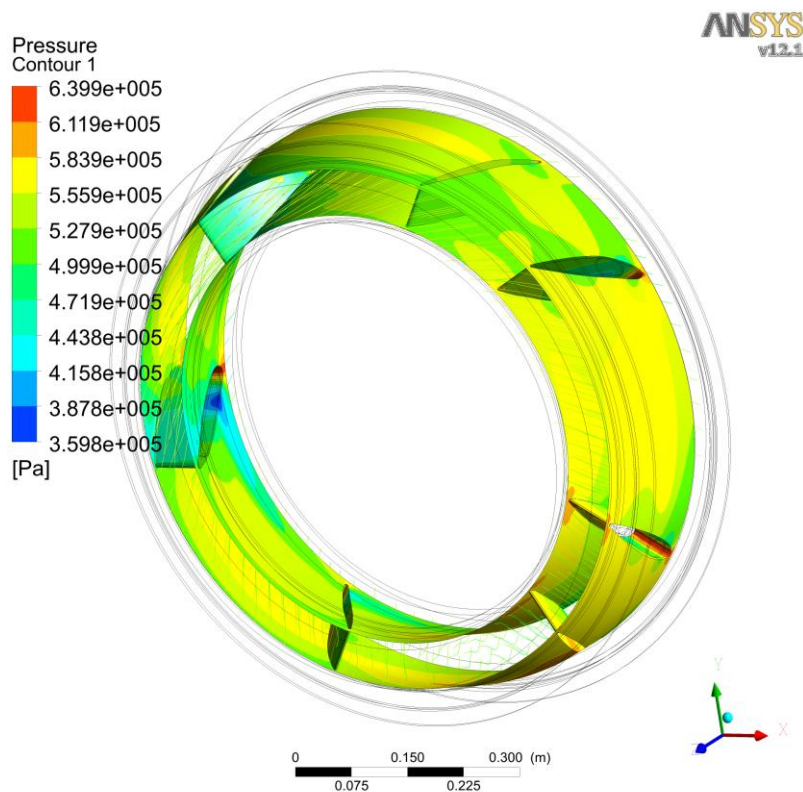


Рисунок 2.26 – Результаты расчёта полей температур в области А в зимних условиях на номинальном режиме

### Подготовка граничных условий для теплового анализа

Средняя опора является одним из самых теплонапряженных узлов системы смазки. Уровень теплоотдачи в масло в средней опоре соизмерим с установленной нормой для двигателя в целом. В связи с этим определение теплового состояния узла вызывает особый интерес. Выше получены практически все необходимые граничные условия для теплового анализа из результатов газодинамического расчета. Остается определить лишь коэффициенты теплоотдачи по наружному корпусу опоры и температуры сред.

Будем считать, что в боксе, где установлен двигатель, температура равна атмосферной. Внешняя поверхность опоры взаимодействует с окружающим воздухом с помощью свободной конвекции. При этом аналитическое определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции весьма затруднительно. Однако на основе экспериментальных данных известно, что он будет находится в пределах  $5 \dots 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . В наших расчётах примем его

постоянным и равным  $7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Чтобы определить коэффициент теплоотдачи по внутренним стенкам наружного корпуса опоры воспользуемся формулой для теплопередачи при турбулентном течении в кольцевой щели, приведённой в справочнике [3]:

$$\text{Nu} = 0,015 \cdot \text{Pr}^{0,4} \text{Re}^{0,8} \left( \frac{D_2}{D_1} \right),$$

где

$Nu$ ,  $Pr$  и  $Re$  – числа Нуссельта, Прандтля и Рейнольдса;

$D_1 = 966$  мм и  $D_2 = 1308$  мм – диаметры внутренней и внешней поверхностей кольцевой щели соответственно.

Хотя рассматриваемая геометрия и отличается от геометрии кольцевой щели, однако в литературе не удалось найти более подходящей модели. Кроме того в силу слабой интенсивности потока  $\Gamma$  погрешность в определении коэффициента теплоотдачи не окажет существенного влияния на распределения температур по опоре.

Число Рейнольдса определится по формуле

$$Re = \frac{\omega_0 l_0}{\nu},$$

где

$l_0$  – определяющий размер (в нашем случае он равен  $l_0 = D_2 - D_1$ );

$\nu$  – динамическая вязкость воздуха;

$\omega_0$  – скорость воздушного потока.

Величина динамической вязкости  $\nu$  зависит от температуры, определим её по справочнику [4].

Скорость воздушного потока можно определить по формуле

$$\omega_0 = a_{II} \cdot \lambda_{II},$$

где

$a_{II}$  и  $\lambda_{II}$  – скорость звука и приведённая скорость во втором контуре (подкапотном пространстве) в области течения потока  $\Gamma$ .

Для определения скорости звука воспользуемся выражением

$$a_{II} = \sqrt{kRT_{II}}$$

Примем температуру  $T_{II}$  равной статической температуре за первой ступенью КНД, тогда её можно будет найти, решив уравнение

$$\ln(\pi_{КНД}^*)^{\frac{1}{3}} = \left[ \left[ (0,39248 \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_{II} - 0,97709) \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_{II} + 0,86234 \right] \cdot 0,1 \cdot \bar{T}_{II} - 0,19719 \right] \cdot \bar{T}_{II} + 3,5366 \cdot \ln \bar{T}_{II} + 0,120334,$$

где

$$\bar{T}_{II} = \frac{T_{II}}{T_H} \text{ – относительная температура.}$$

Величину приведённой скорости получим с помощью выражения

$$q(\lambda_{II}) = \frac{G_{e II} \cdot \sqrt{T_{II}^*}}{m \cdot p_{II}^* \cdot F_{II}},$$

где

$G_{e II} = 0,02 \cdot G_e$  – расход воздуха;

$p_{II}^* = (\pi_{КНД}^*)^{\frac{1}{3}} \cdot p_{ex}$  – полное давление в потоке  $\Gamma$  (принято равным статическому за первой ступенью компрессора);

$F_{II} = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_2^2 - D_1^2) = 0,612$  м<sup>2</sup> – площадь кольцевой щели.

Число Прандтля имеет постоянно значение и равно  $Pr = 0,71$  согласно [4].

Непосредственно коэффициент теплоотдачи определим как  $\alpha_{II} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_0}$

где  $\lambda$  – теплопроводность воздуха, берём её для различных температур по [4].

Расчёты показали, что величина  $\alpha_{II}$  для всех рассматриваемых внешних условий и режимов работы находится в пределах  $10...20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Примём её постоянной и

равной  $15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . При этом температуру среды  $T_{II}$  будем задавать согласно таблице 2.6

Таблица 2.6 – Изменение температуры  $T_{II}$  в зависимости от температуры атмосферного воздуха и режима работы двигателя

Режим	Прогрев				Номинальный				Малый газ			
	$t_H, ^\circ\text{C}$	-50	-5	+15	+45	-50	-5	+15	+45	-50	-5	+15
$T_{II}, \text{K}$	229,2	275,2	279,1	321,1	241,4	289,5	294,1	338,3	227,5	273,2	277,0	318,6

Таким образом, нами определены все граничные условия для теплового анализа опоры. Расчётная схема приведена на рис. 2.27.

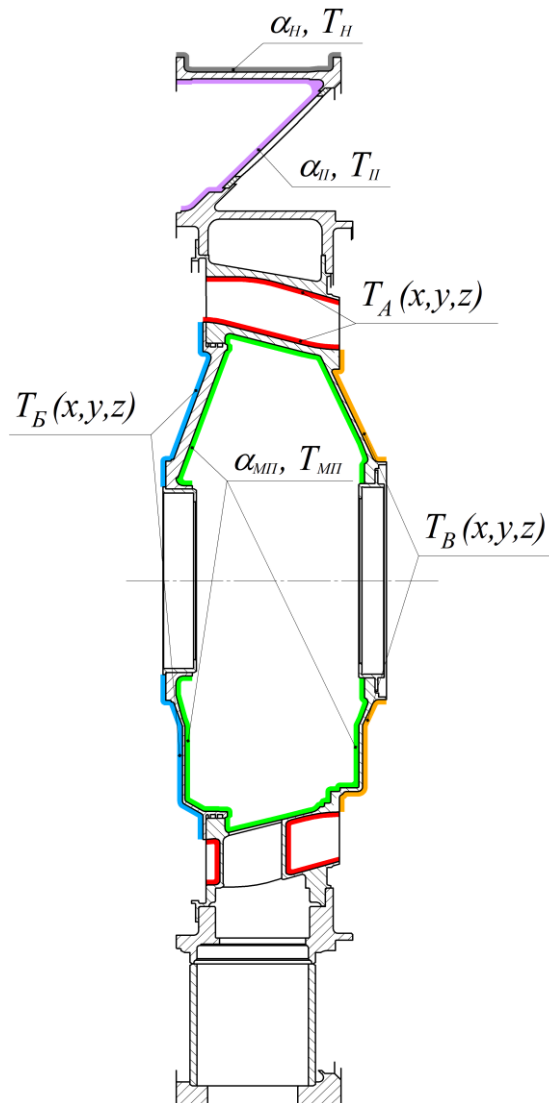


Рисунок 2.27 – Расчётная схема для теплового анализа опоры

На средней опоре замыкается большое количество различных силовых потоков. В расчёте будем учитывать наиболее значительные из них: осевое усилие от ротора ВД, радиальные силы от реакций в подшипниках, вес конструкции (в рассматриваемой опоре осуществляется крепление двигателя к раме), а также давления на стенки опоры.

Распределение давлений уже получено в результате газодинамического расчёта. Кроме того учтем, что внутри масляной полости давление составляет 0,65 от атмосферного.

Осевое усилие, возникающее на элементах конструкции, определяется как сумма статических давлений воздуха или газа на поверхности проточной части элементов и газодинамической силы, вызванной изменением количества движения воздуха или газа при прохождении его через рассматриваемый элемент конструкции.

В расчёте будем учитывать осевую силу, действующую только от ротора ВД. Первоначально определяются осевые силы, действующие на каждое рабочее колесо ротора [5].

Осевая газодинамическая сила, возникающая на лопатках рабочего колеса, может быть подсчитана по формуле

$$P_{al}^{(s)} = p_1^{(s)} F_1^{(s)} - p_2^{(s)} F_2^{(s)} - G(c_{2a}^{(s)} - c_{1a}^{(s)}),$$

где

$s$  – верхний индекс (номер ступени);

$P_1, P_2, c_{1a}, c_{2a}$  – статические давления и осевые скорости на среднем радиусе проточной части перед и за рабочим колесом;

$$F_1 = \pi(R_{1н}^2 - R_{1вн}^2), F_2 = \pi(R_{2н}^2 - R_{2вн}^2).$$

Осевая сила для всего ротора найдётся по формуле

$$P_a = \sum_{i=1}^s P_{ali} + P_{разгр},$$

где

$P_{разгр}$  – суммарная сила, возникающая от действия давлений в разгрузочных полостях.

Величины осевой силы в зависимости от внешних условий приведены в таблице 2.7 (сила направлена против потока воздуха).

Таблица 2.7 – Зависимость величины осевой силы от температуры наружного воздуха и режима работы двигателя

$t_H, ^\circ\text{C}$	-50	-5	+15	+45
Прогрев				
$P_a, \text{H}$	3970	4013	3120	2068
Номинальный				
$P_a, \text{H}$	27494	27391	23296	17285
Малый газ				
$P_a, \text{H}$	1897	1973	1380	767

Для определения радиальных сил нам необходимо знать координаты расположения подшипников роторов СД и ВД, а также координаты их центров тяжести и массы роторов.

Координаты расположения подшипников возьмём из чертежа, а массы и центр тяжести определим с помощью программы КОМПАС 3D. Для этого создадим плоские осесимметричные сечения роторов (рис. 2.28, 2.29), разобьём их на области соответствующие материалам деталей ротора и вычислим искомые величины с помощью встроенного геометрического калькулятора.

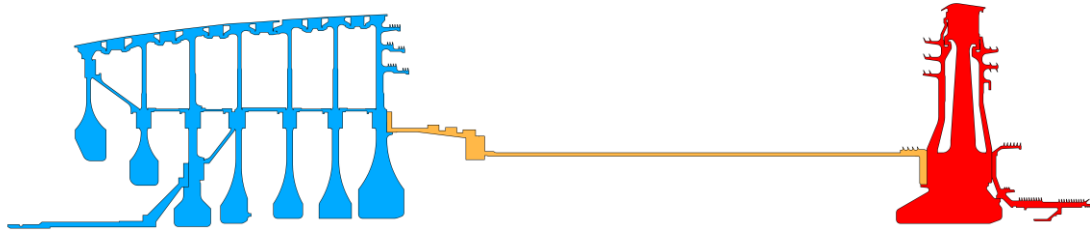


Рисунок 2.28 – Осесимметричное сечение ротора ВД

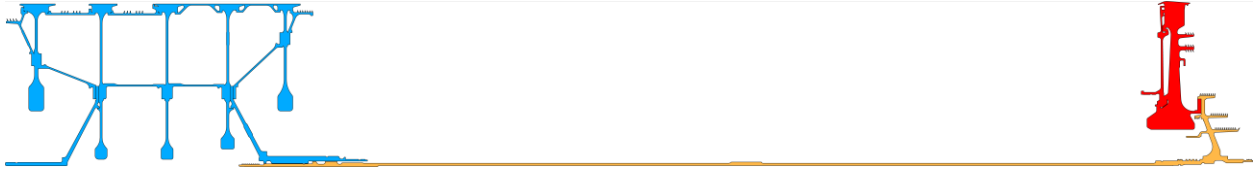


Рисунок 2.29 – Осесимметричное сечение ротора СД

Наличие лопаток учитывалось прибавлением 30% веса к роторам компрессоров и 40% к роторам турбин. На рис. 2.30, 2.31 приведены расчётные схемы для определения

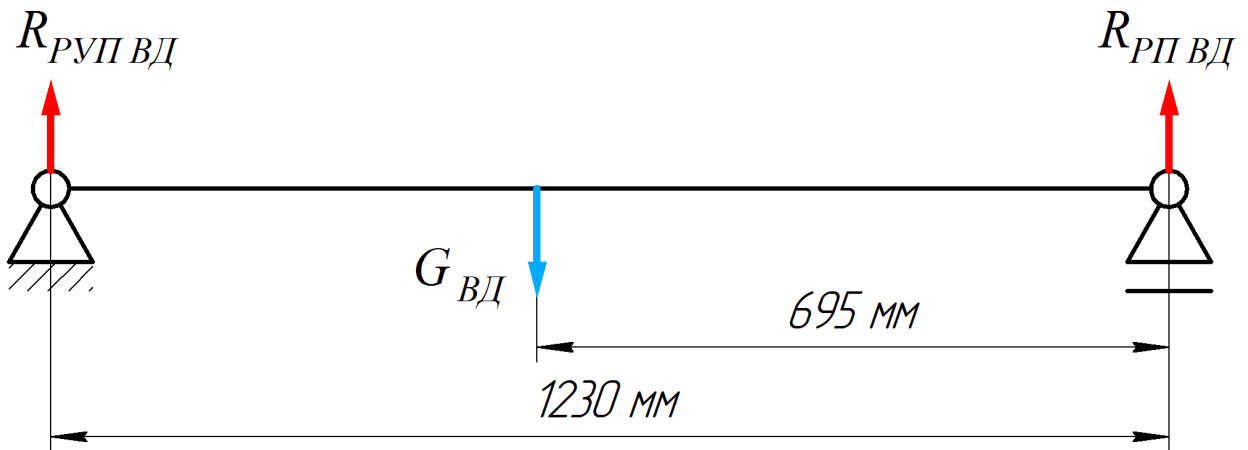


Рисунок 2.30 – Расчётная схема для определения радиальных нагрузок от ротора ВД

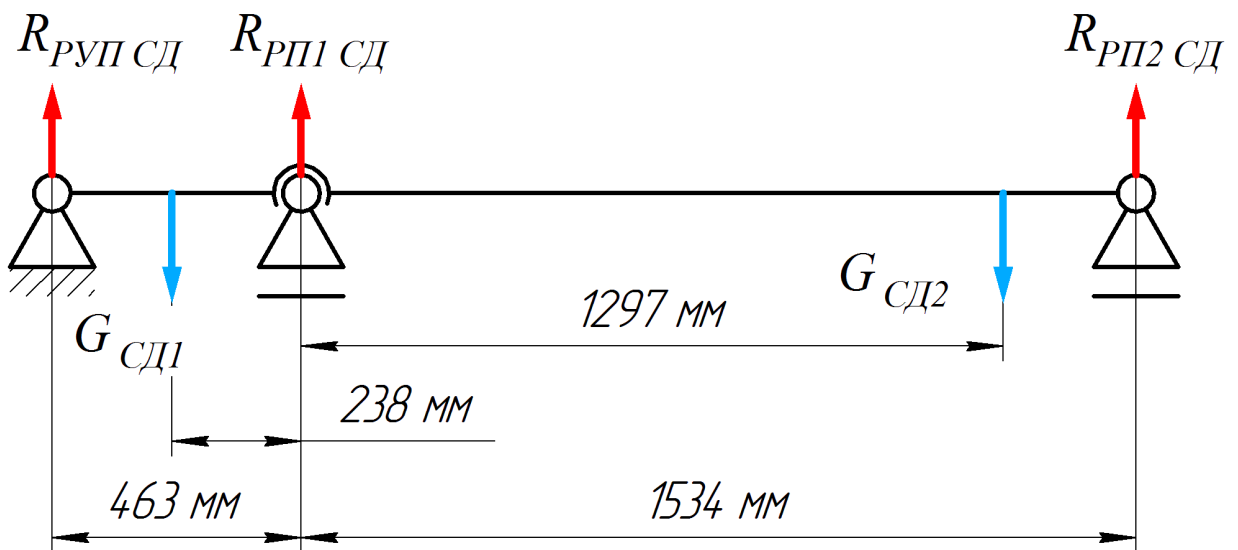


Рисунок 2.31 – Расчётная схема для определения радиальных нагрузок от ротора СД

радиальных сил. Отметим, что ротор СД устанавливается на трёх опорах, что вводит в схему статическую неопределимость. Чтобы уйти от нее, примем допущение, что в месте шлицевого соединения валов КСД и ТСД изгибающий момент не передается.

Нас интересуют нагрузки, действующие только в средней опоре. Определим их.

$$R_{PVI\text{ ВД}} = \frac{G_{ВД} \cdot 695}{1230} = 2785 \text{ Н};$$

$$R_{PI\text{ СД1}} = G_{СД1} + G_{СД2} - R_{PI\text{ СД1}} - R_{PI\text{ СД2}} = 977 \text{ Н},$$

где

$$R_{PVI\text{ СД}} = \frac{G_{СД1} \cdot 238}{463} = 753 \text{ Н};$$

$$R_{PI\text{ СД2}} = \frac{G_{СД2} \cdot 1297}{1534} = 1450 \text{ Н}.$$

Теперь осталось определить нагрузки, действующие от веса двигателя. Масса всего двигателя с рамой равна 8900 кг. Массу рамы примем равной 900 кг, тогда масса «чистого» двигателя составит 8000 кг. На рис. 2.34 изображена расчётная схема для определения реакций рамы в местах подвеса двигателя. Нас интересуют силы в средней опоре  $R_{CO}$ . Найдем эти силы:

$$R_{CO} = \frac{G_{Дв} \cdot 2000}{2879} \approx 55000 \text{ Н}.$$

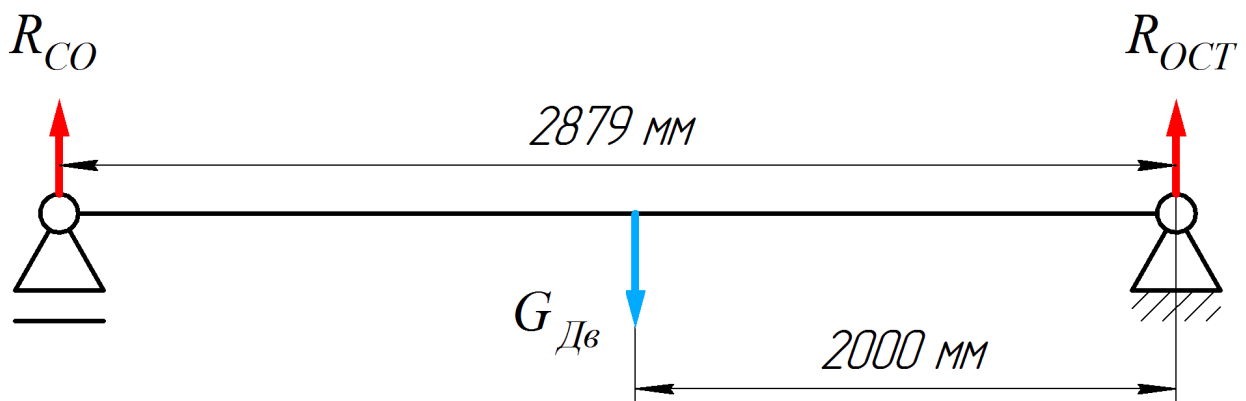


Рисунок 2.32 – Расчётная схема для определения радиальных нагрузок от веса двигателя

Так как нагрузка  $R_{CO}$  воспринимается двумя диаметрально-противоположными пинолями, то она распределяется между ними поровну и составляет для каждого 27500 Н (рис. 2.33). Радиальные нагрузки не изменяются в зависимости от внешних условий и режима работы двигателя. Полная схема приложения структурных нагрузок показана на рис. 2.34.

Отметим, что на схеме отображены направления внешних нагрузок, действующих на опору, а не реакции опоры по отношению к этим нагрузкам. То есть роторы ВД и СД действуют на опору вертикально вниз, а рама (в местах подвеса) – вертикально вверх. Закрепление опоры производится на конце цилиндрической оболочки длиной 200 мм, моделирующей статор компрессора высокого давления. В месте соединения оболочки и корпуса опоры задается контактное взаимодействие, таким образом, моделируется некоторое подобие болтового соединения.

Опора не воспринимает крутящие моменты от вращения роторов, так как все они снимаются в заднем поясе подвески.

### Подготовка конечно-элементных моделей

Для создания конечно-элементных моделей опор были использованы трёхмерные CAD-модели базового и модифицированного вариантов. В дальнейшем CAD-модели были адаптированы для наложения сетки конечных элементов. 3D-модель базового варианта опоры показана на рис. 2.35, а на рис. 2.36 - расчётная модель базовой опоры.

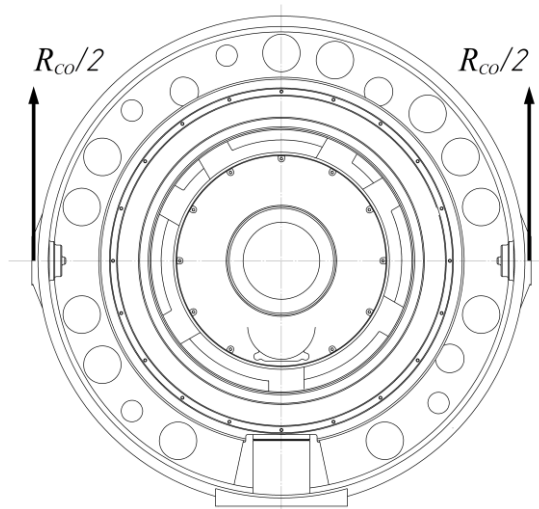


Рисунок 2.33 – Нагрузки от веса двигателя

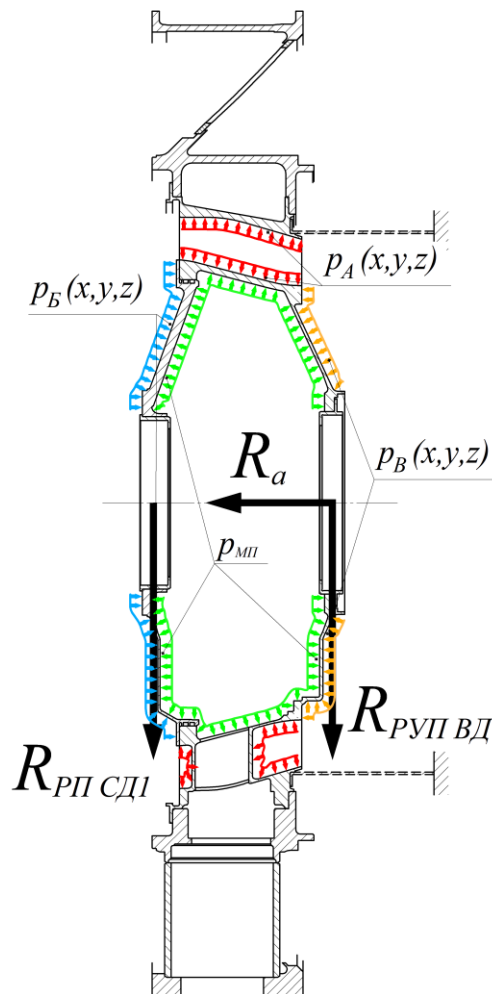




Рисунок 2.34 – Схема приложения структурных нагрузок к элементам средней опоры

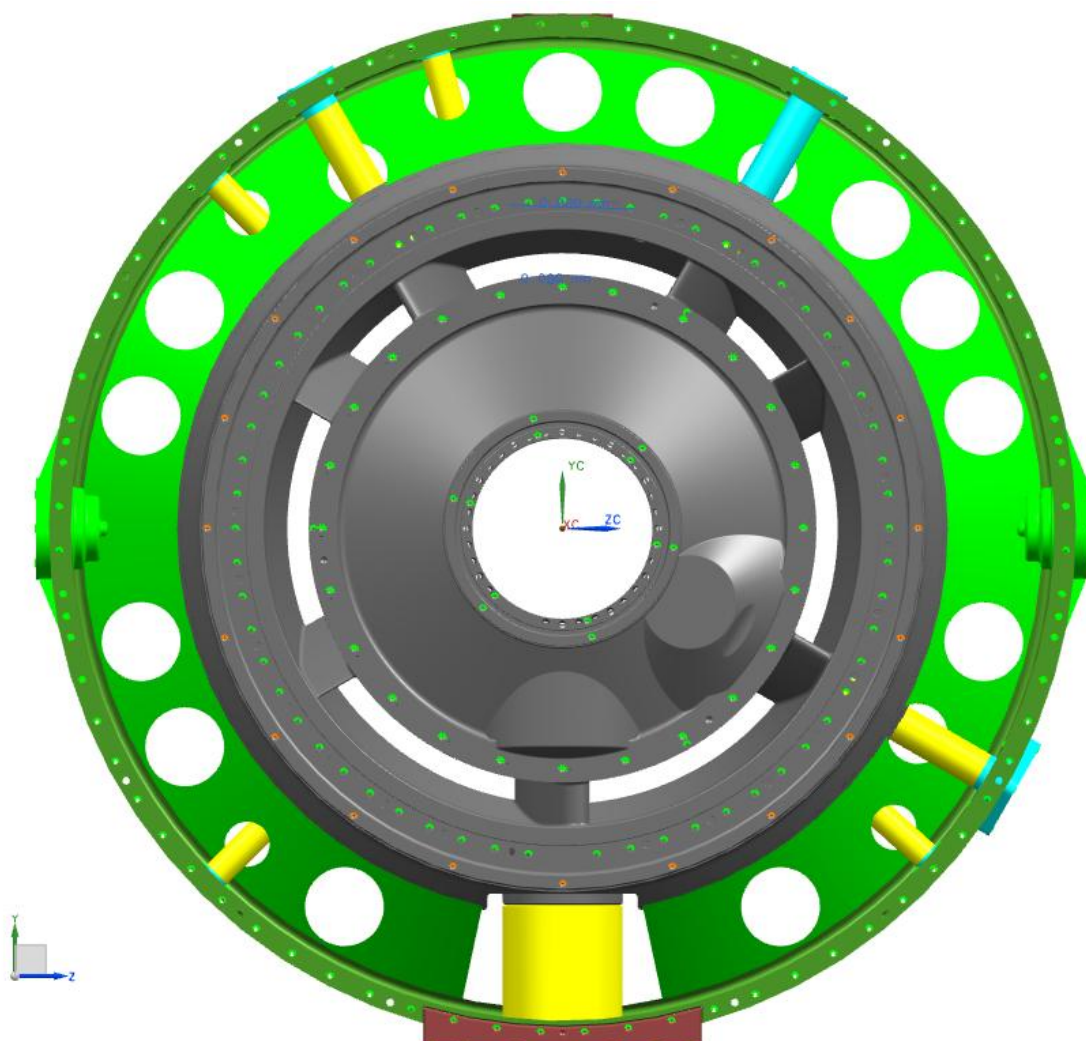


Рисунок 2.35 – Трёхмерная модель базового варианта опоры

Конечно-элементные модели выполнены с помощью двадцатиузловых элементов. Количество узлов составило около 1 млн. в каждой модели. Сеть конечных элементов в основном структурная. Нерегулярная сеть использовалась в основном в областях сложных переходов и других зонах, где структурирование является весьма трудоемкой задачей. Кроме того имеются ограничения по ресурсу доступных для расчета вычислительных машин, в некоторых случаях требовало упрощения геометрии и огрубления качества сетки и модели в целом. Однако внутренняя статистика программы показала хорошее или удовлетворительное качество элементов по всему объему моделей.

### **Анализ результатов расчетов**

Также как и газодинамическая, тепловая задача решалась в основном как этап формирования граничных условий для структурного расчета. В ходе решения тепловой задачи мы получили распределение температуры во всех точках (узлах) нашей модели. В качестве примеров приведём результаты расчета теплового состояния базовой и модифицированной при САУ на номинальном режиме (рис. 2.37).

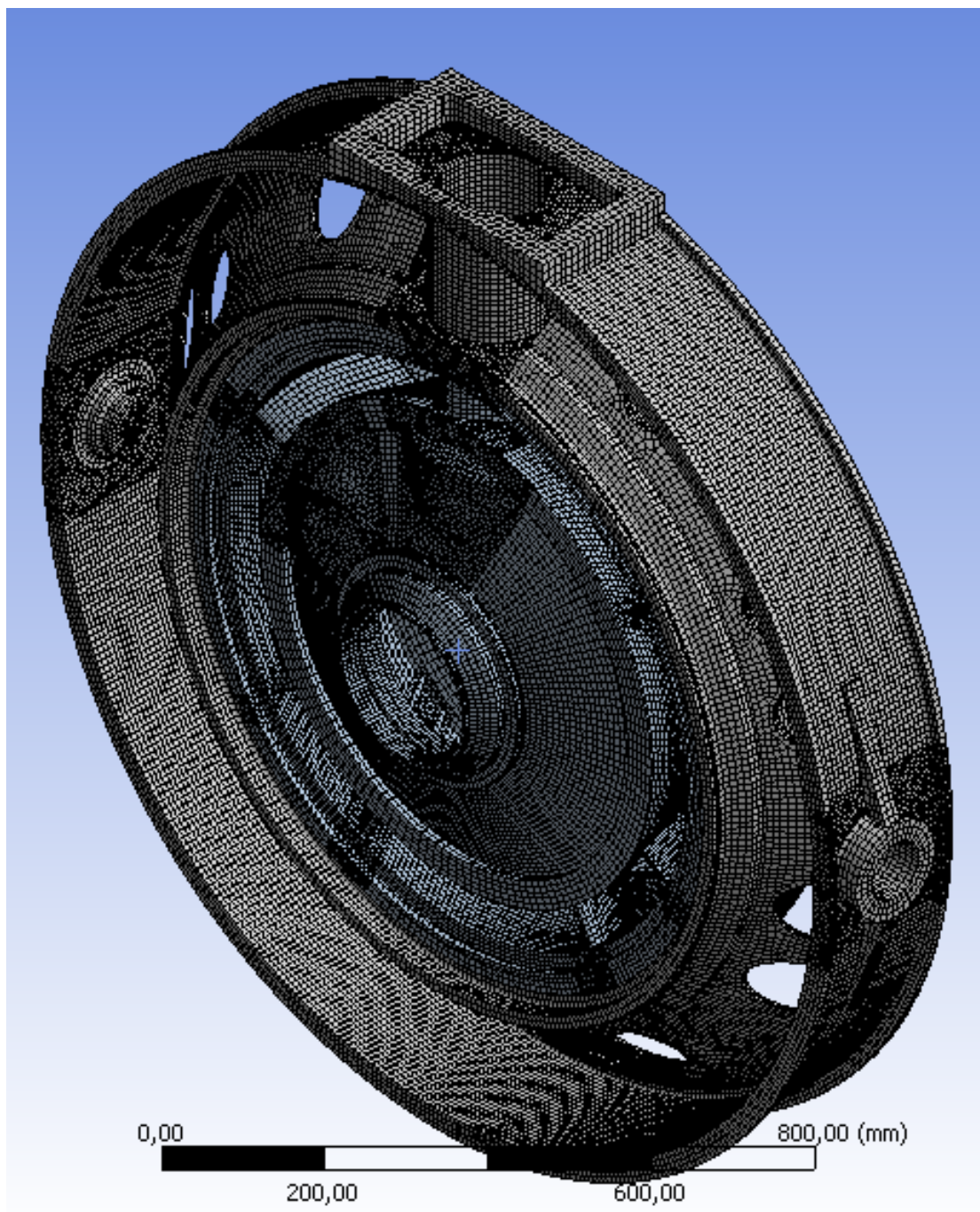


Рисунок 2.36 – КЭ-модель базового варианта средней опоры

Основной целью данного расчета было определение перемещений стакана подшипника для проверки гипотезы о причинах возникновения дефекта подшипника. Ранее уже было показано, что допустимое осевое перемещение двух диаметрально противоположных точек на торце стакана относительно друг друга не должно превышать половины величины осевого зазора между торцом демпферного кольца и торцом втулки подшипника, чтобы не происходил перекосяк наружного кольца подшипника.

В результате расчетов мы получили деформации торца стакана подшипника на всех условленных режимах и внешних условиях. Максимальное значение они принимают на номинальном режиме при температуре наружного воздуха  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  для обоих вариантов опор. Однако в цельнолитой опоре их величина существенно меньше. На рис. 2.38



представлено деформированное состояние рассматриваемого торца базовой опоры на одном режиме в зимних условиях.

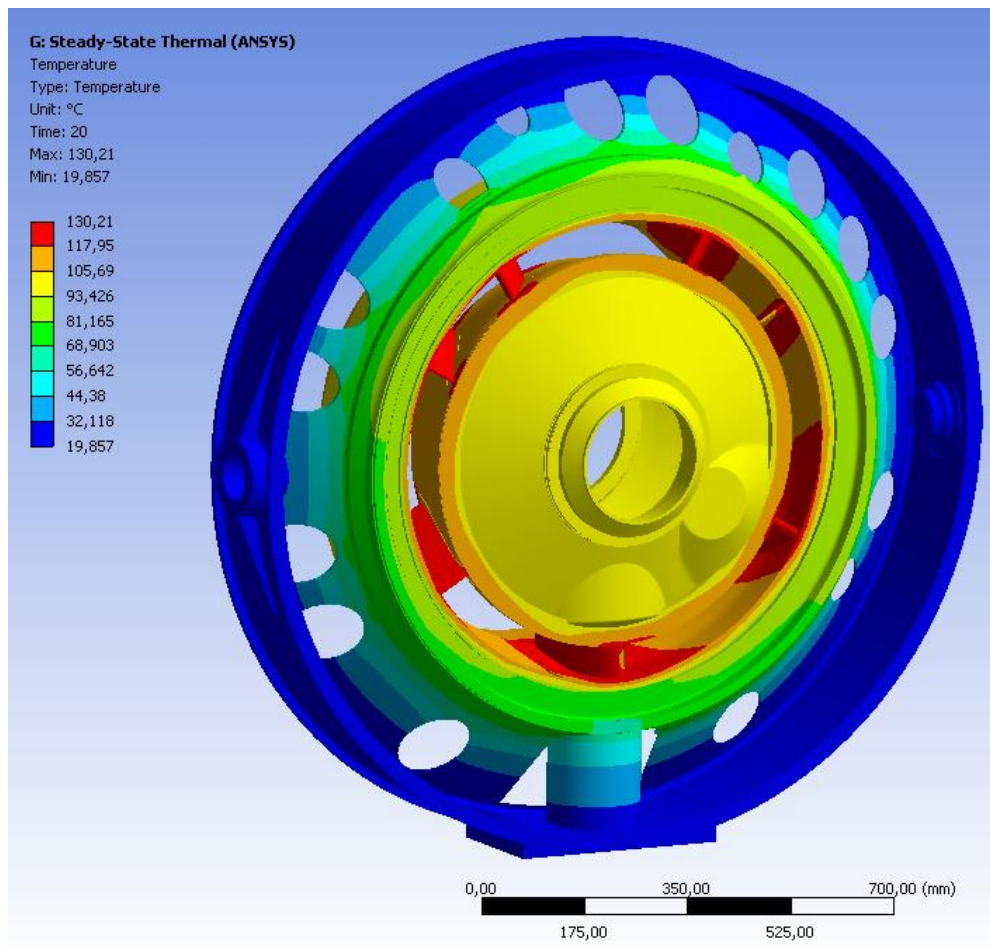


Рисунок 2.37 – Тепловое состояние базового варианта опоры в САУ на номинальном режиме

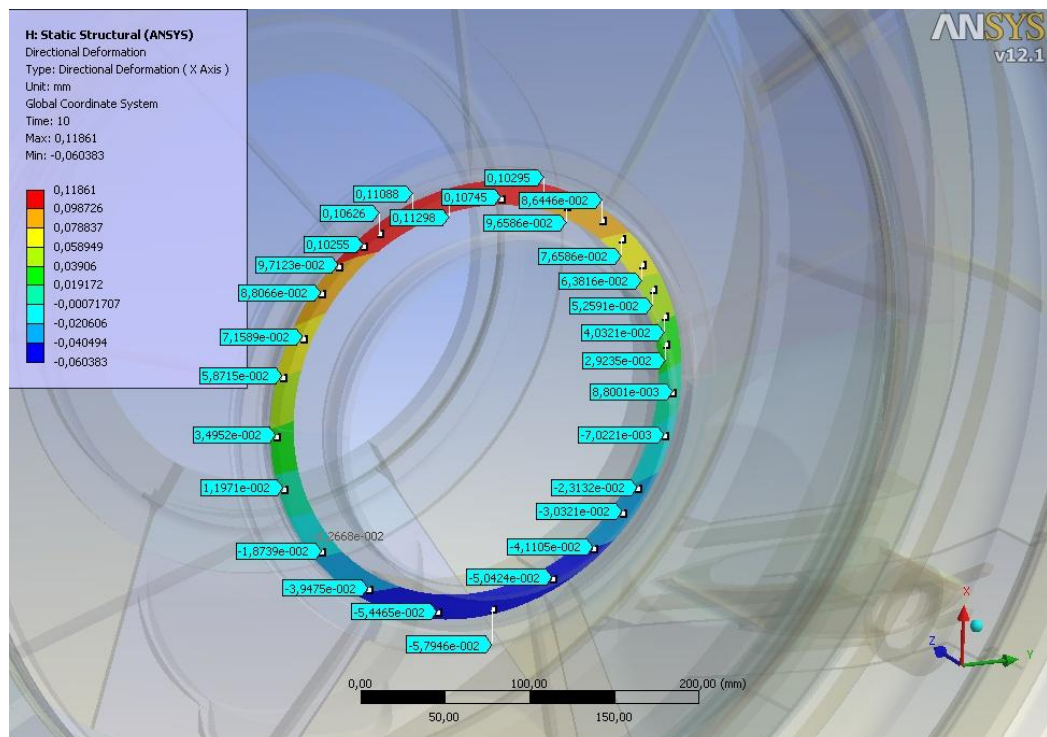


Рисунок 2.38 – Величины деформаций по торцу стакана роликового подшипника на режиме прогрева и температуре наружного воздуха  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 2.39 показано изменение рассматриваемых деформаций при работе двигателя на номинальном режиме при изменении температуры наружного воздуха для базового и модифицированного вариантов опор. Величины деформаций представлены здесь в относительном виде, как разность между максимальным и минимальным значением в каждой расчетной точке.

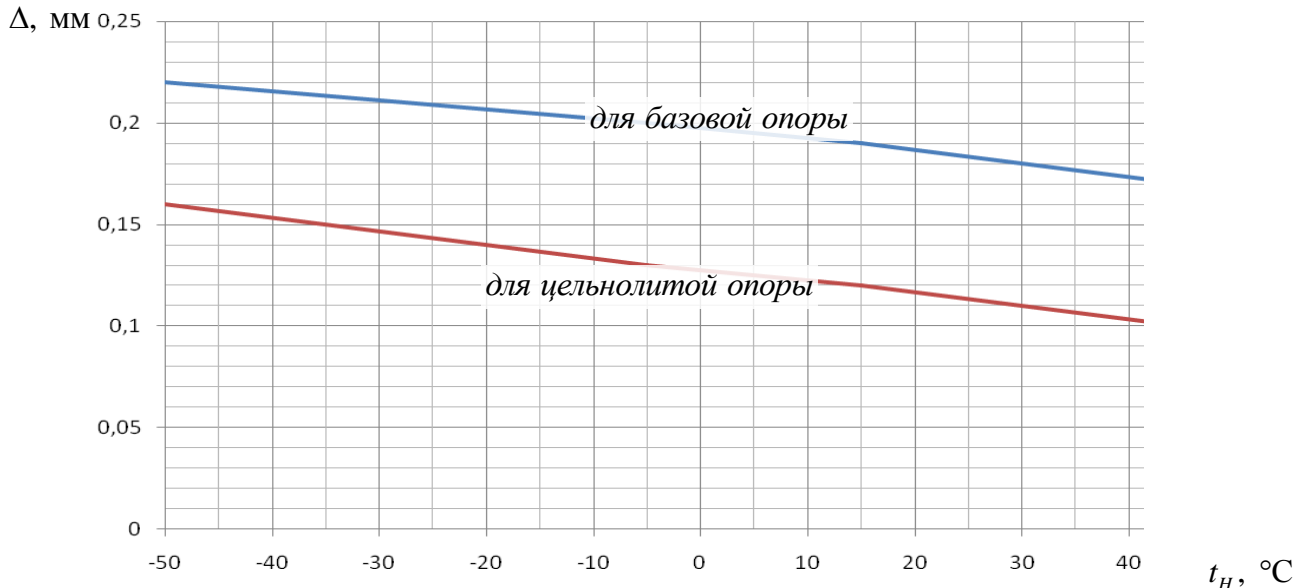


Рисунок 2.39 – Зависимость относительных деформаций торца стакана подшипника от температуры наружного воздуха при работе двигателя на номинальном режиме.

Из графика видно, что конструкция цельнолитой опоры в меньшей степени подвержена деформациям, чем базовый вариант.

В таблице 2.8 приведены данные по изменению относительного зазора на торце стакана подшипника. Для наглядности отобразим эти данные на графике (рис. 2.40).

Таблица 2.8 – Изменение относительного зазора в базовой опоре

$t_H, ^{\circ}\text{C}$	Относительный зазор $\Delta, \text{мм}$		
	Прогрев	Номинальный	Малый газ
-50	0,18	0,22	0,16
-5	0,17	0,2	0,14
+15	0,17	0,19	0,13
+45	0,15	0,17	0,1

Рассмотрим полученные результаты. Допускаемая величина относительной деформации для опор, где установлены пластинчатые демпферы, составляет в худшем случае  $0,06\text{ мм}$ , в лучшем –  $0,2\text{ мм}$ .

Для новой конструкции демпфера допуск на относительную деформацию расширяется в худшем случае до  $0,4\text{ мм}$ , в лучшем – до  $0,5\text{ мм}$ . Таким образом, относительные деформации не выйдут за допускаемые пределы при самом неблагоприятном сочетании внешних условий и сборки.

Опираясь, на проведенные исследования, можно говорить о том, что особенности конструктивного исполнения опоры (как базового, так и цельнолитого варианта) вполне могли послужить причиной выхода из строя роликовых подшипников КСД. Также показано,

*малый газ*

что проведенные инженерами ОКБ мероприятия достаточны для предотвращения появления подобных дефектов в будущем. В связи с этим рекомендуется полностью осуществить переход к новой модификации демпфирующего устройства.

Кроме того следует отметить, что в цельнолитом варианте уровень величин деформаций значительно ниже, чем в базовой. Использование этого варианта предпочтительнее.

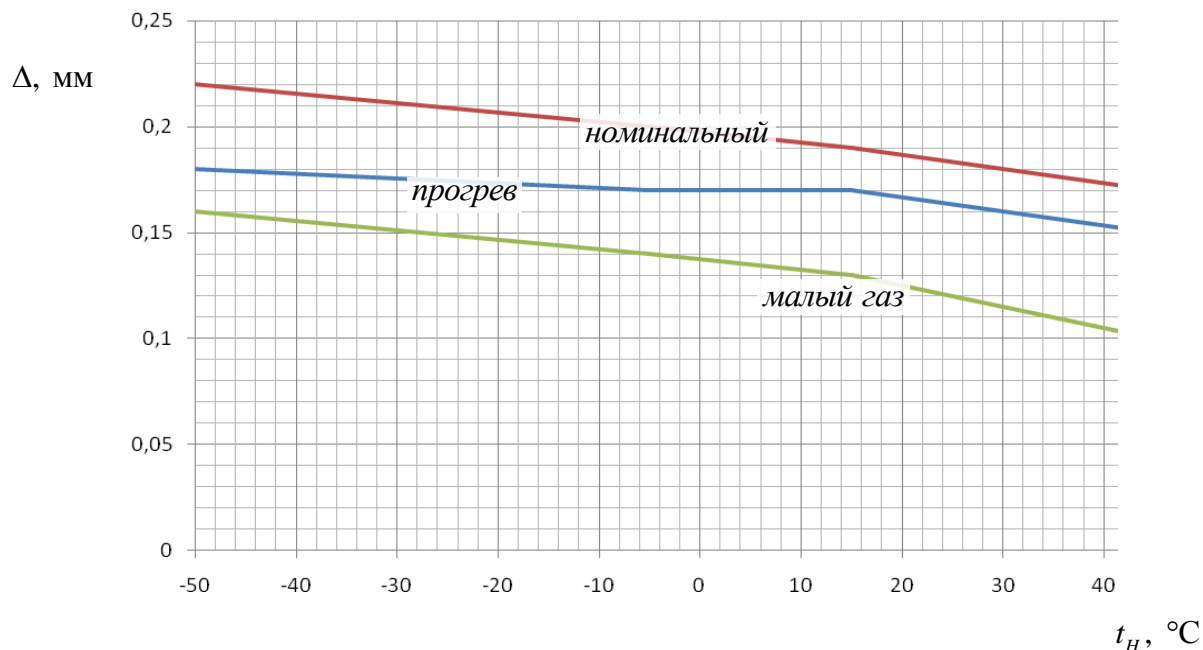


Рисунок 2.40 – Изменение относительного зазора в базовой опоре

Также были оценены величины напряжений в конструкции. Согласно результатам расчетов самым нагруженным для обоих вариантов опор является номинальный режим при работе в зимних условиях с температурой наружного воздуха  $-50\text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис. 2.41 показаны распределения напряжений в базовой опоре при работе на трёх режимах в зимних условиях.

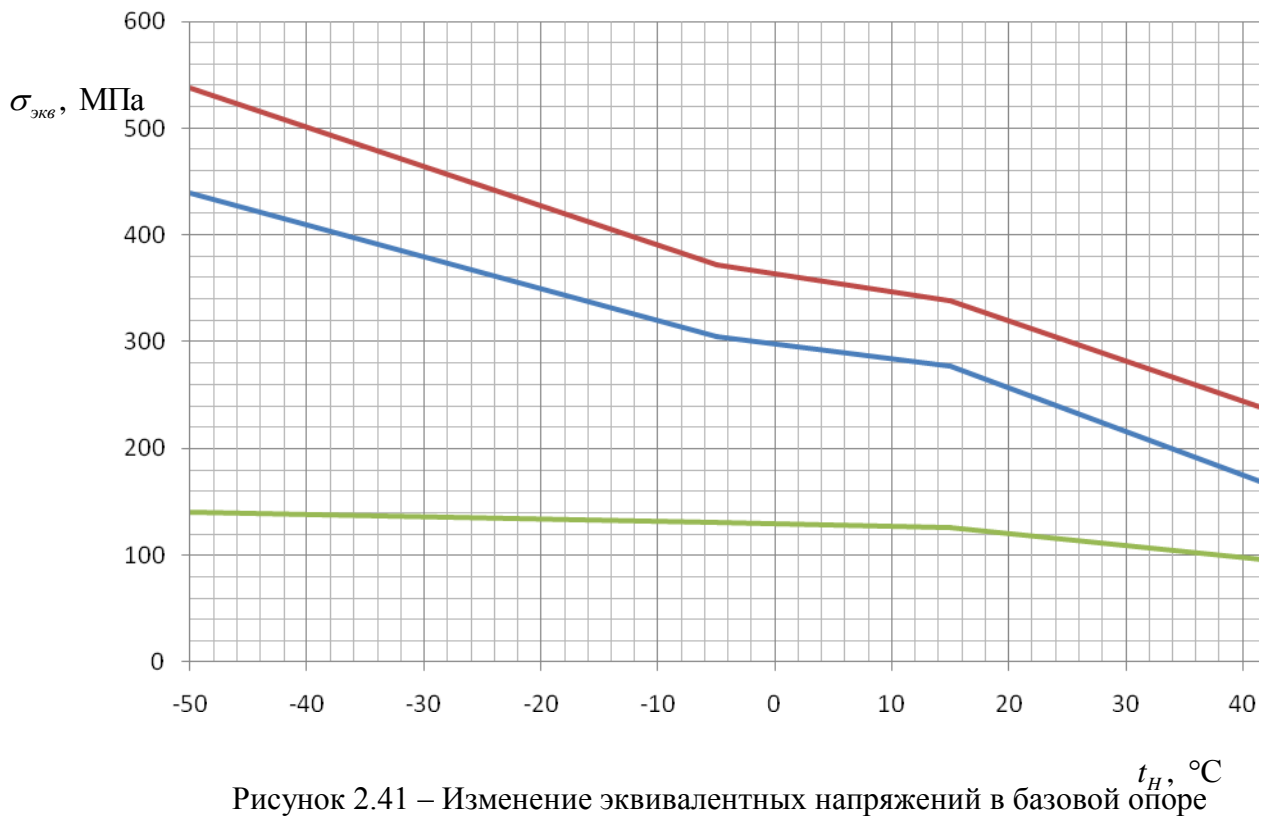


Рисунок 2.41 – Изменение эквивалентных напряжений в базовой опоре

В таблице 2.9 приведены данные по изменению максимальных эквивалентных напряжений в опоре во всех расчётных точках. Для наглядности они приведены на рис.2.42.

Таблица 2.9 – Изменение эквивалентных напряжений в базовой опоре

$t_H$ , °C	$\sigma_{экв}$ , МПа		
	Прогрев	Номинальный	Малый газ
-50	439,72	537,59	140,67
-5	305,36	371,88	130,15
+15	277,6	338,07	126,5
+45	154,2	225,38	92,14

Из графиков видно, что уровень напряжений в цельнолитой опоре меньше, чем в базовой. Минимальный коэффициент запаса для исходного варианта составляет 1,82, а для модифицированной – 3,7.

*номинальный*

*прогрев*

*малый газ*

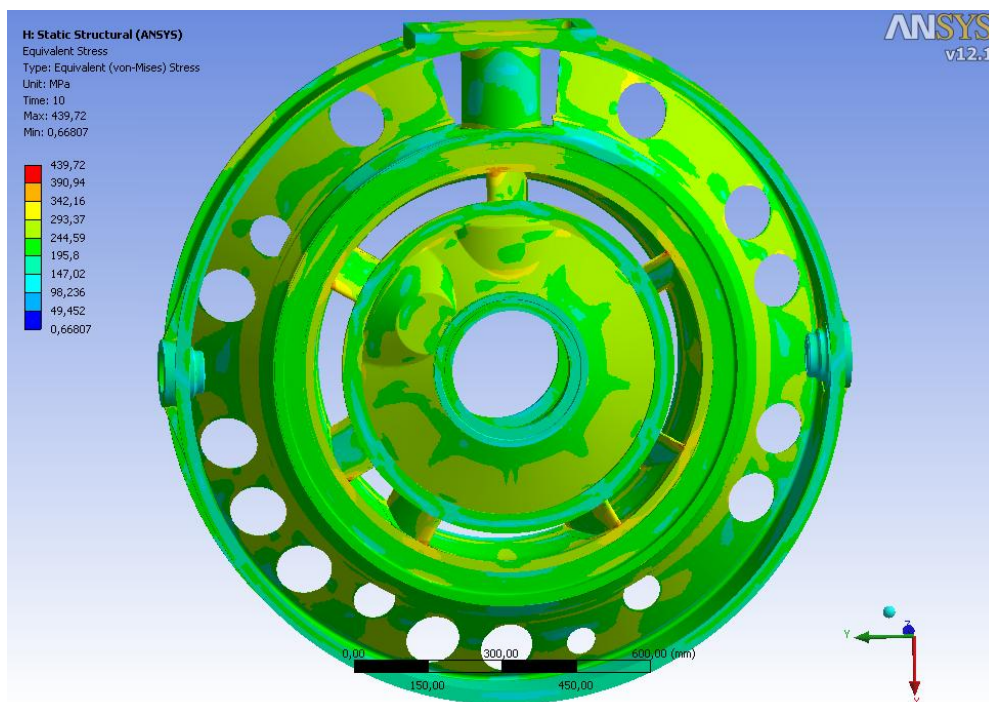


Рисунок 2.42 – Распределение эквивалентных напряжений в опоре на режиме прогрева при температуре наружного воздуха  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$

## Выбор уплотнений опор роторов АД и ЭУ

Уплотнения опор роторов АД и ЭУ должны обеспечивать:

- требуемую герметичность в течение всего ресурса;
- минимально возможные трение, изнашивание и тепловыделение;
- функционирование узла после длительного хранения;
- работоспособность при взаимных осевых и радиальных перемещениях деталей статора и ротора во время работы;
- технологичность изготовления и сборки АД и ЭУ.

В АД и ЭУ и их агрегатах в настоящее время используются следующие **типы уплотнений**: лабиринтные (включая каскады лабиринтов с промежуточными полостями); щеточные; манжетные (из резины, фторопласта, ПТФЭ); торцовые контактные уплотнения (ТКУ); радиально-торцовые контактные уплотнения (РТКУ); плавающие кольца (включая РТУ - радиально-торцовые уплотнения с радиальной разгрузкой, а также сегментные уплотнения); торцовые газодинамические уплотнения (ТГДУ). Каждый тип уплотнения обладает своими преимуществами и недостатками, поэтому постоянно происходит как совершенствование, так и поиск новых типов уплотнений, которые зачастую являются гибридом существующих уплотнений.

### Сравнительный анализ уплотнений

Сравнение уплотнений произведем с учетом следующих трех групп факторов:

- эксплуатационных (высокая температура, низкая температура, высокие давления, высокая скорость скольжения, значительные деформации и взаимное перемещение ротора и статора, вибрация);
- конструктивно-технологических (габариты, вес, конструктивная простота и технологичность);
- технико-экономических (утечки, ресурс, стоимость).

Суммарную оценку следует производить с учетом конкретных условий применения и требований. На заре разработки ракетно-космической техники наиболее важен был вес (ресурс исчислялся секундами). Поэтому ТНА того времени были чаще всего оснащены лучшими по весу из имеющихся тогда уплотнений - манжетными и с плавающими кольцами. У ГТД наиболее важным считался ресурс - поэтому в ГТД избилуют лабиринтные уплотнения. Если принять все факторы равными, то лучшим по эксплуатационным показателям является лабиринтное уплотнение, по конструктивно-технологическим - манжетное, по технико-экономическим - ТГДУ. В совокупности лучшими уплотнениями являются: лабиринтные, уплотнения с плавающими кольцами (включая РТУ) и ТГДУ.

Однако оценку рассматриваемых типов уплотнений необходимо производить конкретно для каждого случая применения. На выбор уплотнения оказывает значительное влияние опыт использования уплотнений в подобных условиях, а также традиции конкретного конструкторского бюро. Поэтому при анализе уплотнений существующего двигателя необходимо учесть используемые в то время материалы (например, манжеты из ПТФЭ начали использоваться лишь недавно) и конкретные исполнения уплотнений (сильфоны, гидростатическая разгрузка плавающих колец) и т. п. Наличие различных уплотнений-рекордистов по рассматриваемым факторам определяет необходимость создания уплотнительных узлов с одновременным использованием уплотнений разного типа, т. е. на каких-то режимах работы ДЛА эффективно работает одно уплотнение, на других оно отключается и включается в работу другое, когда уже становится способным эффективно выполнять свои функции.

Из-за множества требований, предъявляемых к уплотнениям конкретных машин, появилось большое количество разнообразных конструкций узлов уплотнений. Отдельные



элементы конструкции уплотнений выбираются в зависимости от конкретных задач, а также исходя из технологических особенностей.

В настоящее время все более широкое применение находят РТКУ, которые характеризуются конструктивной простотой, отсутствием резиновых колец и других дополнительных элементов, снижающих надежность. РТКУ более нагружены, чем ТКУ. Поэтому их использование при высоких перепадах давления требует осевой разгрузки графитового кольца. Для этого обычно применяются газодинамические камеры. В двигателе Д-30Ф6 используется РТКУ, на торце вращающейся втулки которого выполнено несколько десятков камер Рэля глубиной 10 мкм. Данное уплотнение работоспособно при перепаде давления до 0,46 МПа, скорости вращения до 100 м/с, температуре воздуха до 683 К. Утечки через уплотнение не превышают 2 г/с. Конструкция РТКУ двухстороннего действия (графитовое кольцо с обеих сторон взвешено на газовой пленке) используется в двигателе Д-18Т (рис.3.1).

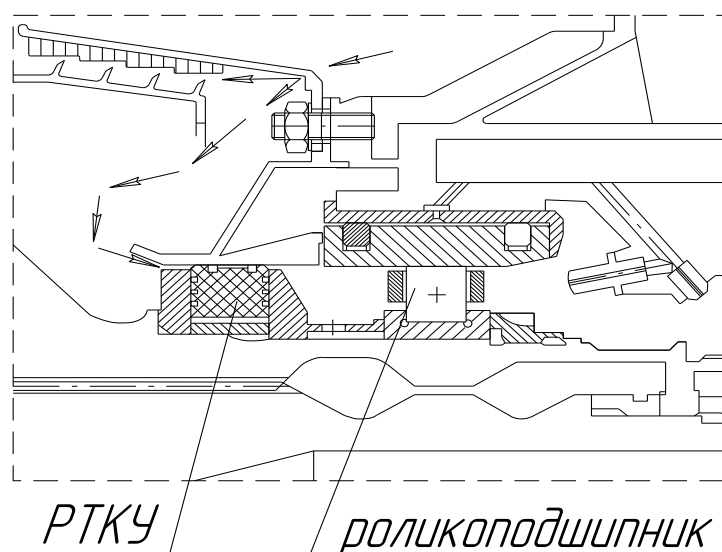


Рисунок 3.1 - Опора вентилятора ТРДД Д-18Т

Фирма MTU освоила технологию изготовления щеточных уплотнений из металлических проволочек и углеродных волокон и с успехом использует такой тип уплотнения, как для проточной части турбокомпрессора, так и опор роторов двигателей для военных и гражданских самолетов.

При проектировании уплотнений необходимо рассматривать их как *элемент системы* более высокого ранга. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит из-за воздействия извне. Поэтому при проектировании выбирать параметры уплотнения следует с учетом характеристик АД и ЭУ. Да и сами уплотнения оказывают влияние на характеристики турбомшины. Статические характеристики уплотнений определяют ее к.п.д., а динамические характеристики напрямую связаны с динамикой ротора.

Часто одно уплотнение не в состоянии обеспечить заданные показатели герметичности и надежности. В общем случае уплотнительный комплекс состоит из основного и вспомогательного уплотнений и системы обеспечения, создающей оптимальные условия для работы основного уплотнения. Основное уплотнение выполняет функции герметизации рабочей среды. Вспомогательное уплотнение является резервным (характерно для машиностроения), либо снижает нагрузки на основное уплотнение (характерно для двигателей летательных аппаратов). Функциональное назначение систем обеспечения определяется областью применения уплотнительного узла. Поэтому иногда в одном уплотнительном узле применяются комбинации уплотнений, в том числе и различных

типов, и появляются дополнительные конструктивные элементы: термоизоляции, охлаждения, перепуска, дренажа и др. Все это приводит к возрастанию сложности и стоимости проектирования и доводки, изготовления, сборки, испытаний уплотнений.

Так, РТКУ работоспособно до определенного перепада давления между воздушной и масляной полостями. В некоторых АД применяется РТКУ, разгруженное путем создания перед ним промежуточной дренируемой полости, ограниченной лабиринтом. Сброс воздуха во второй контур газотурбинного двигателя осуществляется клапаном при превышении определенной величины давления воздуха. В уплотнительных узлах масляных полостей опор турбины или передних опор компрессора обычно осуществляется наддув промежуточной полости воздухом, отбираемым из компрессора.

В практике, в соответствии с различными областями применения АД и ЭУ и конструктивными особенностями уплотнительных узлов, могут быть реализованы и другие схемы. Но общим для них является наличие совокупности полостей, разделенных уплотнениями. Величины давлений в этих полостях, рассчитываемые при гидравлическом расчете на основе баланса расходов, необходимы для проекторочного расчета уплотнений, фильтров, дроссельных шайб, эжекторов и т.п.

Таким образом, параметры уплотнений следует выбирать с учетом особенностей и характеристик АД и ЭУ, для которых они предназначены. Эффективность уплотнения определяется не только его свойствами, а во многом характеристиками уплотнительной системы, в состав которой оно входит.

**Система наддува масляных полостей опор роторов** во многом определяет надежность двигателя. Благодаря наддуву предотвращается утечка масла в проточную часть двигателя. Характеристики элементов системы наддува определяют требуемые параметры маслосистемы и системы суфлирования.

При проектировании системы уплотнений необходимо учесть: величины требуемых давлений наддуваемого воздуха; в соответствии с требуемым давлением определить место, где расположен источник отбора воздуха; выбрать конструкцию системы транспортировки воздуха; предусмотреть элементы для регулировки системы; обеспечить охлаждение и свободу тепловых расширений, фиксацию и контровку деталей; выбрать материалы с требуемыми свойствами.

Обычно опоры выполняются по двухполостной схеме: масляная полость и полость наддува. Однако требования надежности в некоторых случаях вынуждают существенно усложнить уплотнительные узлы опор.

Рассмотрим систему наддува опор роторов двигателя ТРДДФ АЛ-31Ф (рис. 3.2). Отбор воздуха в систему наддува опор двигателя производится от седьмой ступени КВД (при запуске двигателя), либо из кольцевого канала наружного контура (в условиях полета).

Воздух, пройдя через внутренние полости стоек промежуточного корпуса, поступает по двум трубопроводам в полость наддува задней опоры КНД. Затем воздух поступает в полости: вала КНД, вала ТНД, ротора высокого давления, а также в разгрузочную полость КНД через лабиринтное уплотнение полости наддува задней опоры КНД. Из полости вала КНД воздух поступает в полость наддува передней опоры КНД, из которой направляется в предмасляную полость передней опоры КНД и в полость, сообщающуюся с проточной частью двигателя. Воздух из полости вала ТНД поступает с одной стороны через лабиринтные уплотнения в предмасляную полость передней опоры КВД и предмасляную полость межвального уплотнения, а с другой стороны через отверстия в цапфе ТВД и лабиринтные уплотнения — в предмасляную полость опоры турбины.

Воздух из воздухо-воздушного теплообменника поступает в полость за диском ТВД, из которой часть воздуха направляется в предмасляную полость опоры турбины через лабиринтные уплотнения.

Опоры выполнены по трехполостной схеме, в которую входят: масляная полость, предмасляная полость, полость наддува. Работа трехполостной схемы заключается в следующем. Управляемые во всех трех полостях давления обеспечивают на всех режимах

работы двигателя и полета самолета постоянно направленный перепад давления (от полости наддува к масляной полости) на масляных контактных уплотнениях, в результате чего исключено попадание масла и его паров в газовоздушный тракт двигателя.

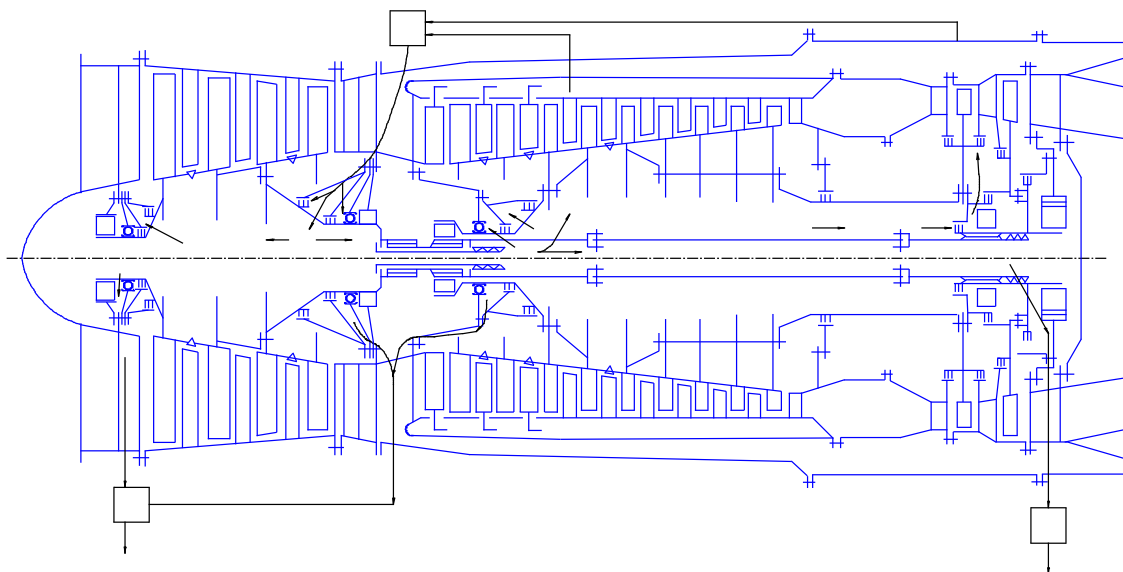


Рисунок 3.2 - Схема системы наддува предмасляных полостей двигателя АЛ- 31Ф

На переходных режимах в предмасляные полости может попадать из масляных полостей незначительное количество масла, которое отводится за борт через клапаны суфлирования компрессора и турбины.

Предмасляная полость отделена от масляной безрасходными контактными уплотнениями, от полости наддува - лабиринтными уплотнениями. На контактных уплотнениях поддерживается оптимальный постоянный перепад давления для передней и средней опор - клапаном суфлирования компрессора, а для турбинных опор - клапаном суфлирования турбины.

Узел масляного уплотнения предотвращает утечки масла в проточную часть компрессора и воздуха - из проточной части в масляные полости. Масляные уплотнения опор компрессора (рис. 3.3 и 3.4) состоят из сдвоенных сегментных уплотнений с браслетными пружинами. Альтернативой этому техническому решению является *система ТГДУ*, применение которой является в настоящее время обязательной для вновь разрабатываемых компрессоров.

В энергетических установках нашли применение все типы уплотнений, используемые в авиационных двигателях.

В центробежных компрессорах природного газа для предотвращения утечек компримируемого газа из проточной части компрессора в полость подшипниковых камер традиционно применяется гидрозатвор с масляным уплотнением, состоящим из двух контактирующих между собой колец (одно – графитовое, другое – стальное, либо оба кольца из силицированного графита или карбида кремния), одно из которых вращается непосредственно с валом компрессора. В полость между подшипником и графитовыми кольцами подается масло под давлением выше давления транспортируемого газа. Масло запирает газ, обеспечивает смазку и охлаждение пары трения, чем и определяется расход масла в зависимости от перепада давления и геометрии поверхностей колец пары трения.

Преимущества ТГДУ:

- полная герметичность на стоянке и незначительные утечки газа при вращении вала;
- отсутствует необходимость смазки пары трения маслом или другой жидкостью за счет использования газовой смазки (гарантированный зазор величиной

2...4 мкм между торцовыми контактирующими поверхностями обеспечивается путем нагнетания уплотняемого газа в уплотнительную щель);

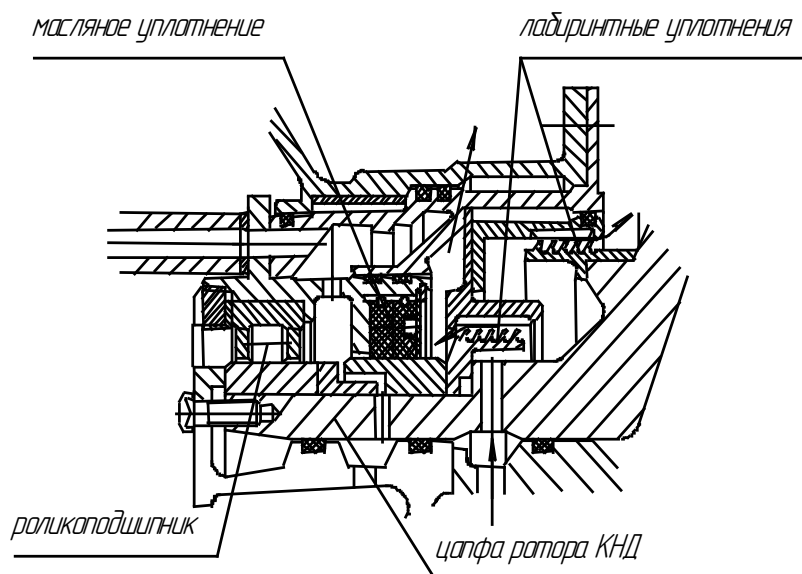


Рисунок 3.3 - Передняя опора ротора КНД

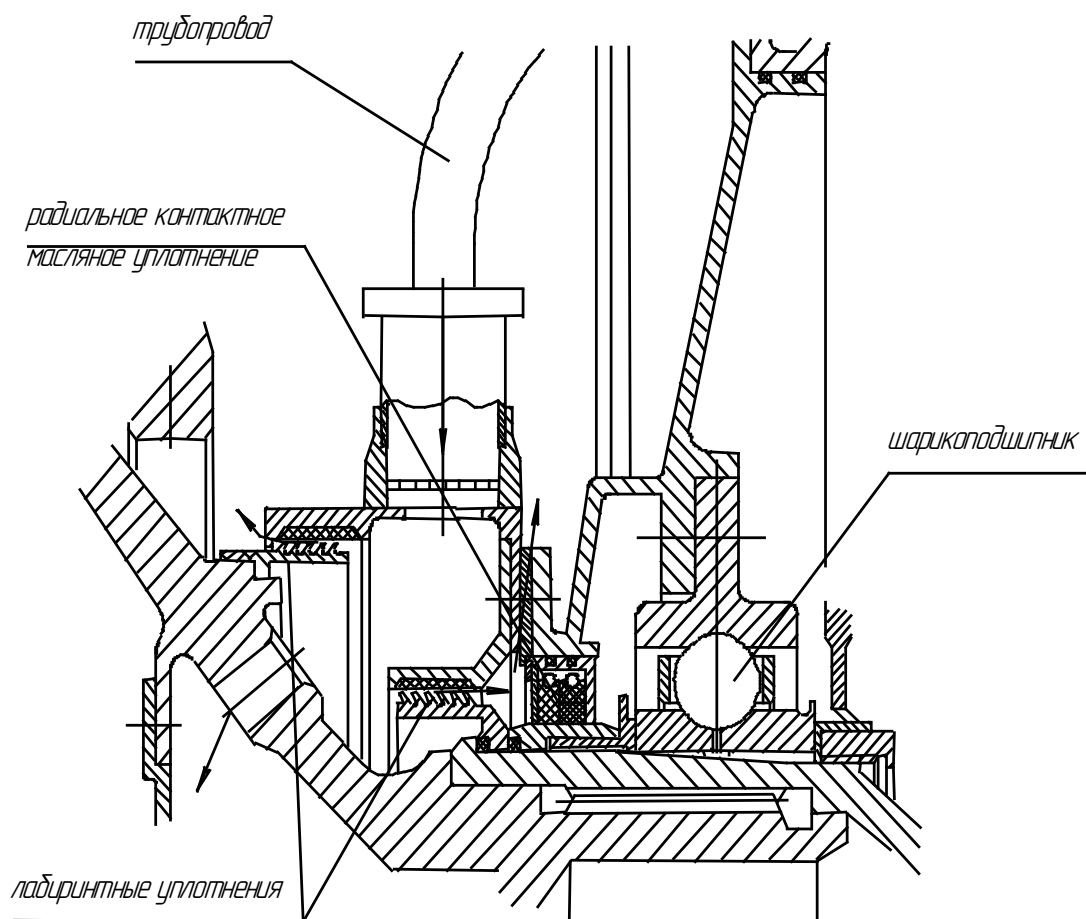


Рисунок 3.4 - Задняя опора ротора КНД

- при замене штатного уплотнения на торцовое газодинамическое уплотнение не требуется существенная доработка корпуса и вала;
- упрощается маслосистема;
- поставка в виде модуля;
- высокая безопасность и длительный ресурс (срок службы 100 000 ч);

- незначительные потери мощности на трение;
- незначительные эксплуатационные затраты (регламент – через 12000 ч эксплуатации);
- исключается попадание масла в перекачиваемый нагнетателем (компрессором) газ или продукт.

Уплотнительные узлы на основе ТГДУ дороже традиционных, однако существенно снижаются эксплуатационные затраты и такие уплотнения быстро окупаются.

ТГДУ (рис. 3.5) состоит из вращающегося твердосплавного кольца, закрепленного на валу, и аксиально-подвижного углеграфитового кольца, размещенного внутри корпуса, предварительное поджатие которых осуществляется пружинами. На вращающемся кольце имеется напорный участок, на котором выполнены газодинамические камеры глубиной 6...10 мкм (обычно спиральные канавки), а также уплотнительный кольцевой пояс, отделяющий полость высокого давления от полости низкого давления. В качестве вторичных уплотнений используются резиновые уплотнительные кольца.

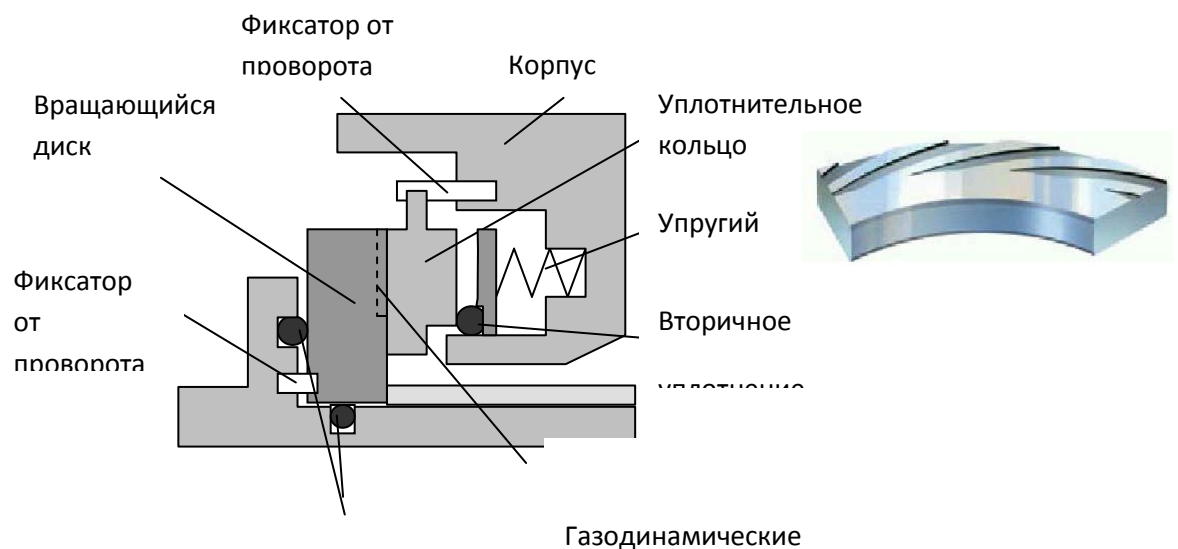


Рисунок 3.5 - Схема ТГДУ

Торцовое газодинамическое уплотнение работает по принципу уравнивания газостатических и газодинамических сил, действующих на аксиально-подвижное и вращающееся кольца. При стоянке под действием газостатических сил и сил предварительного сжатия пружин уплотнительные кольца прижаты друг к другу. При этом утечки газа через уплотнение не происходит.

Очищенный газ с давлением, несколько превышающим давление всасывания компрессора, подается в полость перед уплотнением. Из нее часть газа поступает через внутреннее лабиринтное уплотнение в сторону полости компрессора, тем самым отсекая грязный рабочий газ, а часть дросселируется через пару трения торцового уплотнения. На этом уплотнении срабатывает рабочее давление очищенного газа, а его утечка отводится «на свечу». В нагнетателях природного газа последовательно основной ступени ТГДУ устанавливается резервная ступень, которая герметизирует полость компрессора в случае аварийного разрушения основной ступени торцового уплотнения.

При проектировании ТГДУ необходимо решить ряд взаимосвязанных задач (рис. 3.6).

Для создания газодинамического давления осуществляется нагнетание уплотнительной среды вращающейся поверхностью в зазор. Особенно газодинамически эффективны плоские клиновидные и ступенчатые щели, глубины которых сравнимы с минимальной величиной зазора. Чаще всего используются спиральные канавки с

постоянной глубиной несколько микрон и камеры Рэлея, которые направлены в сторону вращения. Уплотняемая среда под действием перепада давления и вращения попадает в канавку, разгоняется и тормозится в конце канавки, создавая зоны с высоким газодинамическим давлением. Давление в торцевой щели повышается, в результате чего аксиально-подвижное кольцо отодвигается от вращающегося кольца, образуя гарантированный зазор 0,002мм ... 0,005мм. Таким образом, во время работы поверхности уплотнительных колец не контактируют друг с другом.

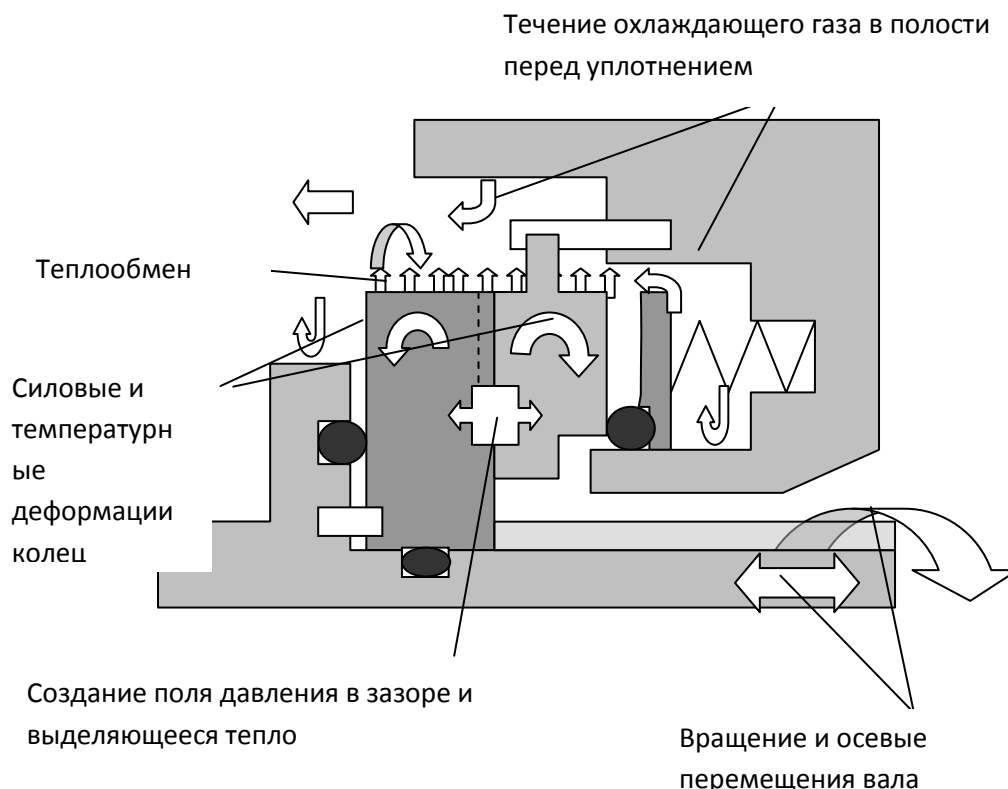


Рисунок 3.6 - Основные проблемы, возникающие при проектировании ТГДУ

При остановке турбомашин возможно вращение ротора в обратную сторону, а газодинамические камеры обладают только односторонним действием. При вращении ротора в обратную сторону канавки "выкачивают" газ из зазора, что приводит к контакту уплотнительных поверхностей. В связи с этим для ряда турбомашин возникает необходимость создания «реверсивных» ТГДУ с газодинамическими камерами, не зависящими от направления вращения. «Реверсивные» ТГДУ также позволяют сократить производственные и эксплуатационные издержки для турбомашин, требующих установки двух узлов – «левого» и «правого». При использовании реверсивных уплотнений достаточно иметь один узел в резерве на весь агрегат вместо двух традиционного исполнения. Однако газодинамическая несущая способность и жесткость «реверсивных» уплотнений ниже на 30...50%.

Газодинамические камеры изготавливаются травлением, фрезерованием, ионным фрезерованием или с помощью лазерной технологии.

### Разработка методов расчета газодинамических уплотнений с камерами произвольной формы

Краеугольным элементом расчета герметичности торцевого бесконтактного уплотнения является определение распределения давления в уплотнительном зазоре. В данной работе за основу была принята методика расчета распределения давления методом конечных объемов [6,7]. Были приняты обычные ограничения: газ полагается идеальным, процесс – изотермическим.

Для создания аналитической методики расчета торцового бесконтактного уплотнения используются уравнения неразрывности, приведенные в [6] применительно к выделенному сектору уплотнительной поверхности. Течение газа принимается ламинарным докритическим.

Рассмотрим вывод соответствующих конечно-разностных уравнений и методов решения. Численное решение газового уплотнения будет начато внесением учета баланса потока. Расход, проходящий через границы контрольного объема, задается уравнениями:

$$\dot{m}_{\Theta i-1/2,j} = \left( -\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} + \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i-1/2,j} \cdot \Delta r \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{\Theta i+1/2,j} = \left( -\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} + \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i+1/2,j} \cdot \Delta r \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{r i,j-1/2} = - \left( \frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \cdot \Delta \Theta \right)_{i,j-1/2} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{r i,j+1/2} = - \left( \frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \cdot \Delta \Theta \right)_{i,j+1/2} \quad (3.4)$$

где  $\Delta \Theta$  - изменение угловой координаты, рад;

$\rho$  - плотность рабочего тела, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  - коэффициент динамической вязкости, Па·с;

$\dot{m}_{r x,y}$  - массовая величина утечек в радиальном направлении, кг/с;

$\dot{m}_{\Theta x,y}$  - массовая величина утечек в окружном направлении, кг/с;

$p$  - давление, Па;

$\omega$  - частота вращения ротора, 1/с;

$h$  - величина зазора, м;

$r$  - радиальная координата, м.

$i, j$  - индексы переменных, безразмерные;

Сумма этих расходов должна быть равна приращению расхода в рассматриваемом контрольном объеме по времени.

$$\dot{m}_{\Theta i-1/2,j} - \dot{m}_{\Theta i+1/2,j} + \dot{m}_{r i,j-1/2} + \dot{m}_{r i,j+1/2} = \frac{\partial}{\partial t} (p \cdot h \cdot r \cdot \Delta r \cdot \Delta \Theta)_{i,j} \quad (3.5)$$

Для исследуемого уплотнения предполагается, что приращение расхода рабочего тела отсутствует.

$$\dot{m}_{\Theta i-1/2,j} - \dot{m}_{\Theta i+1/2,j} + \dot{m}_{r i,j-1/2} + \dot{m}_{r i,j+1/2} = 0 \quad (3.6)$$

Предполагается, что газ является идеальным и изотермическим, и что нет никаких сжатых пленок.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (3.8)$$

При использовании этих предположений подстановка уравнений (3.1), (3.2), (3.3) и (3.4) в (3.6) дает:



$$\begin{aligned} & \left( -\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} + \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i-1/2,j} \cdot \Delta r + \left( -\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} - \frac{\rho \cdot r \cdot \omega \cdot h}{2} \right)_{i+1/2,j} \cdot \Delta r - \\ & - \left( \frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \right)_{i,j-1/2} \cdot \Delta \Theta + \left( \frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r \right)_{i,j+1/2} \cdot \Delta \Theta - \left[ \frac{\partial p}{\partial r} \cdot h \cdot r \right] \cdot \Delta r \cdot \Delta \Theta = 0 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Необходимо получить решение уравнения (3.9) применительно к течению газа, т.е. с учетом сжимаемости. Для решения использовались неявные методы переменных направлений (НПН). Общая идея метода состоит в решении задачи сначала в линейной (одномерной) постановке, а потом в тангенциальном направлении  $\theta$  и радиальном направлениях  $r$  поочередно с учетом изменения параметров по времени. Чередуя решение по направлениям уменьшает сложность, так как каждый следующий временной шаг может быть сделан очень быстро с минимальными временными затратами. Основы данного метода, подробно описанного Shapiro (1980), Fairweather и Mitchell (1967) приводятся в [6]. Широкое применение метода для численных исследований газовой смазки выполнялось Kastelli и Pirvics (1968) [6, 7].

Линеаризация уравнения (3.9) может быть достигнута использованием следующей замены переменной

$$p^2 = z \quad (3.10)$$

$$p \cdot \frac{\partial p}{\partial (\ )} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial z}{\partial (\ )} \quad (3.11)$$

$$p = \frac{z}{p^*} \quad (3.12)$$

Введем новую переменную  $z$  согласно соотношениям (3.10-3.12). В результате получим следующую систему матричных уравнений

$$D_{i,j} \cdot z_{i,j} - E_{i,j} \cdot z_{i-1,j} - F_{i,j} \cdot z_{i+1,j} - G_{i,j} \cdot z_{i,j-1} - H_{i,j} \cdot z_{i,j+1} - Q_{i,j} = 0 \quad (3.13)$$

Системы уравнений (3.13) могут быть решены методом исключения Гаусса. Вычисление должно быть повторено для каждого следующего шага и требует чрезмерных вычислительных ресурсов. Применение метода НПН уменьшает время, требуемое для каждой итерации, сводя задачу к двум этапам на каждом шаге расчета. На первом этапе предполагается что: значение  $z$  в направлении  $j$  - известная константа с предыдущего шага. Таким образом, помещая все неизвестные величины слева, и известные справа, получаем уравнение

$$D_{i,j} \cdot z_{i,j} - E_{i,j} \cdot z_{i-1,j} - F_{i,j} \cdot z_{i+1,j} = G_{i,j} \cdot z_{i,j-1} + H_{i,j} \cdot z_{i,j+1} + Q_{i,j} \quad (3.14)$$

Теперь неизвестные на левой стороне находятся решением треугольной диагональной матрицы коэффициентов методом Гаусса. Это решение может быть выполнено очень быстро. На втором этапе предположим, что значения  $z$  в направлении  $\theta$  - известная константа от предыдущего этапа, и найдем необходимые коэффициенты в радиальном направлении.

$$D_{i,j} \cdot z_{i,j} - G_{i,j} \cdot z_{i,j-1} - H_{i,j} \cdot z_{i,j+1} = E_{i,j} \cdot z_{i-1,j} + F_{i,j} \cdot z_{i+1,j} + Q_{i,j} \quad (3.15)$$

Очевидно, что в решении уравнения (3.14) или (3.15) по принципу умножения строки на строку или столбца на столбец образуются новые значения коэффициентов в столбце свободных членов позади строки или колонки, для которых были сделаны вычисления. В таком случае, как это применял Wong [6], полученные результаты не используются для дальнейших вычислений, пока весь этап не будет завершен. Это отличает данный способ от обычных итерационных методов.

Начальные условия для этого решения являются случайными, но при «разумных» исходных данных решение по величине давления будет сходиться. В данном случае используется линейное распределение значений давлений по радиусу кольца. Рассматривая критерии конвергенции и допустимую величину шага, Wong (1982) и Lebeck и Wong (1984) [6,8] рассматривали этот вопрос подробно, для волнистого газового уплотнения, используемого в рекомендуемом примере. Задача медленно сходится к устойчивому решению, поэтому нужно убедиться, что необходимая конвергенция получена перед принятием ответа.

На основании вышеприведенных зависимостей была разработана программа расчета характеристик торцового бесконтактного уплотнения, учитывающая сложную форму зазора. Программа по расчету ТБКУ составлена на основе трех основных этапов:

1. Ввод исходных данных. Для расчета исходными данными являются:
  - число основных секторов (количество канавок на уплотнительном кольце);
  - число точек в секторе в окружном направлении;
  - число точек в секторе в радиальном направлении;
  - минимальный радиус кольца, м;
  - максимальный радиус кольца, м;
  - давление в полости 1, Па;
  - давление в полости 2, Па;
  - вязкость газовой среды, Па×с;
  - газовая постоянная, Дж/(кг×К);
  - температура уплотняемого газа, К;
  - максимальное число итераций;
  - зазор в уплотнении на минимальном диаметре канавки, мкм;
  - конусность, мкм.

2. После ввода исходных данных заполняется массив следующих значений:
  - номера точек;
  - координаты точек;
  - зазор для каждой точки, включая глубину газодинамической камеры.

3. Следующий шаг – заполнение профиля канавки либо по существующим значениям готового профиля, либо по точкам для областей строится профиль сектора кольца.

4. Основной расчет.

Разбиение сектора на отдельные секторы по 9 значений (рис.3.7).

$i-1,j+1$	$i,j+1$	$i+1,j+1$
$i-1,j$	$i,j$	$i+1,j$
$i-1,j-1$	$i,j-1$	$i+1,j-1$

Рисунок 3.7 – Пример дифференцирования участков сектора

Для полушага будем использовать среднюю величину значений двух соседних шагов. Найдем составляющие давления:

$$\begin{aligned}
A_{i,j} &= -\frac{\Delta r}{48 \cdot \mu \cdot \Delta \Theta} \cdot \left[ \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} + \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} + 2 \cdot \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i,j} \right] - \\
& - \frac{\Delta \Theta}{48 \cdot \mu \cdot \Delta r} \cdot \left[ 2 \cdot (h^3 \cdot r)_{i,j} + (h^3 \cdot r)_{i,j-1} + (h^3 \cdot r)_{i,j+1} \right] + \frac{\omega \cdot \Delta r \cdot r_{i,j}}{8 \cdot P_{i,j}^*} \cdot [h_{i-1,j} - h_{i+1,j}] \\
B_{i,j} &= \frac{\Delta r}{48 \cdot \mu \cdot \Delta \Theta} \cdot \left[ \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} + \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i,j} \right] + \frac{\omega \cdot \Delta r \cdot r_{i,j}}{8 \cdot P_{i-1,j}^*} \cdot [h_{i-1,j} + h_{i,j}] \\
C_{i,j} &= \frac{\Delta r}{48 \cdot \mu \cdot \Delta \Theta} \cdot \left[ \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} + \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i,j} \right] - \frac{\omega \cdot \Delta r \cdot r_{i,j}}{8 \cdot P_{i+1,j}^*} \cdot [h_{i+1,j} + h_{i,j}] \\
D_{i,j} &= \frac{\Delta \Theta}{48 \cdot \mu \cdot \Delta r} \cdot \left[ (h^3 \cdot r)_{i,j} + (h^3 \cdot r)_{i,j-1} \right] \\
E_{i,j} &= \frac{\Delta \Theta}{48 \cdot \mu \cdot \Delta r} \cdot \left[ (h^3 \cdot r)_{i,j} + (h^3 \cdot r)_{i,j+1} \right]
\end{aligned} \tag{3.16}$$

Давление находится следующим образом:

$$P_{i,j}^2 = \frac{(-B_{i,j} \cdot P_{i-1,j}^2 - C_{i,j} \cdot P_{i+1,j}^2 - D_{i,j} \cdot P_{i,j-1}^2 - E_{i,j} \cdot P_{i,j+1}^2)}{A_{i,j}} \tag{3.17}$$

Следующее действие: проверка положительного значения результата и запись его в массив значений.

Для каждого расчета необходимо изменять количество итераций.

5. Вывод полученных данных суммарного усилия, суммарных утечек, момента, в файл формата \*.txt.

На этом расчет характеристик уплотнения, соответствующих заданным геометрическим параметрам и внешним условиям, можно считать завершенным. Разработанная по данному алгоритму программа позволяет определять основные газодинамические характеристики уплотнения: величину утечек, жесткости смазочного слоя и изгибающий момент для сложной формы камер.

Для апробации разработанного теоретического метода и программного обеспечения были проведены экспериментальные исследования. В ходе проведения испытаний получены значения характеристик для колец с четырьмя различными формами камер и канавок (рис. 3.8). Эксперименты проводились при частоте привода 5300 оборотов в минуту. Отличия формы канавок приведены на рис. 3.9

В результате проведенных испытаний были получены расходы, приведенные в следующих таблицах: для первой формы в таблице 3.1 и для второй – в таблице 3.2. Третья форма исследуемых газодинамических камер представлена на рис. 3.10.

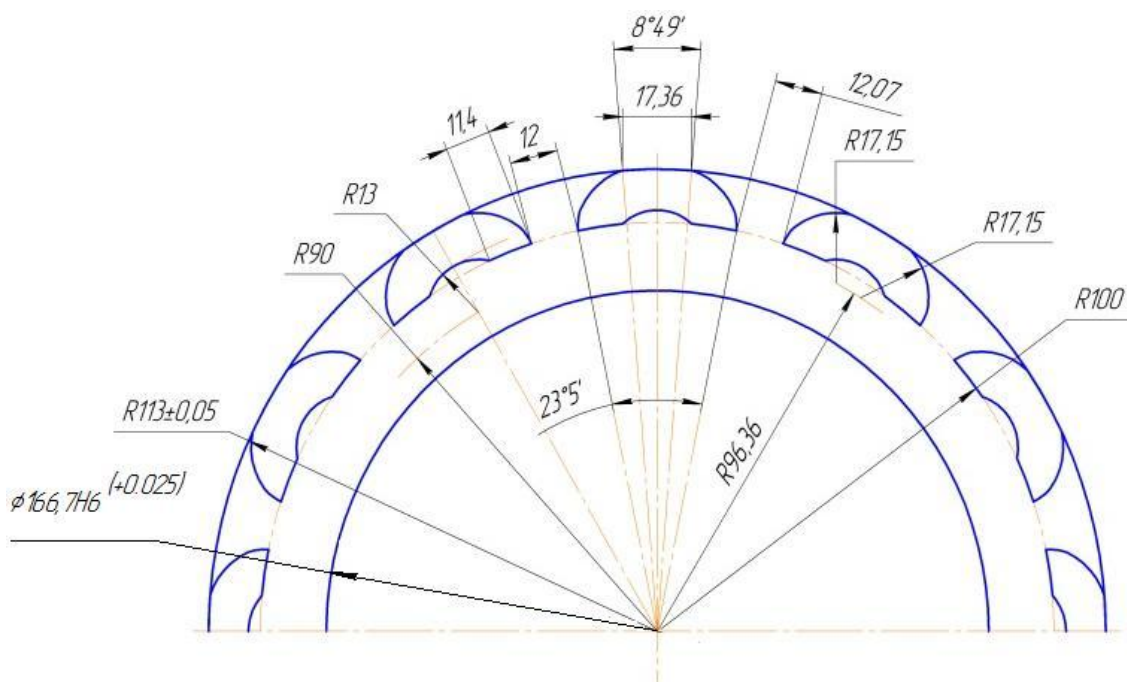
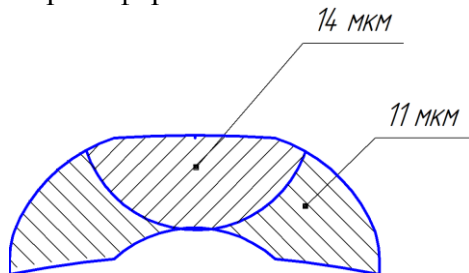


Рисунок 3.8 - Форма газодинамических камер, исследованная экспериментально

Первая форма канавки



Вторая форма канавки

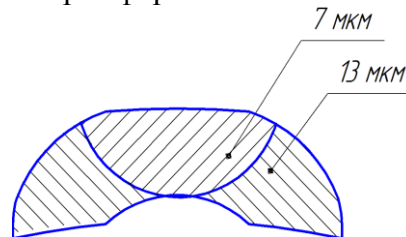


Рисунок 3.9 - Области различной глубины газодинамической камеры

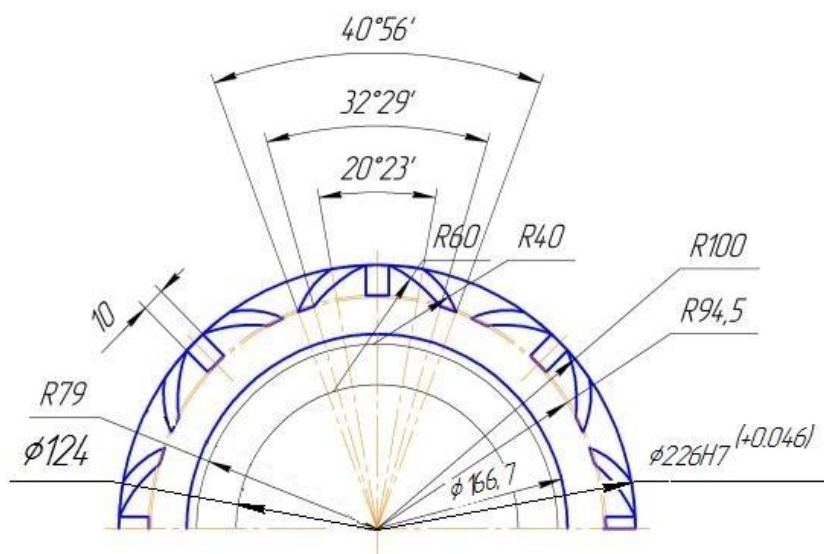


Рисунок 3.1.0 - Форма газодинамических камер, исследованная экспериментально

Четвертая форма газодинамических камер представлена на рис. 3.11.

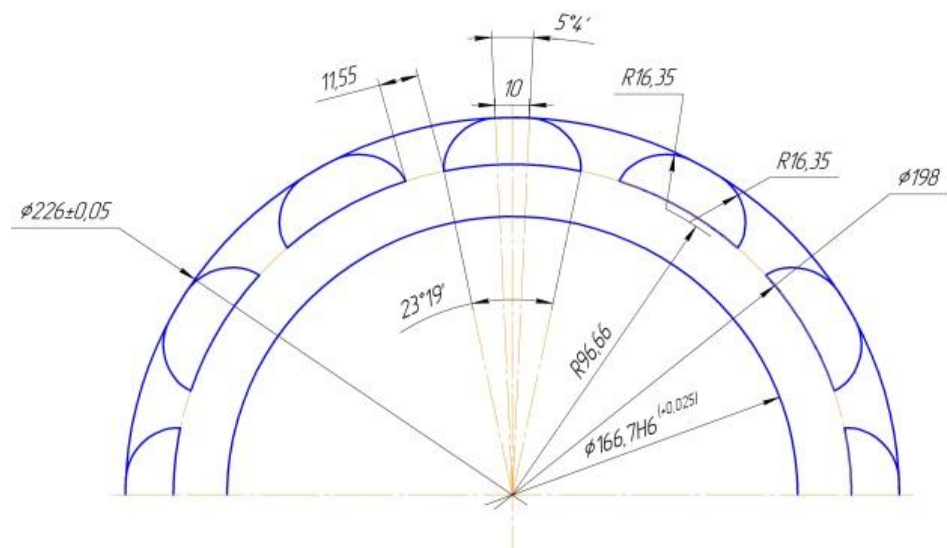


Рисунок 3.11 - Форма газодинамических камер, исследованная экспериментально

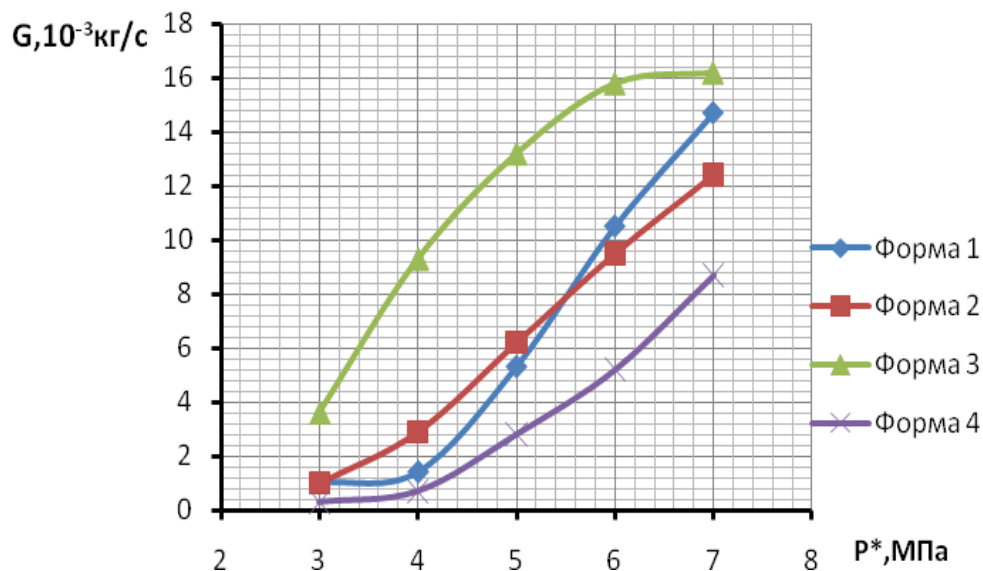


Рисунок 3.12 - Экспериментальная зависимость утечек через ступень уплотнения от давления подачи

По результатам экспериментов можно сделать следующие выводы (рис. 3.12). Наименьшие утечки имеет форма газодинамических камер №4, она наиболее предпочтительна для дальнейших более углубленных исследований. Форма №3 имеет наихудшую характеристику  $G=f(P)$ .

На следующем этапе применения разработанного метода проводилось расчетное исследование с помощью программного обеспечения, разработанного на основе метода конечных объемов, изложенного выше.

Расчеты проводились для спроектированных и изготовленных колец с различными формами газодинамических камер, чтобы в дальнейшем провести расчет с учетом деформаций. Полученные результаты сведены в таблицы. После прочностных расчетов на основании уточненных значений уплотнительного зазора проводились повторные итерационные газодинамические расчеты до достижения баланса между нагружающей силой и несущей способностью.

Визуальное представление эпюры распределения давления, для случая давления подачи 6 МПа, в зазоре выглядит следующим образом (рис. 3.13).

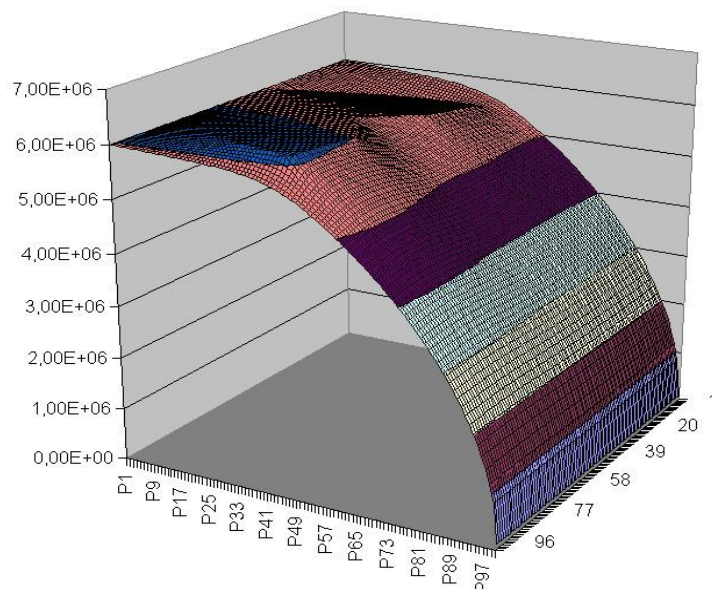


Рисунок 3.13 - Эпюра распределения давления

На основании вышеприведенных результатов можно сделать промежуточный вывод о том, что расчетные значения сильно отличаются от экспериментальных на 300 – 400 % при больших значениях уплотняющего давления (6-7 МПа) и практически совпадают при относительно малых значениях (до 4-х МПа). Логично предположить, что на такую разницу влияют деформации уплотнительных колец. Их расчетному исследованию будет посвящен следующий этап работы.

#### **Влияние деформации уплотнительных колец**

Целью исследований, представленных в этом разделе, является уточнение результатов расчета ТБКУ. Прочностной расчет проводится на основе результатов первого обчета параметров уплотнения. Его результаты заносятся в файл в виде номеров узлов и соответствующим им деформаций. При считывании этого файла программа по расчету газодинамики в зазоре суммирует деформации и глубины профиля кольца и по этим данным проводится расчет. Необходимость использования расчетной методики проектирования торцового бесконтактного уплотнения (ТБКУ), основанной на учете деформаций, возникающих в кольцах пары трения при приложении силовых и температурных нагрузок объясняется потребностью получения теоретических данных близких к экспериментальным значениям.

Здесь рассматриваются причины возникновения деформаций, как одного из наиболее важных конструктивных причин увеличения утечек. Также изучается анализ влияния деформаций на характеристики ТБКУ, взаимосвязь деформаций с геометрическими параметрами колец, составляющих пару трения, влияние температурных деформаций и возможности обеспечения регулирования работоспособности уплотнения. Основные положения, разработанные в данной главе, способны значительно уточнить результаты необходимых проектировочных расчетов и, следовательно, сократить расходы и время на проведение экспериментов.

Рассмотрим основные причины, вызывающие деформации уплотнительных колец [9].

Наиболее значимым условием обеспечения герметичности уплотнения является сохранение формы зазора пары трения. Возникающие деформации деталей уплотнения вызывают перераспределение давления в зазоре и зачастую являются причиной потери контакта между уплотнительными поверхностями, либо их чрезмерного изнашивания.

Создавая торцовые бесконтактные уплотнения, работающие в экстремальных условиях (высокие перепады температур и давлений, а также высокие частоты вращения), необходимо выявить причины возникновения деформаций, исследовать их влияние на

характеристики уплотнения, а также разработать как перспективных конструкций малочувствительных к деформациям уплотнений, так и конструкций с уменьшенными деформациями.

Деформации возникают от различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов [6, 9, 10, 11]. Ниже приведен список параметров, влияющих на увеличение утечек через ТБКУ:

Конструктивные причины:

- не обеспечено равенство осевых сил и изгибающих моментов, действующих на уплотнительные кольца;
- неправильно выбраны геометрические размеры камер и дросселей;
- неправильно подобрано усилие пружин;
- не учтены реальные величины взаимных смещений деталей ротора и статора;
- неправильно подобраны материалы для пары трения;
- действие контактной коррозии;
- допущен перегрев контактирующих колец;
- отсутствует охлаждение;
- неверно подобран материал для вторичного уплотнения;
- резонанс сильфона;
- недостаточная износостойкость колец;
- высокая скорость обтекания охлаждающей жидкостью;
- велика осевая амплитуда вала;
- присутствует ударная нагрузка от вала;
- не учтены деформации деталей двигателя и уплотнения;
- не учтено изменение теплофизических свойств рабочего тела на различных режимах работы ДЛА.

Технологические причины:

- не выдержана твердость вторичного уплотнения при изготовлении;
- неточность геометрических размеров;
- неправильно выбрана шероховатость поверхности под вторичное уплотнение;
- повреждены скользящие поверхности при монтаже;
- попадание посторонних частиц в зазор при сборке и монтаже;
- повреждено вторичное уплотнение;
- перекошено вращающееся кольцо;
- пружина не сжата;
- нет запаса осевого хода у подвижного кольца уплотнения;
- установлено резиновое кольцо нерасчетного типоразмера.

Эксплуатационные причины:

- многорежимность двигателя;
- экстремальные скачки давления и температуры;
- силовые, температурные и остаточные деформации деталей уплотнения;
- деформации элементов двигателя;
- деформации из-за быстрой смены температуры или давления;
- повреждение сильфона;
- повреждение вторичного резинового уплотнительного кольца;
- изменение свойств материалов во времени;
- адсорбция уплотняемой среды на деталях уплотнения;
- сильное изнашивание при пуске и останове;
- уплотняемая среда сильно загрязнена или перегрета;
- коксование масла на внешней стороне кольца;
- испарение жидкости на входе в щель.

В рабочих условиях уплотнительные кольца испытывают нагрузки, обусловленные давлением рабочей среды и действием упругих элементов уплотнения. В процессе работы



на уплотнении срабатывается перепад давления, приводящий при внешнем расположении уплотняемой среды к деформации колец с раскрытием контакта по внутреннему диаметру. Под действием давления рабочей жидкости кольца пары трения сжимаются, особенно кольца с невысоким модулем упругости сжатия. Неравномерность поля давления, обусловленная, например, действием ряда пружин по окружности или неравномерным диаметром опорного резинового кольца, вызывает волнистость уплотнительных поверхностей.

Теплота, выделяющаяся в паре трения, вызывает неравномерный нагрев уплотнительных колец, в результате чего в них возникают температурные напряжения, приводящие к деформациям. При этом контакт раскрывается по наружному диаметру уплотнения. Расчетные исследования [9, 11] показали, что доля уносимого с утечками тепла незначительна по сравнению с теплоотводом в тела пары трения.

Детали уплотнения омываются рабочей или охлаждающей средой с различной температурой, т.е. на уплотнении срабатывается температурный перепад, что также приводит к возникновению температурных напряжений и, как следствие, деформаций. Неравномерность поля температур в окружном направлении, обусловленная неравномерным нагружением или охлаждением, приводит к волнистости уплотнительных поверхностей.

Деформации уплотнительных колец возникают в том случае, когда механическая обработка и сборка уплотнения выполнены при нормальной температуре, а эксплуатация происходит в условиях высоких или низких температур. Это особенно относится к составным кольцам (напрессовка, пайка, склеивание).

Деформации роторных и корпусных деталей турбомашин часто являются причиной отклонения зазора от необходимой конфигурации.

Динамические нагрузки также приводят к деформациям уплотнительных колец. Например, осевая вибрация ротора может вызвать изгибные колебания колец.

Некоторые наиболее характерные причины деформаций, включая и вышеперечисленные, приведены на рис. 3.1. Для расчета деформаций наиболее целесообразно использовать программные комплексы на основе МКЭ [11]. В зависимости от конструктивного исполнения торцового уплотнения различные причины могут привести к возникновению как суммарных, так и взаимокompенсирующихся деформаций. Определение вида и величины деформаций уплотнительных колец является отдельной и исключительно важной задачей. Следует отметить, что зазор торцового уплотнения имеет сложную форму.

После анализа причин деформаций выполнялось их расчетное исследование.

С помощью использования макроса, составляемого программой по расчету газодинамических параметров торцового бесконтактного уплотнения, будем рассчитывать деформации уплотнительного кольца в пакете ANSYS. Макрос, создаваемый программой, точно отражает геометрию сектора кольца. После построения геометрии, производится присвоение свойств и наложение сетки. Граничные условия задаются вручную. В ходе дальнейших исследований планируется этот процесс автоматизировать.

В генерируемом макросе приложение усилий осуществляется как разность действия нагружающей силы и несущей способности. Схемы нагрузок на исследуемые уплотнительные кольца приведены на рисунках 3.14 и 3.15.

В результате считывания пакетом ANSYS полученного макроса получаем модель сектора кольца. Деформации находились как для стального кольца с газодинамическими камерами, так и для графитового кольца. Эти результаты суммировались с существующим рельефом кольца, и проводился газодинамический расчет. В результате расчета получены данные, характеризующие деформации, как сектора, так и всего кольца. Деформации обоих колец подобны, с разницей в численных значениях перемещений узлов.

На основе проделанных расчетов можно сделать следующие выводы:



- Расчет газодинамики в зазоре с учетом деформации уплотнительных колец позволяет приблизиться к экспериментальным данным, хотя остается существенная погрешность, однако стоит отметить, что тенденции роста количества утечек по росту давления одинакова;
- Существующая погрешность между расчетными и экспериментальными данными указывает не только на неточность расчетных моделей, но и на существование комплекса факторов, влияющих на точность эмпирических данных.

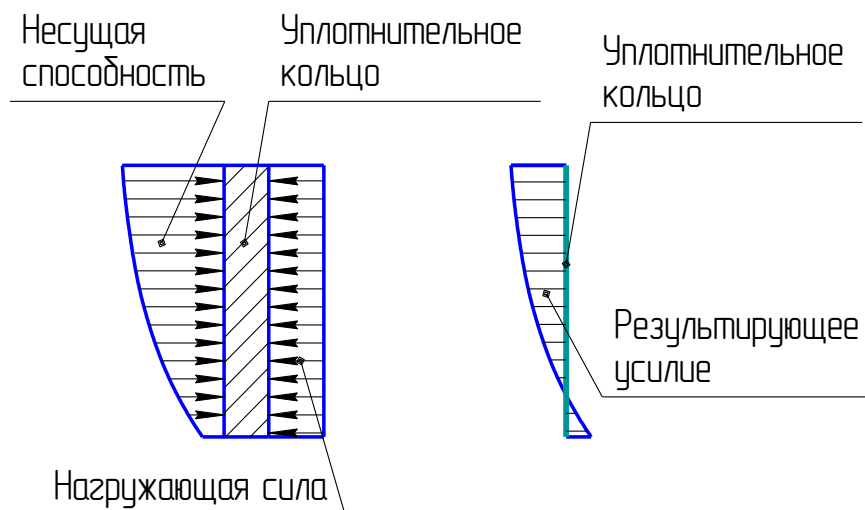


Рисунок 3.14 - Схема приложения нагрузки для стального кольца

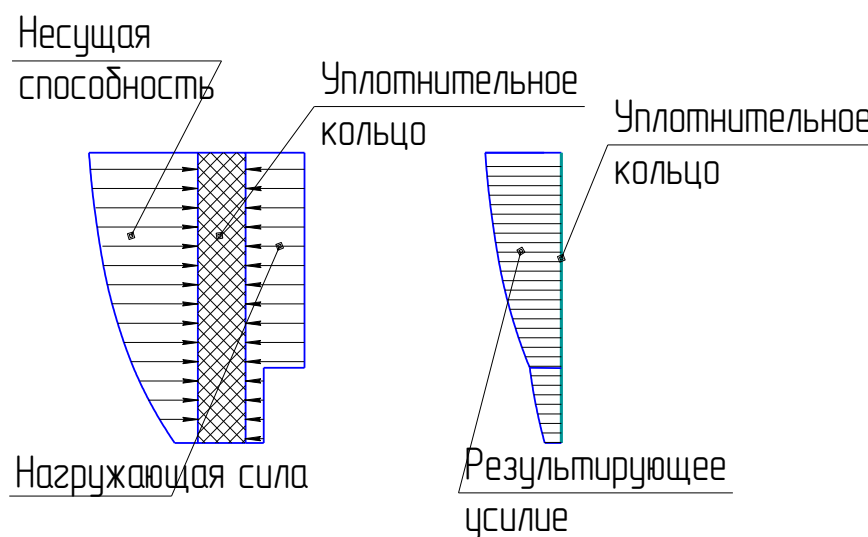


Рисунок 3.15 - Схема приложения нагрузки для графитового кольца

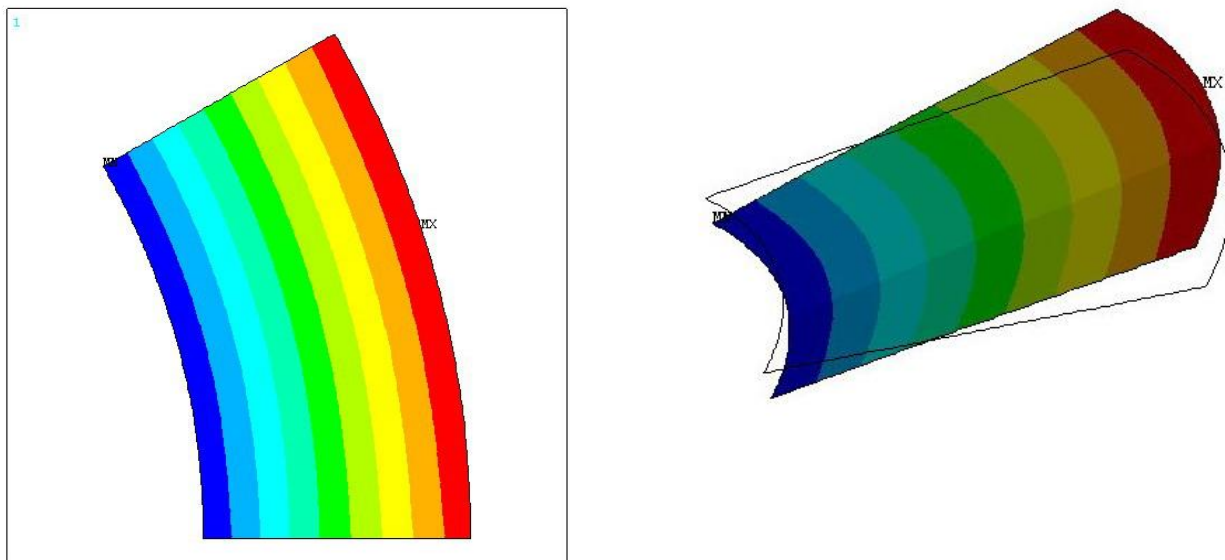


Рисунок 3.16 - Деформации сектора кольца как результат расчета в пакете ANSYS

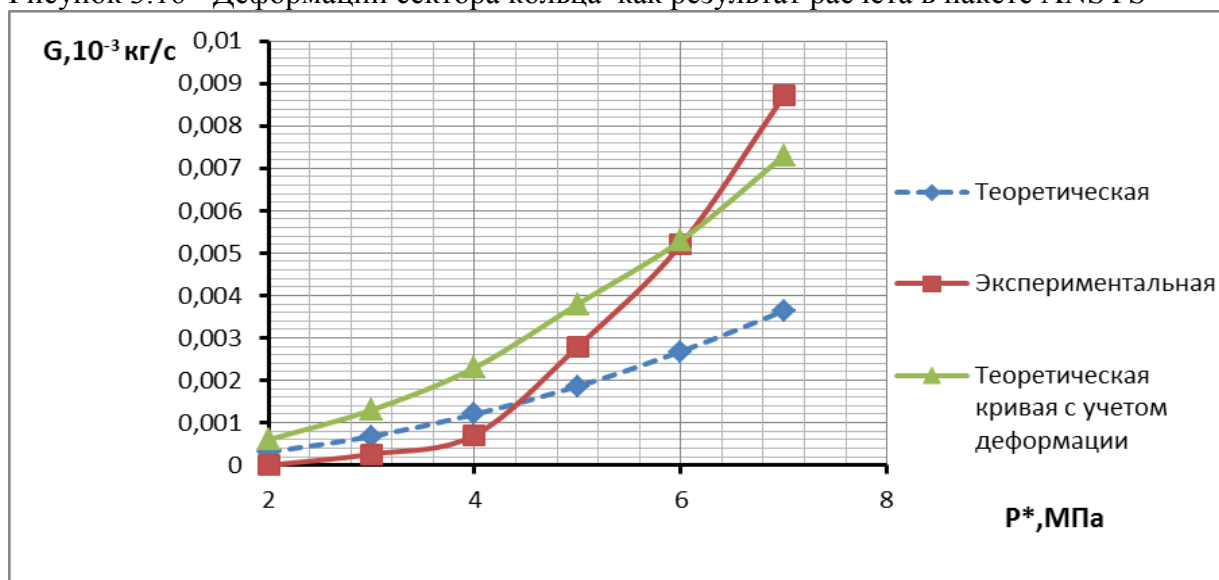


Рисунок 3.17– Зависимость утечек от давления подачи для четвертой формы ГДК

### Двухфазное течение рабочей среды в зазоре торцового уплотнения

В настоящее время криогенные жидкости получили широкое применение в различных областях человеческой жизнедеятельности, химической, нефтегазовой и аэрокосмической промышленности. Основные эксплуатационные проблемы их использования вызваны сверхнизкими рабочими температурами, высокой проникающей способностью и химической активностью сжиженных газов. В связи с этим актуальным является вопрос разработки надежных уплотнительных систем для криогенной техники. Несмотря на сложные условия эксплуатации (высокие перепады давления и скорости вращения роторов насосов и компрессоров) уплотнения должны обеспечивать низкие утечки и длительный ресурс. Поэтому наиболее перспективными являются торцовые гидродинамические уплотнения. В таких уплотнениях посредством особого структурирования уплотнительных поверхностей создается гарантированная пленка смазки, что обеспечивает высокую надежность, а работа с малыми зазорами между рабочими поверхностями порядка 1 мкм позволяет снизить утечки рабочей жидкости.

Во время работы гидродинамического торцового уплотнения в паре трения выделяется значительное количество теплоты, из-за чего в слое смазки могут происходить процессы вскипания и парообразования. Чаще всего подобные явления происходят при очень малых зазорах (порядка 1 мкм) [12]. Однако в криогенных и других легкокипящих средах парообразование происходит даже при более значительных зазорах 10...20 мкм [13]. На возникновение и размер зоны парообразования оказывают влияние процессы трения в зазоре, теплообмена колец уплотнения с рабочей жидкостью и окружающей их средой, а также течение двухфазной среды. Активные тепловые процессы приводят к возникновению значительных градиентов температур в кольцах уплотнения, которые являются причиной их деформаций. Это приводит к искажению формы зазора, что в значительной мере сказывается на характеристиках уплотнения и его надежности. Из-за сложности происходящих процессов деформацией рабочих поверхностей обычно пренебрегают [13] либо рассматривают упрощенно, не учитывая обратной связи между деформацией и размером зоны парообразования [14].

Используя подход, рассмотренный в работе [14] и учтя дополнительно деформации колец, в работе [15] была получена зависимость изменения параметров среды в зазоре уплотнения от радиуса (рис. 3.18).

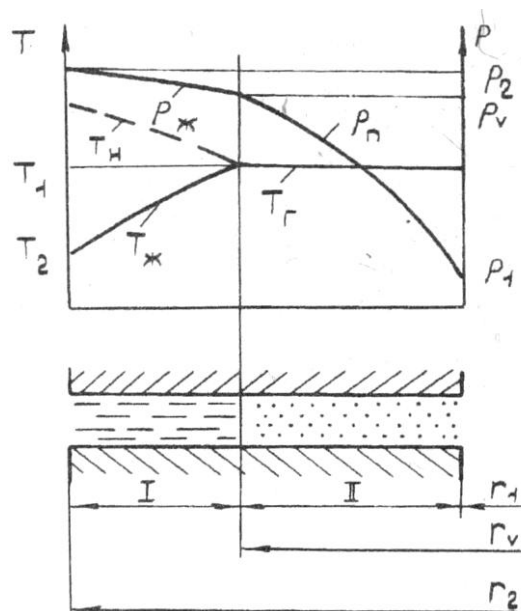


Рисунок 3.18 - Изменение параметров среды в зазоре торцового уплотнения

Из рисунка видно, что с уменьшением давления несжимаемой среды соответственно уменьшается и температура  $T_n$  начала парообразования. В точке, где в результате подогрева температура среды достигнет  $T_n$ , происходит вскипание и далее среда течет, как сжимаемая. Величина области двухфазного состояния среды может быть найдена [13]. На основании анализа публикаций и экспериментальных данных фирмы «Flexibox» в работе [14] показано, что в случае внешнего расположения уплотняемой среды из-за значительного различия плотностей жидкой и паровой фаз величина этой области незначительна и ее можно не учитывать.

Рассматривая ламинарный режим течения и пренебрегая шероховатостью уплотнительных поверхностей в работе [15] выводится зависимость для давления в точке вскипания  $p_v$  от координаты  $r$ . На рис. 3.19,а,б показаны полученные зависимости изменения давления  $p_v$  (штриховыми линиями показан пример распределения давления) и коэффициента несущей способности от координаты  $r$  и параметра конусности  $B$  ( $B = \text{tg}\theta r_0/h_0$ , где  $\theta$  – величина конусности).

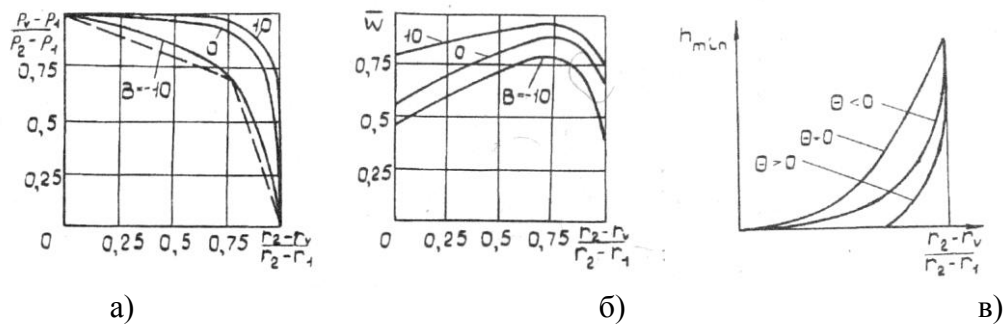


Рисунок 3.19 - Зависимость давления (а), коэффициента несущей способности (б) и границы зоны возникновения двухфазного течения среды (в) от геометрических параметров щели

Анализируя данные зависимости можно отметить, что парообразование способствует повышению несущей способности слоя. Однако в случае вскипания рабочей среды при заданной нагрузке  $r_v$  может принимать два значения, при которых будет соблюдаться баланс осевых сил. Это может служить причиной неустойчивой работы торцового уплотнения.

Чтобы найти взаимосвязь  $r_v$  и рабочего зазора необходимо рассмотреть тепловую задачу. В торцовом уплотнении для стационарного случая соблюдается следующее равенство [15]:

$$Q_{тр} - Q_{ут} - Q_{ст} = 0,$$

где  $Q_{тр}$  — теплота, выделяющаяся в результате трения;  $Q_{ут}$  — теплота, необходимая для подогрева и вскипания утечек;  $Q_{ст}$  — теплоотвод в кольца.

Для установившегося теплового состояния  $Q_{тр}$  равна мощности, расходуемой на трение и рассчитанной для жидкостной зоны по формуле [15]

$$N = \mu \omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r^3}{h(r, \varphi)} d\varphi dr;$$

$$Q_{ут} = \dot{m} c_p (T_H - T_2) + \dot{m} L,$$

где  $c_p$  — удельная теплоемкость;  $L$  — удельная теплота парообразования. Теплоотвод в окружающую среду через контактирующие кольца ( $Q_{ст}$ ) рассчитывается численно с помощью различных специализированных пакетов, например, ANSYS.

В работе [14] показано, что без учета изменения деформации процесс нахождения зависимости величины зазора от координаты точки вскипания является быстро сходящимся. При этом часть теплоты, используемая на подогрев утечек, является незначительной. Качественный вид зависимости  $h_{min} = f(r_v)$  показан на рис. 3.19, в. При конфузурном зазоре точка, в которой при минимальном зазоре возникает паровая зона, сдвигается в сторону выхода из щели. При диффузурном зазоре подобного сдвига нет. Это объясняется расположением зоны с высоким образованием тепла в области минимального зазора (при  $\theta > 0$  она на выходе, а при  $\theta < 0$  — на входе в щель). Авторами работы [14] получена обобщающая зависимость  $W = f(h_{min}, \theta)$  для идеальных условий (без учета изменения деформаций и кривизны уплотнительных поверхностей) для торцового уплотнения, работающего на воде. Зависимость показана на рис. 3.20, а.

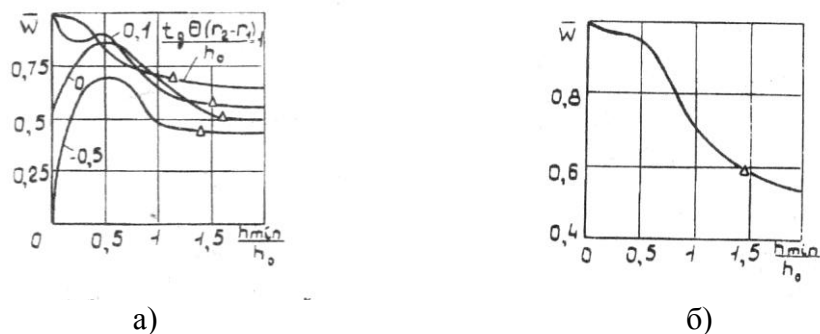


Рисунок 3.20 - Зависимость несущей способности слоя от геометрии щели уплотнения (а) и величины безразмерного зазора (б)

При нулевом зазоре вся щель занята паром. Значками отмечена граница, когда вскипание в щели не происходит. Анализ рисунка показывает, что наличие конусности зазора сужает область, в которой происходит испарение. Торцовое уплотнение с диффузорным зазором будет иметь область с положительной жесткостью (как и торцовое уплотнение с параллельным зазором). Однако в зоне минимальных зазоров жесткость отрицательна и при малейшем возбуждении торцовое уплотнение может оказаться в этой неустойчивой области. При конфузорном зазоре имеется два участка с положительной жесткостью. Так как обычно температурные деформации в уплотнениях с внешним расположением среды приводят к образованию конфузорного зазора, то этим можно объяснить наблюдающиеся в практике «пульсирующие» утечки (при одной и той же нагрузке возможны два равновесных состояния торцового уплотнения). Например, при безразмерной нагрузке 0,9 и параметре  $\text{tg}\theta(r_2-r_1)/h_0=0,1$  ( $h_0$  в работе [14] равнялось 0,1 мкм) получаем два значения зазора  $h_{min}/h_0=0,1$  и 0,55. Чтобы избежать таких нежелательных явлений, необходимо обеспечить рабочий зазор, лежащий правее маркировок. Это достигается на основании расчетно-экспериментальных исследований.

В работе [15] рекомендуется следующая последовательность расчета реального торцового уплотнения с учетом парообразования и температурного искажения уплотнительного зазора.

Вначале рассчитывается  $W$  при нескольких значениях  $h_{min}$ . Принимаем  $h_{min}=h_1$ . Для плоскопараллельного зазора рассчитываем выделяющееся в паре трения тепло  $Q_{тр}$ , затем деформацию уплотнительных колец и уточненную форму зазора. Рассчитываем подогрев утечек. Если температура среды меньше  $T_n$ , то вскипания в щели не происходит. Тогда при уточнении геометрии щели определяются вновь  $Q_{тр}$  и угол деформации (при том же  $h_{min}$ ) и т.д., пока не будет соблюдено требуемое условие сходимости.

Если же при каком-то значении радиуса произошло вскипание, то уточняются  $Q_{тр}$  и угол деформации  $\theta$ . Учитывая полученную форму зазора  $h(r)$  и уточненное значение точки вскипания  $r_v$ , вновь рассчитываем  $Q_{тр}$ ,  $\theta$ ,  $r_v$  и т.д.

Далее с некоторым шагом изменяем  $h_{min}$  и повторяем расчеты вновь. В итоге получаем для конкретного торцового уплотнения характеристику  $W=f(h_{min})$ , а также две дополнительные зависимости  $\theta=f(h_{min})$  и  $r_v=f(h_{min})$ , по которым можем определить утечки и выделить зону работоспособности торцового уплотнения. Полученная по предлагаемому алгоритму зависимость  $W=f(h_{min})$  показана на рис. 3.20, б. Знаком «Δ» отмечена зона двухфазности течения. Пологость данной зависимости в районе  $h_{min}/h_0 < 0,5$  объясняется тем, что с уменьшением паровой зоны (уменьшением  $r_v$ ) несущая способность возрастает (см. рис. 3.19 б). Однако одновременно уменьшается и деформация, поэтому провала характеристики в расчетном случае нет.

## Разработка математической модели

При проектировании гидродинамического уплотнения основной задачей является расчет характеристик слоя смазки. Главную проблему при этом составляет определение поля распределения давления, т.к. необходимо учитывать сложную форму зазора (систему микроструктур, отклонения геометрии, деформации поверхностей) и фазовые переходы рабочего тела. Существующие методики расчета, описанные в [15] сложны и не всегда имеют численное решение. Поэтому при расчете характеристик уплотнения обычно пренебрегали важными составляющими (учетом деформаций и их изменениями, двухфазностью и т.д.). Для решения данной задачи с учетом вышеперечисленных факторов разработана методика на основе метода конечных объемов.

Суть метода конечных объемов заключается в следующем. Весь объем торцового кольцевого зазора разбивается на одинаковые секторы, их количество определяется количеством микроканалов. Сектор представляет собой расчетную область, которая разбивается на элементарные соприкасающиеся объемы. Пример такого выделенного объема изображен кубиком на рис. 3.21. Видно, что внутри каждого контрольного объема находится одна точка «привязки» сеточного решения.

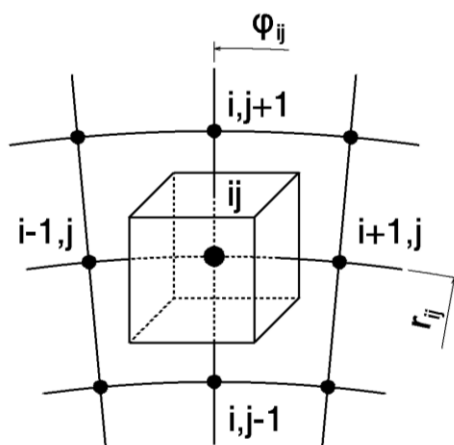


Рисунок 3.21 - Пример разбиения участков сектора

Чтобы определить давление в точке, записывается уравнение баланса расходов через выделенный объем:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\varphi_{i-1/2,j}} &= \left( -\frac{\rho h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\rho r \omega h}{2} \right)_{i-1/2,j} \Delta r; \\
 \dot{m}_{\varphi_{i+1/2,j}} &= \left( -\frac{\rho h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\rho r \omega h}{2} \right)_{i+1/2,j} \Delta r; \\
 \dot{m}_{r_{i,j-1/2}} &= -\left( \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right)_{i,j-1/2}; \\
 \dot{m}_{r_{i,j+1/2}} &= -\left( \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right)_{i,j+1/2}.
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Запишем уравнение баланса расходов через элементарный объем:

$$\dot{m}_{\varphi_{i-1/2,j}} - \dot{m}_{\varphi_{i+1/2,j}} + \dot{m}_{r_{i,j-1/2}} - \dot{m}_{r_{i,j+1/2}} = 0. \tag{3.19}$$

Для несжимаемой жидкости принимаем плотность постоянной, поэтому подставим (3.19) в (3.18) и сократим плотность  $\rho$  [5]:

$$\begin{aligned} & \left( -\frac{h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{r\omega h}{2} \right)_{i-1/2,j} \Delta r + \left( \frac{h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} - \frac{r\omega h}{2} \right)_{i+1/2,j} \Delta r - \\ & - \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right)_{i,j-1/2} + \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r \Delta \varphi \right)_{i,j+1/2} = 0. \end{aligned} \quad (3.20)$$

$\frac{\partial p}{\partial \varphi}$  и  $\frac{\partial p}{\partial r}$  в середине отрезков представляем как  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  и  $\frac{\Delta p}{\Delta r}$  в соответствующих

точках сетки (на границах отрезков), т.е.:  $\left( \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)_{i-1/2,j} = \frac{p_{ij} - p_{i-1,j}}{\Delta \varphi}$ ,  $r_{i-1/2,j} = r_{ij}$ . Таким

образом, уравнение (3.20) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} & \left( -\frac{h^3}{12\mu r} \right)_{i-1/2,j} \frac{(p_{ij} - p_{i-1,j})}{\Delta \varphi} \Delta r + \left( \frac{h^3}{12\mu r} \right)_{i+1/2,j} \frac{(p_{i+1,j} - p_{ij})}{\Delta \varphi} \Delta r + \\ & + \frac{r_{ij}\omega h_{i-1/2,j}}{2} \Delta r - \frac{r_{ij}\omega h_{i+1/2,j}}{2} \Delta r - \\ & - \left( \frac{h^3 r}{12\mu} \right)_{i,j-1/2} \frac{(p_{ij} - p_{i,j-1})}{\Delta r} \Delta \varphi + \left( \frac{h^3 r}{12\mu} \right)_{i,j+1/2} \frac{(p_{i,j+1} - p_{ij})}{\Delta r} \Delta \varphi = 0. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Выражения для средних точек заменяем полусуммой выражений в точках сетки:

$$\begin{aligned} & -\frac{\Delta r}{\Delta \varphi 24\mu} \left[ \left( \frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} \right] p_{ij} + \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 24\mu} \left[ \left( \frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i-1,j} \right] p_{i-1,j} + \\ & + \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 24\mu} \left[ \left( \frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} \right] p_{i+1,j} - \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 24\mu} \left[ \left( \frac{h^3}{r} \right)_{ij} + \left( \frac{h^3}{r} \right)_{i+1,j} \right] p_{ij} + \\ & + \frac{r_{ij}\omega \Delta r}{4} (h_{i-1,j} - h_{i+1,j}) - \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 24\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] p_{ij} + \\ & + \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 24\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] p_{i,j-1} + \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 24\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] p_{i,j+1} - \\ & - \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 24\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] p_{ij} = 0. \end{aligned} \quad (3.22)$$

Введем переменные:  $H3R = h^3 r$ ;  $H3UR = h^3 / r$ ;  $DRFI = \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 24\mu}$ ;

$$DFIR = \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 24\mu}; \quad OMR = \frac{\omega \Delta r}{4}; \quad H3R2 = h^3 r^2; \quad G_0 = \frac{\Delta \varphi \rho \omega^2}{80\mu}.$$

После проведения преобразований соотношений (3.22) получим:

$$A_{ij} p_{ij} + B_{ij} p_{i-1,j} + C_{ij} p_{i+1,j} + D_{ij} p_{i,j-1} + E_{ij} p_{i,j+1} + F_{ij} = 0, \quad (3.24)$$

где

$$\begin{aligned}
 A_{ij} &= DRFI(2H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j} + H3UR_{i+1,j}) + \\
 &+ DFIR(2H3UR_{ij} + H3R_{i,j-1} + H3R_{i,j+1}); \\
 B_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j}); \\
 C_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i+1,j}); \\
 D_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j-1}); \\
 E_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j+1}); \\
 F_{ij} &= r_{ij}OMR(h_{i-1,j} - h_{i+1,j}) = 0.
 \end{aligned}$$

Таким образом, давление в точке  $(ij)$  можно найти:

$$p_{ij} = \frac{B_{ij}p_{i-1,j} + C_{ij}p_{i+1,j} + D_{ij}p_{i,j-1} + E_{ij}p_{i,j+1} + F_{ij}}{A_{ij}}. \quad (3.25)$$

Для учета конвективных сил инерции в системе уравнений (3.18) в выражениях для расходов в радиальном направлении необходимо добавить члены, характеризующие центробежную силу. Так, элементарный радиальный расход через элемент шириной  $\Delta\varphi$  будет равен:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{r_{i,j-1/2}} &= - \left[ \frac{\rho h^3 r}{12\mu} \left( \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{3\rho r \omega^2}{10} \right) \right]_{i,j-1/2} \Delta\varphi; \\
 \dot{m}_{r_{i,j+1/2}} &= - \left[ \frac{\rho h^3 r}{12\mu} \left( \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{3\rho r \omega^2}{10} \right) \right]_{i,j+1/2} \Delta\varphi.
 \end{aligned} \quad (3.26)$$

В этом случае в уравнении (3.25) появится еще один член  $G_{ij} = G_0(H3R2_{i,j+1} - H3R2_{i,j-1})$

И уравнение для нахождения давления в точке  $(ij)$  будет иметь вид:

$$p_{i,j} = \frac{B_{i,j}p_{i-1,j} + C_{i,j}p_{i+1,j} + D_{i,j}p_{i,j-1} + E_{i,j}p_{i,j+1} + F_{i,j} + G_{i,j}}{A_{i,j}}. \quad (3.27)$$

В зонах разрыва смазки (парообразования) необходимо использовать уравнения для расчета давления газа. Для их нахождения, подставим (3.18) в (3.19) и заменим плотность  $\rho$  давлением  $p$  (из уравнения состояния для идеального газа  $\rho = p/RT$ ):

$$\begin{aligned}
 &\left( -\frac{h^3}{12\mu r} p \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{r\omega h p}{2} \right)_{i-1/2,j} \Delta r + \left( \frac{h^3}{12\mu r} p \frac{\partial p}{\partial \varphi} - \frac{r\omega h p}{2} \right)_{i+1/2,j} \Delta r - \\
 &- \left( \frac{h^3}{12\mu} p \frac{\partial p}{\partial r} r \right)_{i,j-1/2} \Delta\varphi + \left( \frac{h^3}{12\mu} p \frac{\partial p}{\partial r} r \right)_{i,j+1/2} \Delta\varphi = 0.
 \end{aligned} \quad (3.28)$$

Вводим новую переменную  $p^2 = z$ , тогда  $p \frac{\partial p}{\partial(\_)} = \frac{1}{2} \frac{\partial z}{\partial(\_)}$ ;  $p = z/p^*$ , где значение  $p^*$

берется из предыдущей итерации.  $\frac{\partial z}{\partial \varphi}$  и  $\frac{\partial z}{\partial r}$  в середине отрезков представляем, как  $\frac{\Delta z}{\Delta \varphi}$



и  $\frac{\Delta z}{\Delta r}$  в соответствующих точках сетки (на границах отрезков), т.е.:

$$\left(\frac{\partial z}{\partial \varphi}\right)_{i-1/2,j} = \frac{z_{ij} - z_{i-1,j}}{\Delta \varphi}, \quad r_{i-1/2,j} = r_{ij}. \text{ Таким образом, уравнение (12) будет иметь вид:}$$

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{h^3}{24\mu r}\right)_{i-1/2,j} \frac{(z_{ij} - z_{i-1,j})}{\Delta \varphi} \Delta r + \left(\frac{h^3}{24\mu r}\right)_{i+1/2,j} \frac{(z_{i+1,j} - z_{ij})}{\Delta \varphi} \Delta r + \\ & + \frac{r_{ij}\omega h_{i-1/2,j}}{2} \frac{z_{i-1/2,j}}{p_{i-1/2,j}^*} \Delta r - \frac{r_{ij}\omega h_{i+1/2,j}}{2} \frac{z_{i+1/2,j}}{p_{i+1/2,j}^*} \Delta r - \\ & - \left(\frac{h^3 r}{24\mu}\right)_{i,j-1/2} \frac{(z_{ij} - z_{i,j-1})}{\Delta r} \Delta \varphi + \left(\frac{h^3 r}{24\mu}\right)_{i,j+1/2} \frac{(z_{i,j+1} - z_{ij})}{\Delta r} \Delta \varphi = 0. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Выражения для средних точек заменяем полусуммой выражений в точках сетки:

$$\begin{aligned} & -\frac{\Delta r}{\Delta \varphi 48\mu} \left[ \left(\frac{h^3}{r}\right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r}\right)_{i-1,j} \right] z_{ij} + \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 48\mu} \left[ \left(\frac{h^3}{r}\right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r}\right)_{i-1,j} \right] z_{i-1,j} + \\ & + \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 48\mu} \left[ \left(\frac{h^3}{r}\right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r}\right)_{i+1,j} \right] z_{i+1,j} - \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 48\mu} \left[ \left(\frac{h^3}{r}\right)_{ij} + \left(\frac{h^3}{r}\right)_{i+1,j} \right] z_{ij} + \\ & + \frac{r_{ij}\omega \Delta r}{8} \left( \frac{z_{ij}}{p_{ij}^*} (h_{i-1,j} - h_{i+1,j}) + \frac{z_{i-1,j}}{p_{i-1,j}^*} (h_{i-1,j} + h_{ij}) - \frac{z_{i+1,j}}{p_{i+1,j}^*} (h_{ij} + h_{i+1,j}) \right) - \\ & - \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 48\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] z_{ij} + \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 48\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j-1} \right] z_{i,j-1} + \\ & + \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 48\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] z_{i,j+1} - \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 48\mu} \left[ (h^3 r)_{ij} + (h^3 r)_{i,j+1} \right] z_{ij} = 0. \end{aligned} \quad (3.30)$$

Введем, как и для жидкости, переменные:  $H3R = h^3 r$ ;  $H3UR = h^3 / r$ ;

$$DRFI = \frac{\Delta r}{\Delta \varphi 48\mu}; \quad DFIR = \frac{\Delta \varphi}{\Delta r 48\mu}; \quad OMR = \frac{\omega \Delta r}{8}.$$

Заменяем выражения в формуле (3.30) на соответствующие переменные и проводя преобразования, получим:

$$A_{ij} z_{ij} + B_{ij} z_{i-1,j} + C_{ij} z_{i+1,j} + D_{ij} z_{i,j-1} + E_{ij} z_{i,j+1} = 0, \quad (3.31)$$

где

$$\begin{aligned}
A_{ij} &= DRFI(2H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j} + H3UR_{i+1,j}) + \\
&+ DFIR(2H3UR_{ij} + H3R_{i,j-1} + H3R_{i,j+1}) - r_{ij}OMR \left( \frac{h_{i-1,j}}{P_{ij}^*} - \frac{h_{i+1,j}}{P_{ij}^*} \right); \\
B_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i-1,j}) + r_{ij}OMR \left( \frac{h_{i-1,j}}{P_{i-1,j}^*} + \frac{h_{ij}}{P_{i-1,j}^*} \right); \\
C_{ij} &= DRFI(H3UR_{ij} + H3UR_{i+1,j}) - r_{ij}OMR \left( \frac{h_{ij}}{P_{i+1,j}^*} + \frac{h_{i+1,j}}{P_{i+1,j}^*} \right); \\
D_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j-1}); \\
E_{ij} &= DFIR(H3R_{ij} + H3R_{i,j+1}).
\end{aligned}$$

Таким образом, давление в точке  $(ij)$  для газа можно найти:

$$z_{ij} = \frac{B_{ij}z_{i-1,j} + C_{ij}z_{i+1,j} + D_{ij}z_{i,j-1} + E_{ij}z_{i,j+1}}{A_{ij}}. \quad (3.32)$$

Используя уравнения для жидкости и газа, с помощью метода итерации рассчитывается поле давления в слое смазки. Далее определяются остальные характеристики уплотнения (расход жидкости через уплотнение, мощность трения).

Усилие, раскрывающее уплотнительное соединение (подъемная сила) или несущая способность слоя:

$$W = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p r dr d\varphi. \quad (3.33)$$

Изгибающий момент:

$$M_{uz_2} = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p \cdot r^2 dr d\varphi. \quad (3.34)$$

Жесткость слоя смазки:

$$C = -dW / dh. \quad (3.35)$$

Расход через зазор в радиальном направлении:

$$\text{без учета сил инерции} - Q = \frac{\pi}{6\mu} \frac{\Delta p}{\ln \frac{r_2}{r_1}} h^3; \quad (3.36)$$

$$\text{с учетом сил инерции} - Q = \frac{\pi}{6\mu} \frac{\Delta p}{\ln \frac{r_2}{r_1}} h^3 \left[ 1 \pm \frac{3\rho\omega^2}{20\Delta p} (r_2^2 - r_1^2) \right]. \quad (3.37)$$

Здесь второй член в скобках учитывает влияние конвективных сил инерции (центробежных сил в пленке жидкости). Знак + или - определяется направлением течения жидкости (к оси вращения или от неё).

Потери мощности на трение в торцовом зазоре:

$$N = \mu\omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r^3}{h(r,\varphi)} d\varphi dr. \quad (3.38)$$

Минимальный зазор в щели уплотнения  $h$  находится из условия равновесия «закрывающих» и «раскрывающих» уплотнительный стык сил:

$$W = F, \quad (3.39)$$

где  $F$  – закрывающая уплотнительный стык сила (учитывающая воздействие давления и силы прижатия пружин, а также силу трения вторичных уплотнений).

Таким образом, имеется методика расчета характеристик торцового гидродинамического уплотнения.

На основе описанной выше методики создано программное обеспечение, которое позволяет рассчитывать характеристики гидродинамических уплотнений с учетом сложной формы зазора и фазовых переходов рабочего тела. Суть работы программы в следующем. Наличие микроканалов на рабочих поверхностях уплотнения вызывает возникновение чередующихся в окружном направлении зон (количество таких зон определяется количеством микроканалов) с высоким и отрицательным давлением. В результате в местах с отрицательным давлением наблюдается разрыв смазки с фазовым переходом рабочего тела из жидкого состояния в парообразное. При определении поля распределения давления в зазоре в созданной программе расчет идет по формуле (3.27) для жидкости для всей части зазора, исключая места разрыва смазки. В зонах парообразования расчет ведется по формуле (3.32) для газа. Далее рассчитываются основные характеристики по формулам (3.33–3.38).

#### **Исследование влияния различных параметров на характеристики уплотнения. Описание расчетной модели уплотнения**

Для проведения исследований было спроектировано торцовое гидродинамическое уплотнение взамен имеющейся системы уплотнений опоры ротора агрегата подачи топлива двигателя НК–361 (рис. 3.22).

Исходная конструкция уплотнения (рис. 3.22) состоит из импеллера 1, дренажного коллектора 2, подшипника 3 и четырех графитовых уплотнений (С, С1, С2, С3). Она обеспечивает утечки жидкости порядка 5 г/с при частоте вращения ротора до 1000 рад/с и около 1 г/с после 1200 рад/с, когда эффективно начинает работать импеллер.

Уплотнение работает на различных режимах, для моделирования работы уплотнения применяют цикл эквивалентно-циклических испытаний (ЭЦИ), который приведен на рис. 3.23.

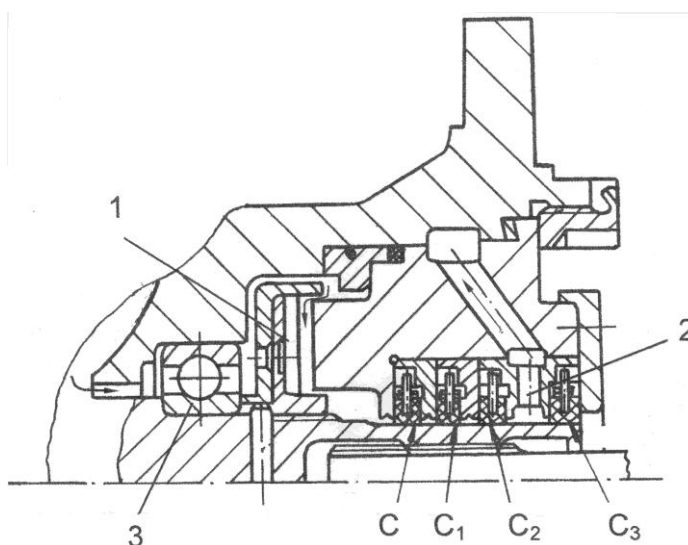


Рисунок 3.22 - Уплотнение опоры ротора агрегата подачи топлива двигателя НК–361

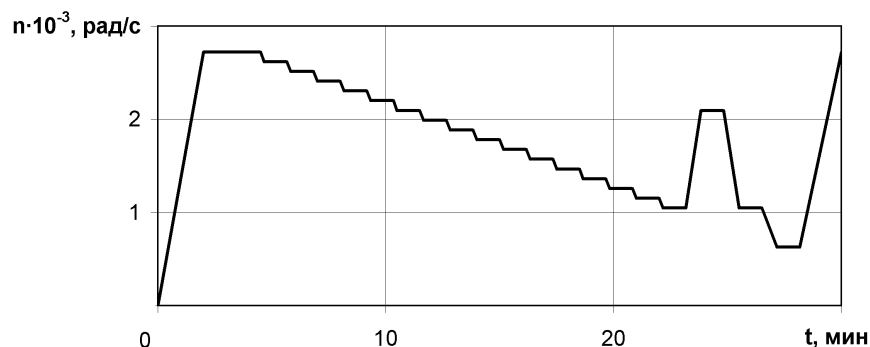


Рисунок 3.23 - Циклограмма ЭЦИ агрегата

Была разработана следующая конструкция уплотнения (рис. 3.24), состоящая из вращающегося кольца 1, изготовленного из карбида кремния, на поверхности которого выполнено 6 микроканалов HST (High Surface Tension) [16], неподвижного графитового кольца 3, вторичных уплотнений из материала МР в фторопластовой оболочке 6, набора пружин 5, фиксирующих от проворота элементов для подвижного 2 и неподвижного колец 4.

На основе данного уплотнения для исследований характеристик слоя смазки создана расчетная модель. Она представляет собой щель, образованную двумя кольцами, на одном из которых выполнены микроканалы прямоугольной формы (рис. 3.25). Основные параметры: наружный радиус  $R_2=27$  мм; внутренний радиус  $R_1=23$  мм; наружное давление  $p_2=0,6$  МПа; внутреннее давление  $p_1=0,1$  МПа; частота вращения –  $\omega=2000$  рад/с. В качестве рабочего тела используется сжиженный метан: динамическая вязкость  $\mu=0,0001$  Па·с; плотность  $\rho=394$  кг/м<sup>3</sup>. На уплотнительном кольце выполнены шесть равномерно расположенных по окружности микроканалов со следующими геометрическими параметрами: ширина  $S=4$  мм; длина  $L=3$  мм; глубина  $h_k=3$  мкм. Величину минимального зазора  $h$  устанавливаем 1 мкм.

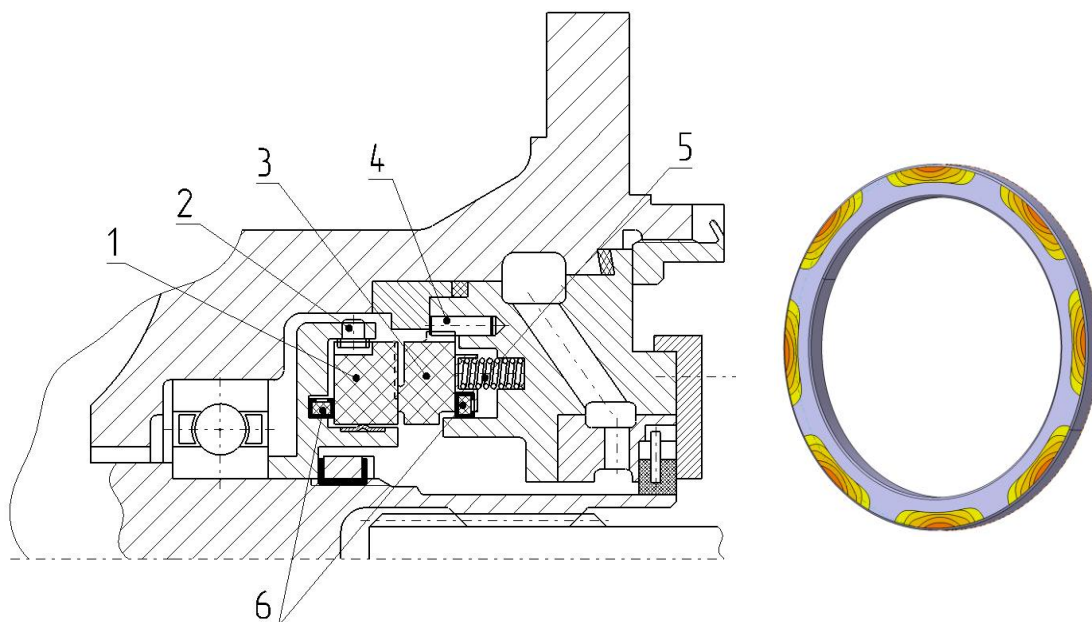


Рисунок 3.24 - Спроектированная конструкция МТГДУ

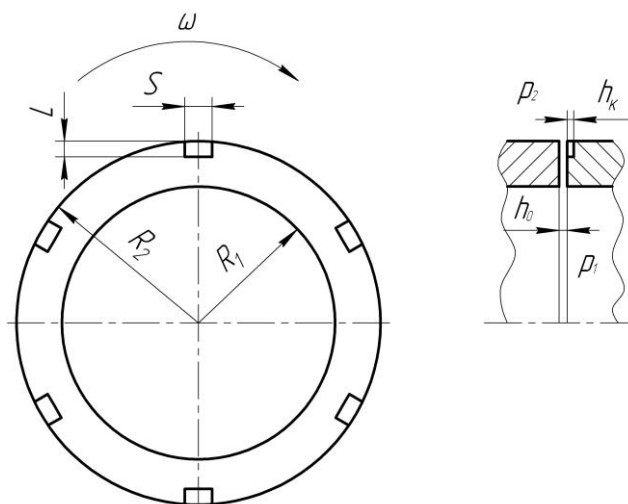


Рисунок 3.25 - Расчетная модель щели с прямоугольными микроканавками

### Анализ влияния параметров расчета уплотнения на результат

Разработанное программное обеспечение основывается на методах конечных объемов и итераций, поэтому имеет несколько параметров расчета, определяющих точность полученного результата и время расчета. К таким параметрам относится количество итераций и количество разбиений по окружности и по радиусу (количество элементарных объемов).

В первом исследовании количество итераций изменялось от 1000 до 10000 при сохранении количества разбиений по радиусу (20) и окружности (120). Во втором изменялось количество разбиений по радиусу от 5 до 20 при сохранении количества итераций (15000) и разбиений по окружности (120). В третьем изменялось количество разбиений по окружности от 40 до 300 при сохранении количества итераций (15000) и разбиений по радиусу (20). Результаты исследований приведены на рис. 3.26-3.28.

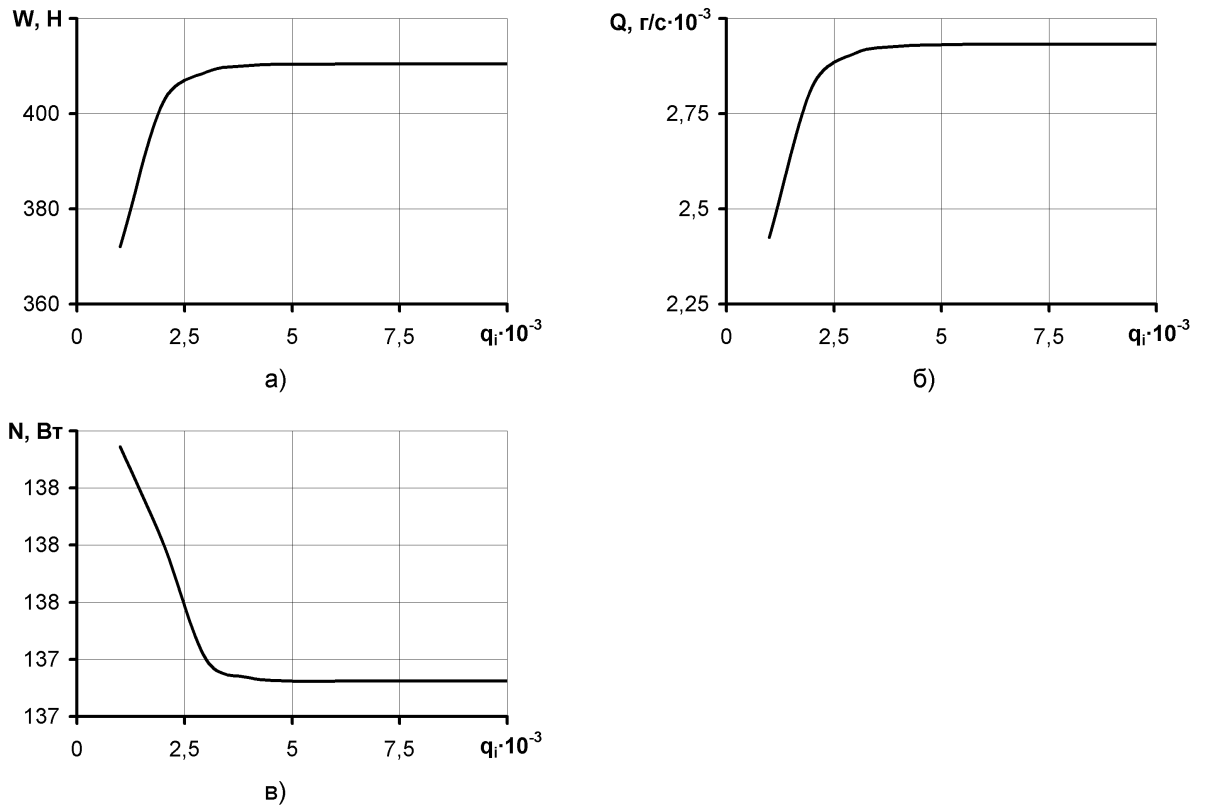


Рисунок 3.26 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества итераций ( $q_i$ )

Как видно из рис. 3.26, зависимость результата расчета от количества итераций имеет схожий характер для всех характеристик уплотнения. Имеется три основных зоны, первая (до 2000...2500 итераций), где изменение величины итераций сильно влияет на результат. Вторая (до 5000 итераций), где влияние количества итераций постепенно снижается. И последняя зона, в которой кривые начинают асимптотически приближаться к конечному значению, т.е. количество итераций практически перестает сказываться на точности результата. Таким образом, выбирая количество итераций из третьей зоны (более 5000 итераций), мы получаем достоверный результат расчета.

Анализируя рисунок 3.27, можно видеть, что зависимость точности результата от количества разбиений по радиусу имеет сходный вид с кривыми зависимости от количества итераций. В данном случае количество разбиений по радиусу больше 18 обеспечивает получение достаточно точного результата.

Тоже самое можно сказать и о зависимости на рисунке 3.28. Выбирая количество разбиений по окружности более 200, мы получаем приемлемую точность.

Таким образом, значения количества итераций и количества разбиений выбираются исходя из требуемой точности результата. При этом необходимо учитывать, что с увеличением числа итераций время расчета увеличивается пропорционально. А выбор большого количества разбиений по окружности и радиусу помимо роста времени расчета вследствие увеличения количества обрабатываемых точек сеточного решения, требует еще и дополнительного увеличения количества итераций.

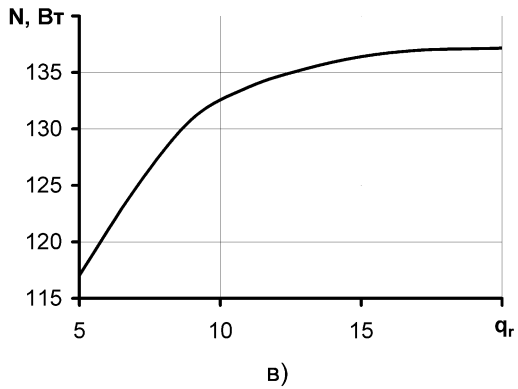
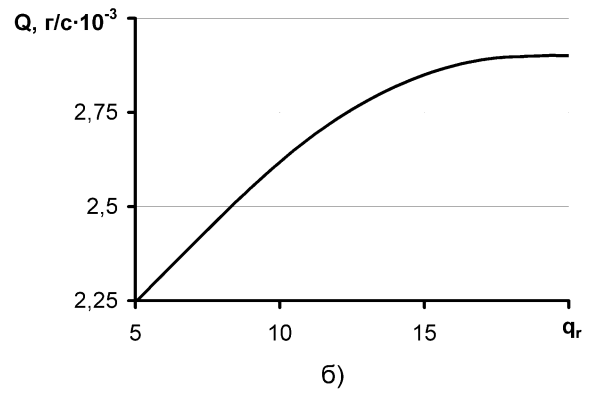
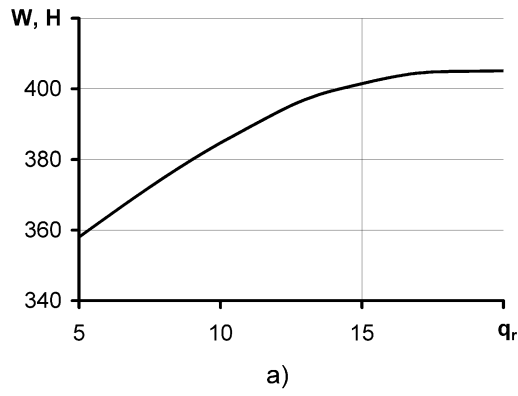


Рисунок 3.27 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества разбиений по радиусу ( $q_r$ )

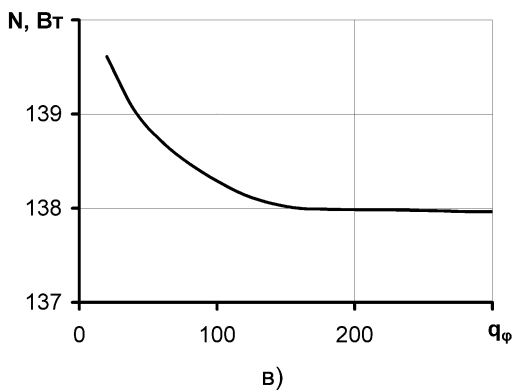
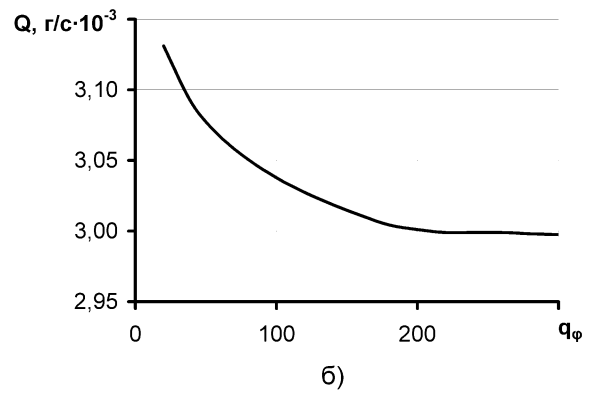
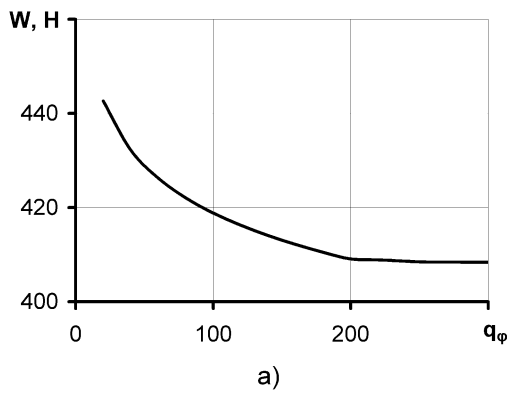


Рисунок 3.28 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества разбиений по окружности ( $q_\phi$ )

### Зависимость характеристик слоя смазки от перепада давления

Для анализа влияния перепада давления на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора  $h$  (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с изменением величины наружного давления  $p_2$  от 0,2 до 5 МПа, при сохранении значения внутреннего давления  $p_1=0,1$  МПа. Таким образом, обеспечивался перепад давления ( $\Delta p$ ) от 0,1 до 5 МПа. Результаты анализа представлены на рис. 3.29.

Как видно из рисунка, с увеличением перепада давления величина несущей способности возрастает и при больших перепадах давления ( $\Delta p > 3$  МПа) практически не зависит от зазора. Это связано с тем, что при увеличении перепада давления происходит уменьшение зоны разрыва смазки (парообразования) вплоть до полного исчезновения. Таким образом, гидродинамическая составляющая несущей способности становится значительно меньше гидростатической, от перепада давления. Жесткость слоя смазки при  $\Delta p=5$  МПа ниже почти в 1,5 раза, чем при  $\Delta p=0,1$  МПа.

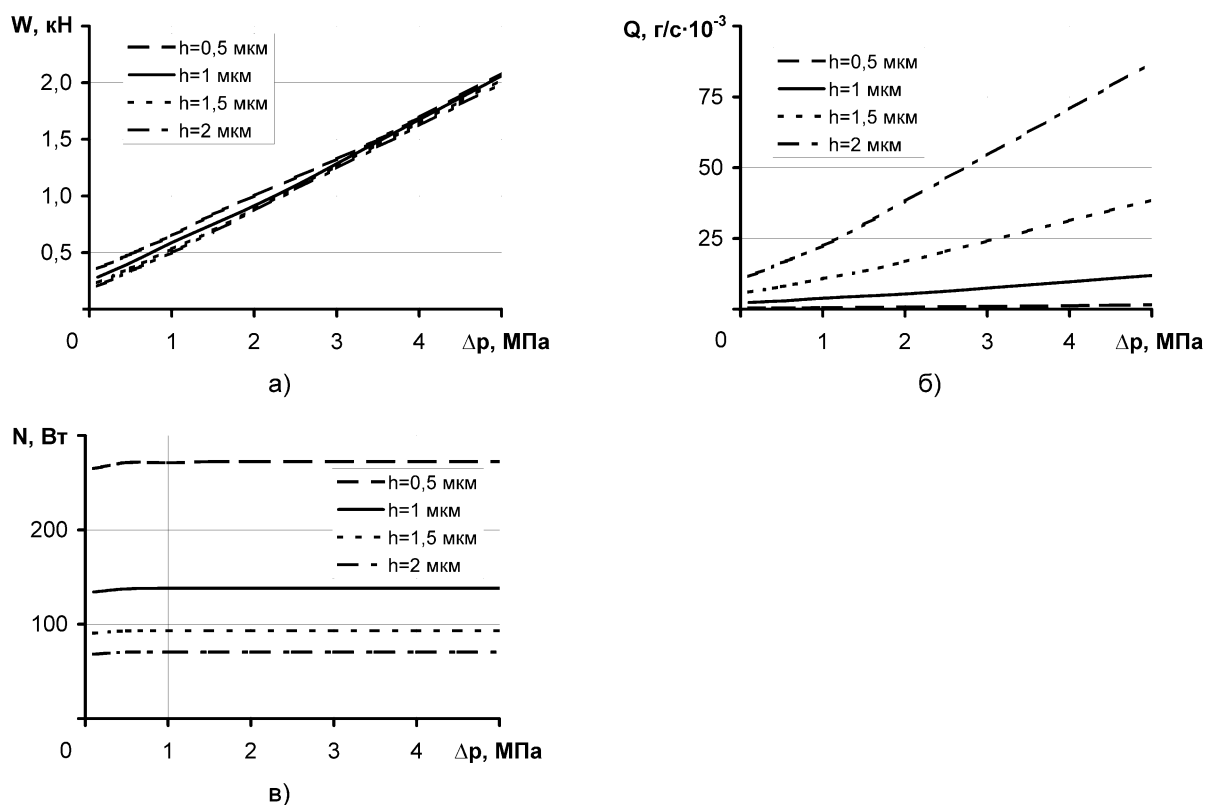


Рисунок 3.29 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от перепада давления

Значения массового расхода жидкости возрастают с увеличением перепада давления, чем больше зазор, тем выше величина утечек жидкости. Мощность трения от перепада давления практически не зависит.

Поэтому при проектировании уплотнения для герметизации полостей с высоким перепадом давления параметры уплотнения надо выбирать таким образом, чтобы получаемый рабочий зазор обеспечивал оптимальные значения расхода и мощности трения при достаточной жесткости слоя, т.е. гидродинамической силы.

### Зависимость характеристик слоя смазки от частоты вращения вала

Для анализа влияния частоты вращения вала на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора  $h$  (0,5; 1; 1,5; 2



мкм) с изменением частоты вращения вала в диапазоне от 0 до 5000 рад/с. Результаты анализа приведены на рис. 3.30.

Из рисунка видно, что с увеличением частоты вращения вала, значения подъемной силы возрастают линейно, чем меньше зазор, тем больше несущая способность. Массовый расход увеличивается более интенсивно, причем, чем больше рабочий зазор, тем сильнее увеличивается расход. Мощность увеличивается параболически, более интенсивно с уменьшением величины зазора. Таким образом, для высокоскоростных уплотнений желательно обеспечивать рабочий зазор 1...1,5 мкм, так как это позволяет добиться наилучшего сочетания утечек и мощности трения при высокой подъемной силе.

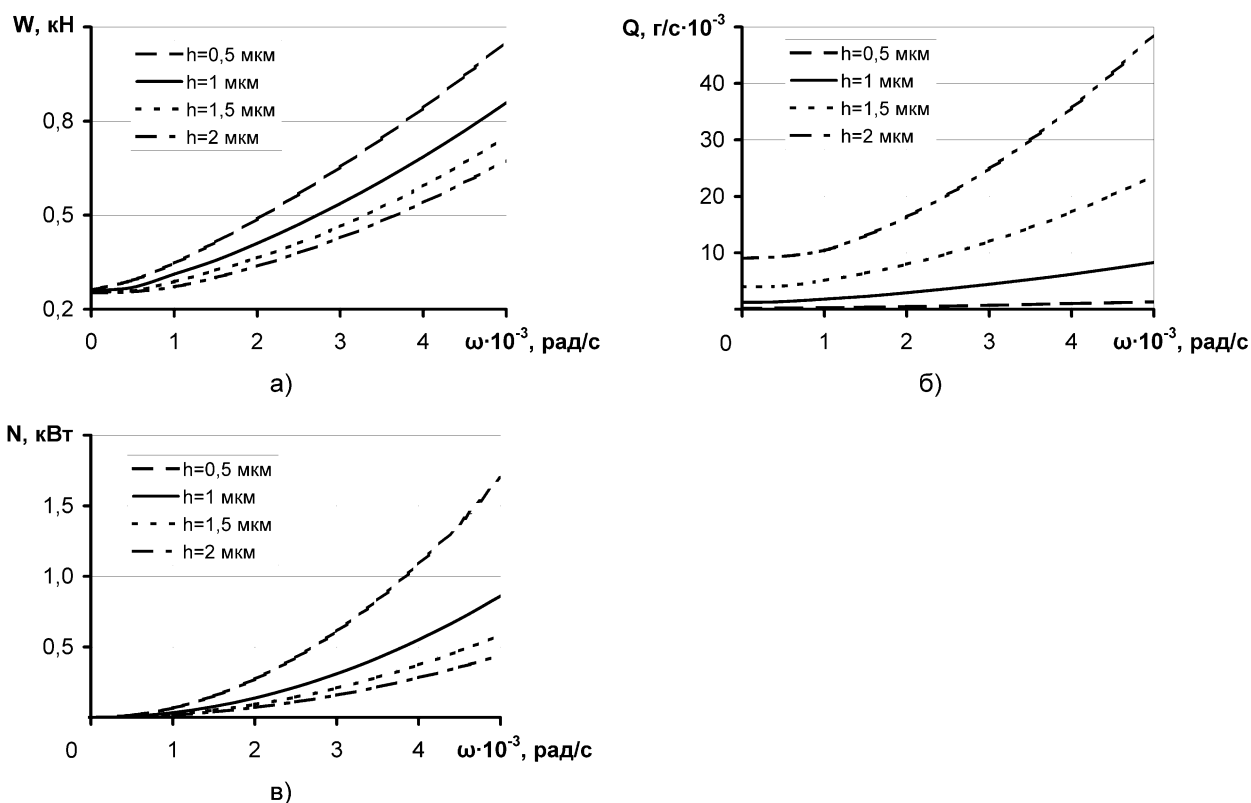
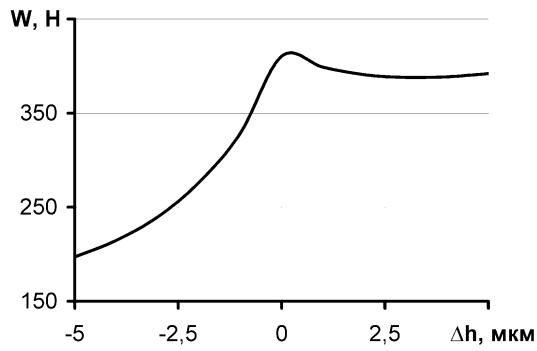


Рисунок 3.30 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от частоты вращения вала

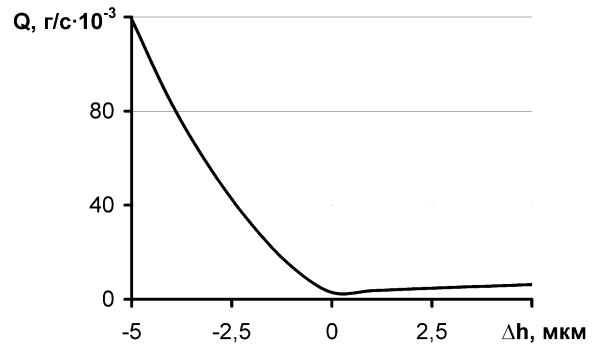
### Зависимость характеристик слоя смазки от величины конусности

Для анализа влияния конусности на характеристики щели производилась серия расчетов с изменением конусности уплотнительных поверхностей в диапазоне от  $-5$  до  $5$  мкм. Значение минимального зазора было установлено  $h=1$  мкм. Результаты анализа приведены на рис. 3.31.

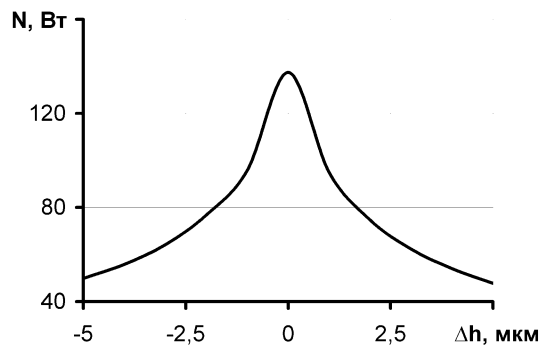
Из рисунка видно, что при увеличении конусности в сторону отрицательных значений (диффузорной щели), несущая способность уменьшается гораздо интенсивнее, чем при увеличении конусности в сторону положительных значений (конфузорной щели). Это достигается за счет противопоставления двух эффектов: при увеличении конусности в любом направлении увеличивается зазор и за счет этого уменьшается гидродинамическая составляющая подъемной силы. При этом при увеличении конусности в положительном направлении снижение несущей способности менее значительно за счет возникновения гидростатической составляющей. Расход увеличивается в каждом из случаев, вследствие увеличения зазора. Но при диффузорной щели более значительно, так как раскрытие происходит в сторону полости с низким давлением. Мощность с увеличением конусности снижется за счет увеличения зазора, одинаково при диффузорной и конфузорной щели.



а)



б)



в)

Рисунок 3.31 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от конусности

Следовательно, необходимо стараться проектировать уплотнение так, чтобы при различных режимах работы суммарные деформации не образовывали диффузорную щель, т.к. это может привести к значительным утечкам жидкости и потере несущей способности.

### **Зависимость характеристик слоя смазки от глубины канавок**

Результаты анализа приведены на рис. 3.32.

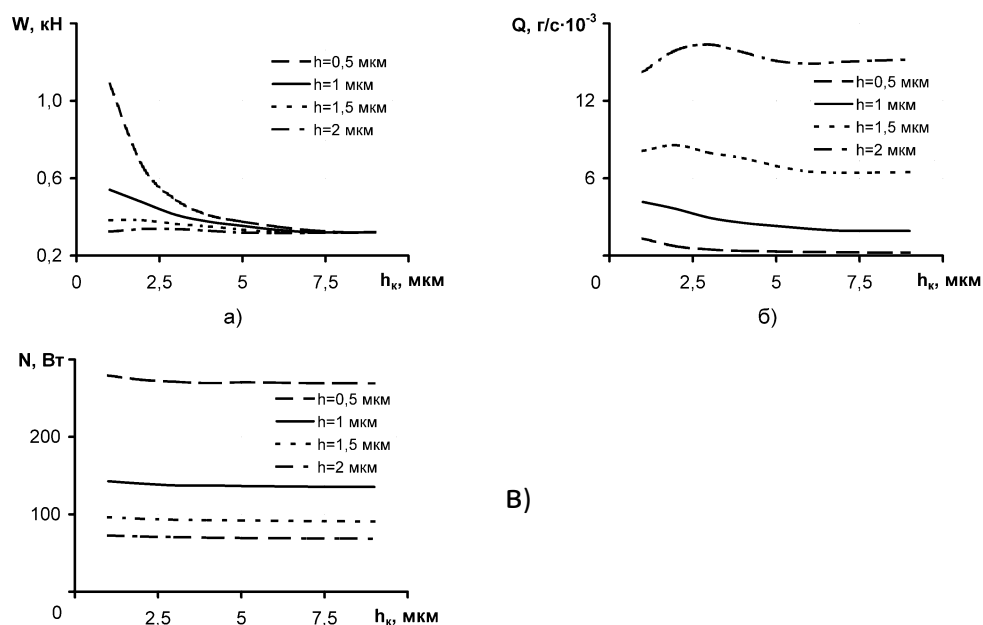


Рисунок 3.32 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от глубины канавок

Для анализа влияния глубины канавок на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора  $h$  (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с изменением глубины микроканавок  $h_k$  от 1 до 9 мкм.

Рисунок показывает, что с увеличением отношения глубины микроканавок к ширине зазора ( $h_k/h$ ) от 0,5 до 1 подъемная сила сначала незначительно возрастает, затем резко падает ( $h_k/h=6$ ) и далее снижается незначительно. Это происходит из-за того, что максимальный гидродинамический эффект, вызванный микроканавками, достигается при достаточно малых значениях отношения глубины микроканавки к ширине зазора и далее снижается. Утечки с увеличением глубины микроканавок ведут себя схожим образом, сначала возрастают, затем убывают вследствие изменения «всасывания», вызванного гидродинамическим эффектом, так как микроканавки работают как насос, нагнетая жидкость в зазор. Таким образом, при падении гидродинамической составляющей подъемной силы происходит снижение массового расхода. Мощность трения снижается, но очень незначительно, что связано с локальным увеличением зазора в области микроканавок (из-за увеличения глубины микроканавки).

### Зависимость характеристик слоя смазки от количества канавок

Для анализа влияния количества канавок на характеристики щели производилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора  $h$  (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с разным количеством прямоугольных микроканавок  $N_k$  4, 6 и 8. Результаты анализа приведены на рис. 3.33.

Как видно из рисунка, с увеличением количества микроканавок возрастает и подъемная сила, однако также возрастают и утечки, причем более значительно с увеличением рабочего зазора. Мощность трения снижается, но незначительно. Также стоит отметить, что с увеличением количества канавок с 4 до 8 жесткость слоя увеличивается в два раза. Таким образом, оптимальным можно считать вариант с 6 микроканавками при рабочем зазоре порядка 1 мкм, такое количество позволяет достичь оптимального соотношения величины несущей способности, жесткости слоя и расхода жидкости.

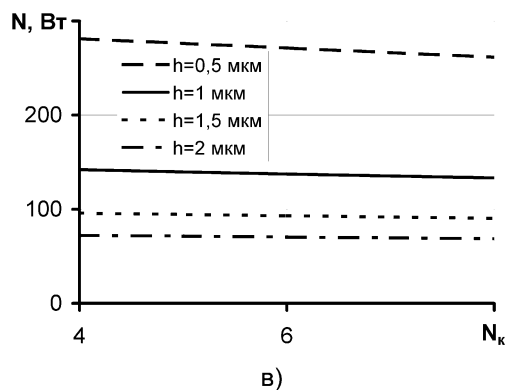
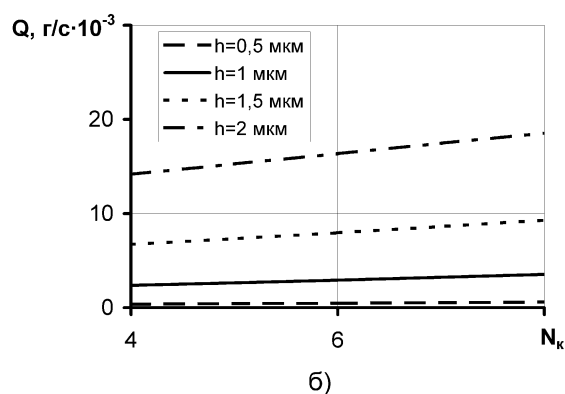
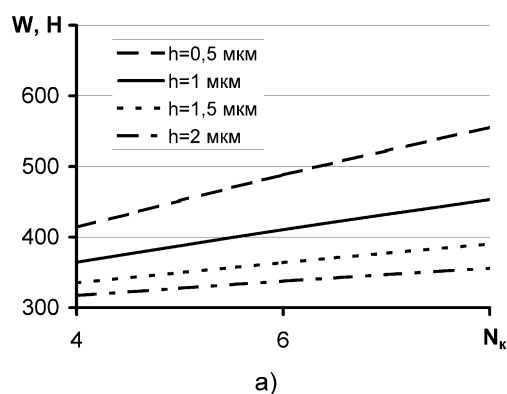


Рисунок 3.33 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от количества канавок

### Зависимость характеристик слоя смазки от величины зазора

Для исследования проводилась серия расчетов с разной величиной рабочего зазора от 0,5 до 5 мкм. Результаты приведены на рисунке 3.34.

Как видно на рисунке, с увеличением зазора уменьшается несущая способность слоя смазки, мощность трения и увеличиваются утечки жидкости.

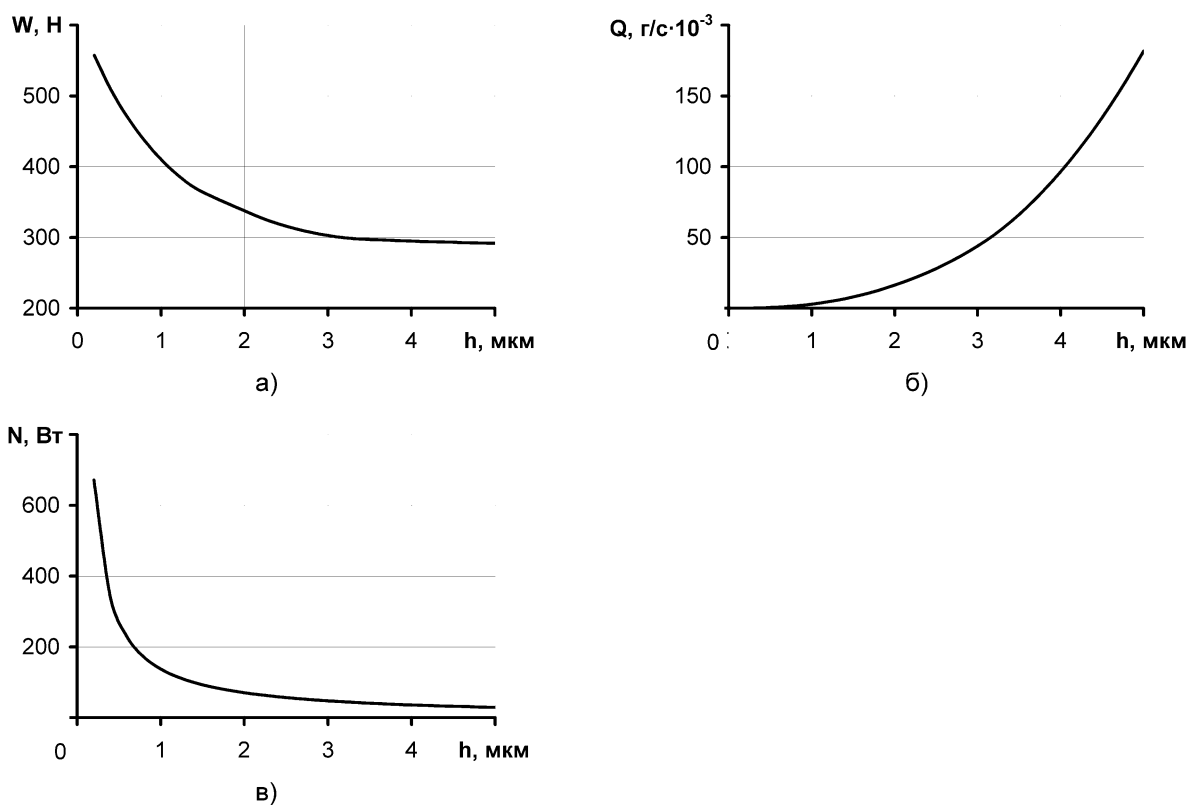


Рисунок 3.34 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от величины зазора

#### **Зависимость характеристик слоя смазки от давления фазового перехода**

Разрыв смазки в зазоре происходит при значениях давления ниже давления фазового перехода рабочего тела. Это давление зависит от свойств жидкости и рабочей температуры.

Для исследования проводилась серия расчетов при разных значениях минимального зазора  $h$  (0,5; 1; 1,5; 2 мкм) с разной величиной давления фазового перехода  $p_h$  от 0,1 до 0,6 МПа. Результаты приведены на рис. 3.35.

Как видно из рисунка, с увеличением давления фазового перехода возрастает несущая способность слоя, утечки жидкости и снижается мощность трения. Это связано с тем, что газ постепенно заполняет большую часть зазора, за исключением зоны повышенного значения, поле давлений становится более выпуклым, что и обеспечивает прирост в несущей способности и увеличение утечек. Мощность силы трения снижается из-за более низкой вязкости газа по сравнению с жидкостью.

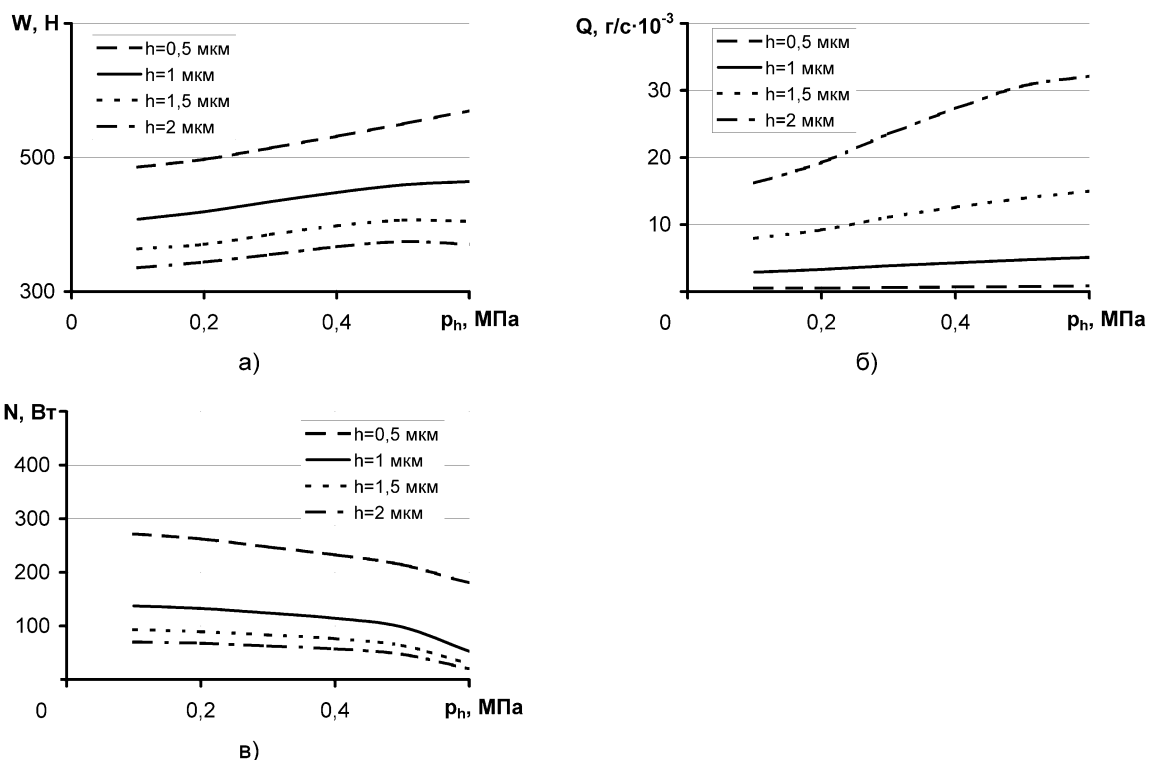


Рисунок 3.35 - Зависимости несущей способности (а), массового расхода (б) и мощности трения (в) от давления фазового перехода

### Применение разработанной методики для анализа существующей конструкции торцового уплотнения

С использованием разработанной методики произведен анализ геометрии уплотнительного пояска для разработанного фирмой FLOWSERVE уплотнения (рис. 3.36) с восемью микроканавками HST [6].

Конструкция уплотнения состоит из вала 6, вращающегося кольца 4, на котором выполнены микроканавки, неподвижного кольца 2, поджимаемого через втулку 1 набором пружин 10, вторичных уплотнений 5 и 8. Фиксация колец от проворота осуществляется болтами 3. Втулка 1 фиксируется в корпусе 9 штифтом 7. Оба уплотнительных кольца выполнены из карбида кремния.

Основные параметры уплотнения: наружный радиус  $R_2=81,15$  мм; внутренний радиус  $R_1=74,15$  мм; наружное давление  $p_2=5$  МПа; внутреннее давление  $p_1=0,1$  МПа; частота вращения  $\omega=314,16$  рад/с. В качестве рабочего тела используется масло V-20: динамическая вязкость  $\mu=3 \cdot 10^{-3}$  Па·с; плотность  $\rho=800$  кг/м<sup>3</sup>.

Были произведены расчеты характеристик для различных значений внутреннего радиуса уплотнительного пояска с учетом тепловых и силовых деформаций, результаты приведены на рис. 3.37.

На рисунке видно, что при уменьшении внутреннего радиуса пояска значительно снижаются утечки через уплотнение, и увеличивается жесткость слоя смазки, однако при этом минимальный рабочий зазор уменьшается до 0,6 мкм и значительно увеличивается мощность трения, что может привести к снижению ресурса уплотнения. Данные теоретические выводы подтверждаются результатами экспериментов, которые показаны точками на рис. 3.37, б.

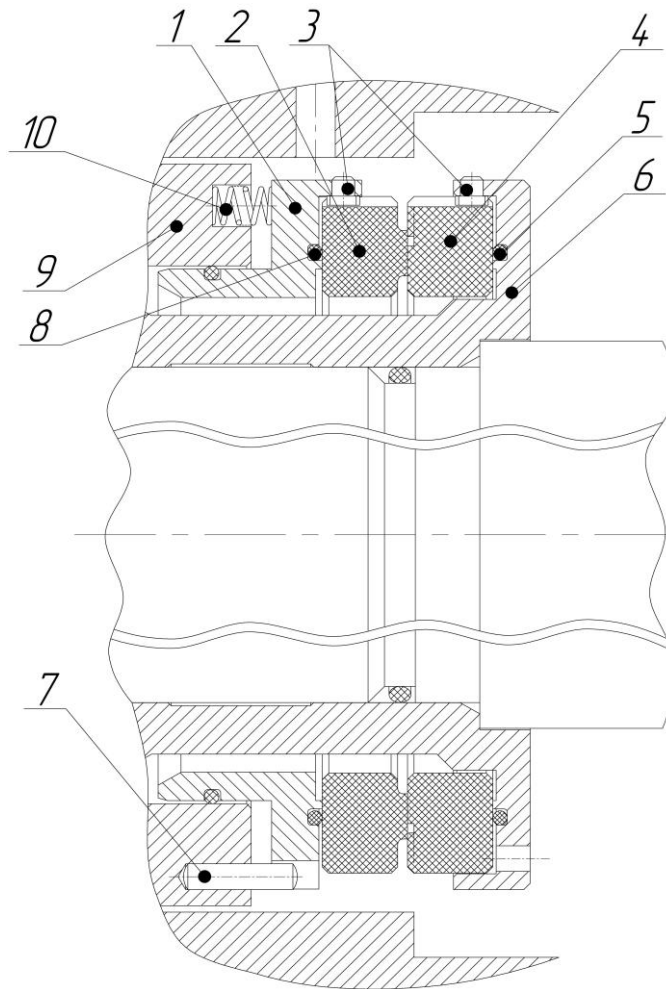


Рисунок 3.36 - Конструкция уплотнения фирмы FLOWSERVE

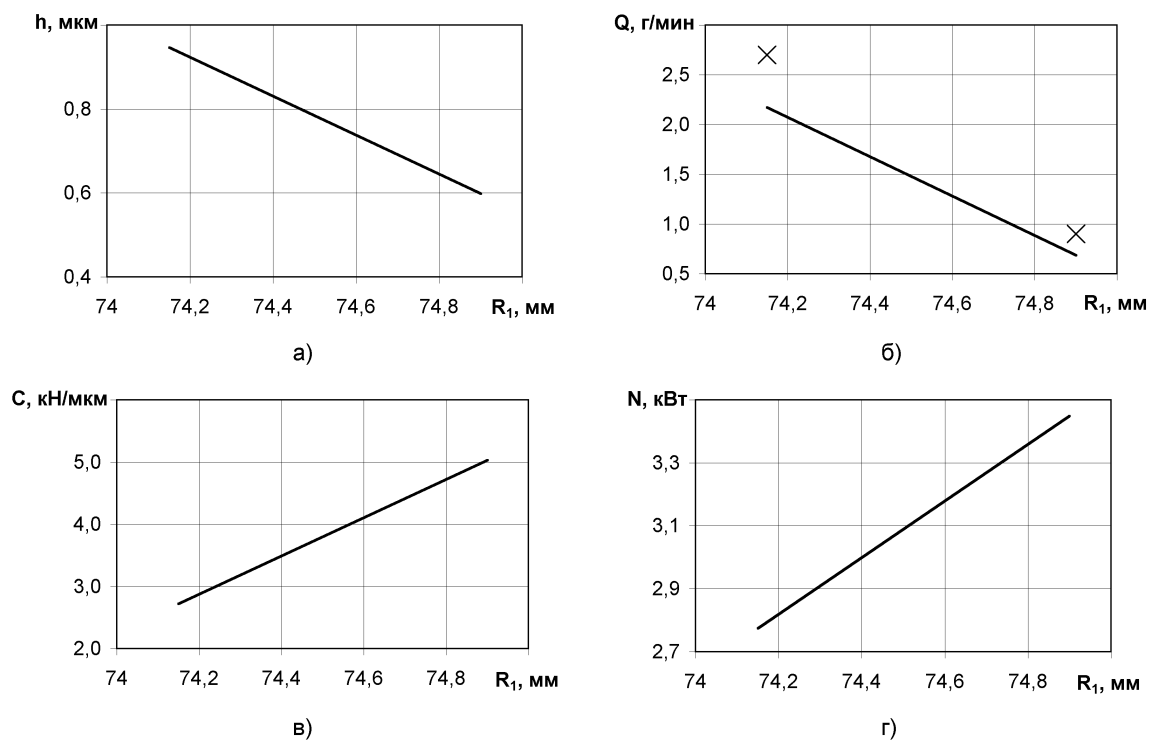


Рисунок 3.37 - Зависимость характеристик уплотнения от внутреннего радиуса уплотнительного пояса: минимального зазора (а), утечек (б), жесткости слоя (в), мощности трения (г)

## Конструктивные методы снижения роторной вибрации. Частотная отстройка. Демпфирование

Снижение роторной вибрации достигается установкой специальных устройств между наружной обоймой подшипника качения и корпусом. Это могут быть различного рода упругие элементы и (или) демпфирующие элементы. Упругие опоры с линейной и нелинейной характеристикой жесткости обычно используются для частотной отстройки.

### Частотная отстройка

Введение упругости в опоры, т.е. изменение ее жесткости, является наиболее простым методом воздействия на  $\omega_{кр}$ , который не требует больших переделок в процессе доводки двигателя. Есть два подхода управления жесткостью опор.

Первый подход – управление жесткостью опоры с линейной характеристикой. Критическая частота при введении упругого элемента в опору  $c_0$  снижается:

$$\omega_{кр} = \frac{c}{m} \cdot \frac{c_0}{c + c_0},$$

где  $m$  – масса ротора;

$c, c_0$  – жесткость ротора и опоры соответственно.

Такое управление реализуется обычно за счет выноса и конфигурации диафрагмы. Применение упругих опор с нелинейной характеристикой – это второй подход. Ротор в этом случае опирается на упругую опору, характеристика жесткости которой зависит от силы воздействия ротора на опору, в свою очередь зависящую от частоты вращения.

На какой-то частоте вращения в такой системе переменная по частоте жесткость опоры достигает критического значения, при котором происходит скачкообразное уменьшение амплитуды колебаний, называемое срывом амплитуды. Когда сила реакции опоры достигает такой величины, что зазор между упругой втулкой и корпусом выбирается, жесткость опоры резко возрастает и система перестраивается на другую собственную частоту ( $\omega_{кр}$ ) и за этим следует срыв амплитуды.

Другим исполнением упругого элемента с жесткой характеристикой является втулка «беличье колесо» и втулка Аллисона (рис. 4.1). В первом случае жесткость опоры определяется суммарной жесткостью балочек, а во втором – расстояниями между выступами. Втулка Аллисона охватывает невращающееся наружное кольцо подшипника, вписываясь в минимальные объемы.

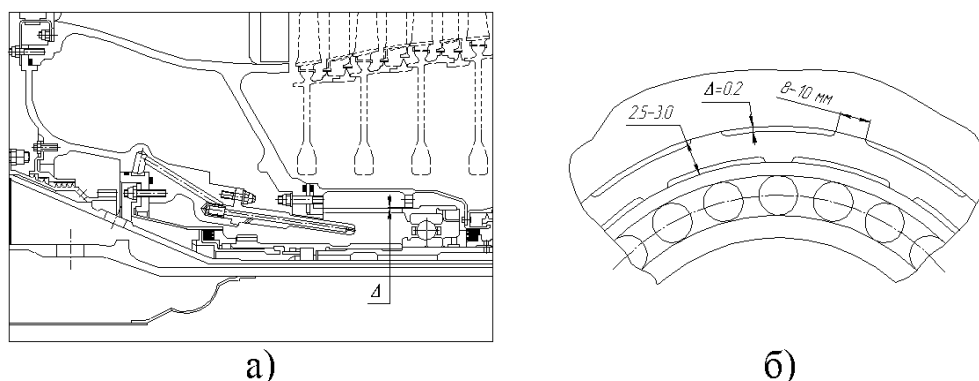


Рисунок 4.1 - Конструкция нелинейных упругих элементов:  
а) втулка «беличье колесо» в опоре КСД ТРДД Д-36; б) втулка Аллисона в опоре КСД ТРДД АИ-25



## Демпфирование

Колебания ротора как незатухающей системы с демпфированием и упругой характеристикой можно записать уравнением

$$m\ddot{R}_y + k\dot{r}_y + cr_y = P_0 \sin \omega t, \quad (4.1)$$

при делении на  $m$ :

$$\ddot{R}_y + 2n\dot{r}_y + p^2 r_y = \frac{P_0}{m} \sin \omega t,$$

где  $2n = \frac{k}{m}$  – коэффициент, учитывающий рассеяние энергии колебаний;

$\delta = \frac{2\pi n}{p}$  – декремент колебания;

$p = \sqrt{\frac{c}{m}}$  – собственная частота системы.

Все четыре слагаемые в уравнении (4.1) выражают собой собственную силу инерции, силу демпфирования, силу упругости и возбуждающую силу.

В отличие от упругого элемента с нелинейной характеристикой демпфирующее устройство в опорах призвано снизить амплитуду колебаний ротора на резонансе, когда  $\omega = p$ . Демпфер обеспечивает диссипацию энергии колебаний за счет затрат этой энергии на преодоление работы трения, которая достигает больших значений именно на резонансе, когда велики значения перемещений в системе.

В газотурбинных двигателях нашли применение два класса демпферов – гидравлические и демпферы сухого трения. Классификация их представлена на рис. 4.2.

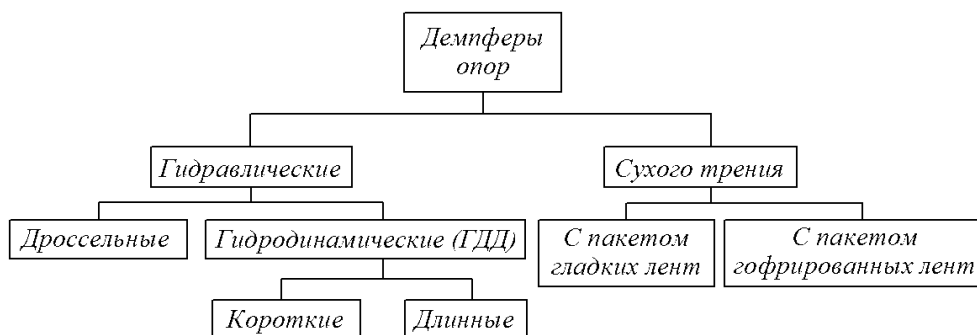


Рисунок 4.2 - Классификация демпферов опор роторов

### Гидравлические демпферы. Гидродинамический демпфер (ГДД). Принцип действия ГДД

Гидродинамический демпфер (ГДД) или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой – это подшипник, насаженный на вал, наружное кольцо которого установлено в корпус с некоторым радиальным зазором, в который нагнетается масло из маслосистемы двигателя под избыточным давлением  $(0,4 \pm 0,05)$  МПа.

Используя объяснения функций ГДД в работах [17,18], будет рассмотрен жесткий ротор массой  $2M$  (тогда реакция каждой из опор будет  $Mg$ ), опирающийся на два ГДД и имеющие жесткость упругого элемента  $C_{оп}$  и демпфирование  $d$  (рис. 4.3а). Вся масса ротора сосредоточена в середине ротора.

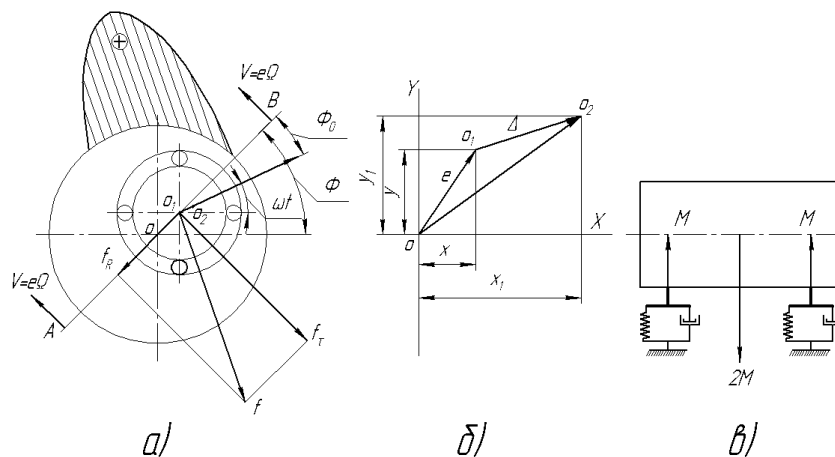


Рисунок 4.3 - Расчетная модель ротора с гидродинамическим демпфером: а – физическая модель ГДД; б – колебания ротора в плоскости ОХУ; в – модель жесткого ротора на упругих опорах с ГДД

Следует отметить, что под термином «жесткий ротор» понимается ротор на упругих опорах, работающий до резонанса по первой изгибной форме, но проходящий резонанс, причиной которого является жесткость опор.

Центр масс  $O_2$  смещен относительно оси геометрического центра вибратора  $O_1$  на величину  $O_1O_2=\Delta$  и представляет собой статическую неуравновешенность ротора. Перемещение центра вибратора  $O_1$  относительно оси  $O$  вращения ротора  $OO_1=e$  называется эксцентриситетом, или амплитудой колебаний вибратора.

При перемещении центра вибратора относительно геометрической оси опор на величину  $e$  возникает прецессионное движение. Это смещение может быть результатом прогиба ротора или упругой деформации опор (рис. 4.4).

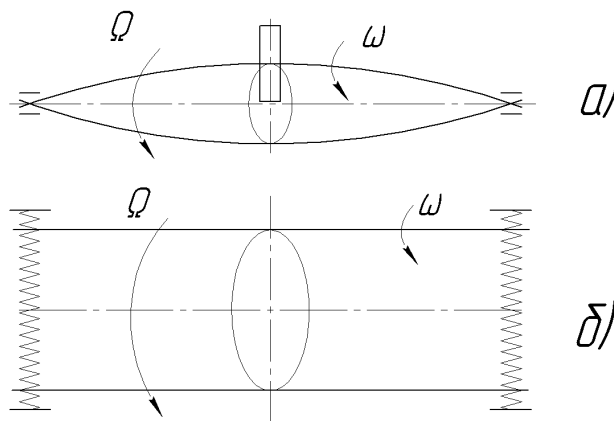


Рисунок 4.4 - Прецессионное движение ротора (вибратора): а – упруго-изогнутый ротор на жестких опорах; б – жесткий ротор на упругих опорах

В авиационных ГТД наиболее характерным является случай прямой синхронной прецессии  $\Omega = \omega$ .

Следуя [9, 10], будет рассмотрена прямая синхронная прецессия за счет деформации опор. Тогда система «подшипник - вал», которая называется вибратором, а точнее линия  $AB$ , соединяющая центры  $O$  и  $O_1$ , прецессирует с угловой скоростью  $\Omega = \dot{\phi}$ .

Рассматривается центрированный демпфер с гарантированным зазором по окружности, в котором смещение от веса ротора  $2Mg$  компенсируется устройством

демпфера с введением предварительной деформации (в сторону, противоположную

$$\text{действию силы веса): } y_{cm} = -\frac{2Mg}{C_{оп}}.$$

При прецессии вибратора наружное кольцо подшипника фиксируется от проворота с помощью стопора, называемого штифтом, так, чтобы вибратор имел свободу перемещений по всем направлениям в плоскости  $OXY$  в пределах зазора  $\delta_0$ . Для этого необходимо, чтобы зазор между штифтом и пазом в наружном кольце был бы не меньше зазора  $\delta_0$  по двум поверхностям. При вращении ротора вибратор совершает сложное движение в виде суммы двух движений: прецессии линии центров  $OO_1$  (**AB**) с частотой  $\Omega$ , которая меняет свое положение по углу в каждый момент времени и движения вдоль этой линии со скоростью  $\dot{\epsilon}$ . В итоге линия центров  $OO_1$  (**AB**) поворачивается на  $360^\circ$  (делает полный поворот), а центр вибратора  $O_1$  описывает некоторую замкнутую кривую, называемую орбитой (рис. 4.5). При одинаковой жесткости масляного слоя во всех точках зазора она может быть окружностью.

Положение линии центров  $OO_1$  (**AB**) определяет угол  $\Phi = \Omega \cdot t$ . Так как вибратор находится в прецессионном движении, то все его точки будут иметь в данный момент линейную скорость прецессии  $V = \epsilon \cdot \Omega$ , в том числе и точка  $O_1$ .

Это приводит к тому, что периметр кольцевого зазора  $\delta_0$  линией центров  $OO_1$  (**AB**) разделяется на две области: на область перед линией центров  $OO_1$  (**AB**) – зону высокого давления «+» и на область за линией центров – зону пониженного давления «-».

Масло из зоны высокого давления через два зазора устремляется в зону пониженного давления – такое течение жидкости называется течением Пуазейля.

Однако при движении вибратора реализуется еще одно течение масла – течение Куэтта, определяемое вязкостью масла, линейной скоростью прецессии и формой зазора.

При смещении вибратора относительно центра  $O$  создается клиновидный зазор. Из-за вязкости масло увлекается движущейся поверхностью вибратора и нагнетается в этот клиновидный зазор, но трение о стенки и между слоями затрудняет течение масла через горло зазора. В результате в слое масла возникает избыточное гидродинамическое давление, возрастающее с ростом скорости прецессии и вязкости масла. Под действием этого давления вибратор всплывает.

Колебания вибратора в ГДД с тонким слоем жидкости гасятся силами вязкого сопротивления, действующими со стороны масла, находящегося в демпферном зазоре.

Равнодействующая давления масла в клиновидном зазоре и представляет собой гидродинамическую силу сопротивления демпфера  $F$ . Примеры фиксации вибратора от проворота показаны на рис. 4.6. Сила  $F$ , действующая на вибратор, получается интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченного жидкостным слоем.

Силу  $F$  разлагают на две составляющие: радиальную  $F_R$ , действующую вдоль линии центров  $OO_1$  против смещения вибратора и называемую динамической упругой силой и тангенциальную  $F_\tau = dV$  – силу трения, силу демпфирования, так как она противоположна скорости  $V$ .

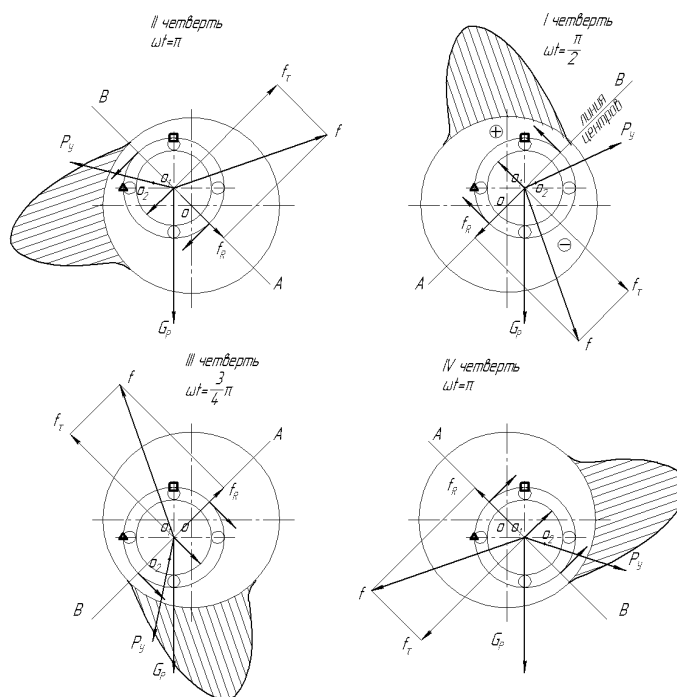


Рисунок 4.5 - Прецессионное движение вибратора с формированием орбиты

### ГДД с упругим элементом

В ГДД при  $\omega=0$  зазор выбирается под действием веса ротора. При вращении ротора, начиная с определенной частоты, под действием гидродинамической силы  $F_R$  вибратор всплывает. Но если масса ротора более 150кг, то всплытия ротора может и не произойти.

В схеме ГДД, изображенного на рис. 4.3 колебания вибратора происходят относительно геометрического центра  $O$  корпусной втулки в зазоре, то есть вибратор всплыл. При этом составляющие реакции масляной полости  $F_R$  и  $F_t$  теоретически за один цикл изменяются только по направлению, но не по величине (вследствие прецессии с постоянной амплитудой  $e$ ). Орбита в этом случае близка к окружности с радиусом  $e$ .

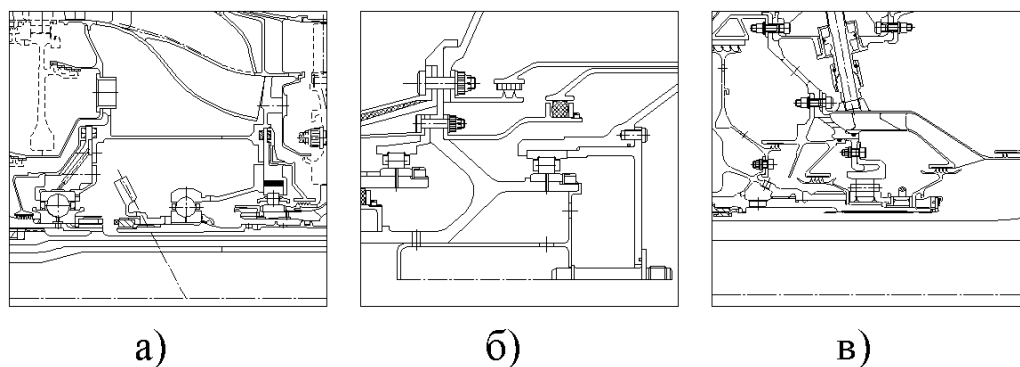


Рисунок 4.6 - Примеры фиксации вибратора от проворота:  
 а) промежуточная опора ТРДДФ RB-199; б) задняя опора ТРДД PW-6000;  
 в) опора турбины ТРДД GENx

Такая схема справедлива при отсутствии статической нагрузки – веса ротора и реализуется лишь для вертикально расположенного ротора.

В реальных условиях в ГДД есть радиальная статическая нагрузка и в этом случае центр колебаний смещается от точки  $O$  на величину, зависящую от этой нагрузки.

Характеристики масляного слоя становятся анизотропными и составляющие реакции сил  $F_R$  и  $F_t$  на действие вибратора за цикл колебаний изменяются не только по

направлению, но и по величине. Эта переменная нагрузка может возбудить дополнительные колебания ротора.

Поэтому задача конструктора состоит в том, чтобы обеспечить одинаковый радиальный зазор по окружности вибратора.

К этому добавляется еще одна проблема. Если ГДД устанавливается в опоре с радиально-упорным подшипником (РУП), то необходимо воспринимать и осевую силу ротора. Для разгрузки ГДД в составе РУП от статического нагружения в систему «ротор – демпфирующая опора» включают упругий элемент, воспринимающий вес и осевую силу ротора. Разгрузочное устройство, воспринимающее радиальную и осевую нагрузку, было создано академиком Капицей П.Л. в 40-е годы прошлого столетия и получило название втулка «беличье колесо».

Корпусная втулка для установки РУП является основным элементом ГДД и соединяется с фланцем, которым все устройство крепится к опоре, системой перемычек-балочек, полученных выборкой материала фрезерованием. Балочки иногда заменяют болтами.

Втулка выполняется так, что при нагружении весом ротора при монтаже ось вибратора  $O_1$  совпадает с осью двигателя  $O$ , то есть без нагрузки ось вибратора находится выше оси двигателя  $O$ . При прецессии ось вибратора  $O_1$  уходит от оси двигателя  $O$  на величину эксцентриситета  $e$ .

При деформации упругого элемента ось подшипника изменяет свое положение в пространстве, сохраняя свое направление, благодаря чему исключаются перекосы и местные перегрузки подшипника. Это еще одно преимущество упругого элемента.

Жесткость втулки «беличье колесо» при изгибных деформациях можно при первой оценке определить по выражению

$$C = \frac{nEbh(b^2 + h^2)}{2l^2},$$

где  $n$  – количество балок;

$b, h, l$  – соответственно ширина, толщина и длина балочек;

$E$  – модуль упругости.

Более точный расчет втулки «беличье колесо» приведен в [19].

Упругая втулка «беличье колесо» используется в опорах и с радиальным нагружением, пример – ТРДД Д-30.

### Конструктивные типы ГДД. Короткий и длинный демпферы

По схеме течения жидкости в зазоре гидродинамические демпферы разделяют на *короткие* и *длинные* (рис. 4.7).

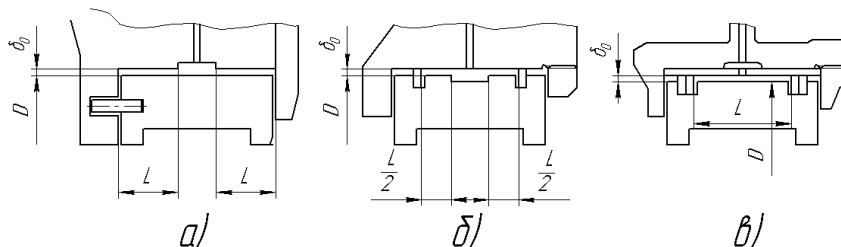


Рисунок 4.7 - Конструктивные типы ГДД: а – короткий проточный; б – короткий непроточный; в – длинный

Напорное течение масла при прецессионном движении вибратора из зоны высокого давления в зону низкого может происходить вдоль оси вибратора, тогда демпфер

называется коротким или по окружности (по длинному пути), тогда демпфер называется длинным.

Короткие демпферы называются проточными, если масло из рабочего зазора удаляется через торцевые щели (в корпусе вибратора нет уплотнительных колец) и непроточным, если зазор ограничен металлическими уплотнительными кольцами и масло может уходить только через эти уплотнения.

В коротком зазоре кольцевая канавка может быть расположена или на корпусе или на вибраторе. В длинном зазоре питающая кольцевая канавка размещена в корпусе опоры и далее масло попадает в рабочий зазор через систему отверстий во втулке, устанавливаемой в корпусе с натягом.

В работе ГДД может быть два режима: с полным охватом вибратора масляной пленкой и с половинным охватом, когда в зазоре возникает кавитация и уровень гидродинамических сил и эффекта демпфирования снижается. Этот режим с половинным охватом является расчетным при выборе демпфера.

Коэффициент демпфирования  $d$  при полном охвате вибратора масляной пленкой в коротком и длинном демпфере:

$$d_K = \pi\mu_0 R \left( \frac{L}{\delta_0} \right)^3, \quad d_D = 24\pi\mu_0 L \left( \frac{R}{\delta_0} \right)^3.$$

Если сравнить коэффициенты демпфирования при одинаковом зазоре, то  $d_D = 12 \left( \frac{R}{L} \right)^2 d_K$ . Учитывая, что в реальных конструкциях  $R/L = 1...5$  можно заключить, что длинный демпфер имеет в 10...300 раз большую демпфирующую способность при сравнении с коротким.

В коротком непроточном демпфере с кольцевыми уплотнителями течение жидкости из питающей канавки будет идти по оси демпфера в сторону уплотнительных колец и потом опять возвращаться в эту канавку.

Можно сказать, что вместо двух коротких демпферов длиной  $L/2$  получается один короткий демпфер длиной  $L$ . Учитывая, что коэффициент демпфирования пропорционален кубу длины  $L$ , непроточный демпфер в четыре раза эффективнее проточного.

Конструктивные различия демпферов могут состоять в разном исполнении вибратора и фиксирующих элементов – шипов. Вибратор может формироваться непосредственно на наружном кольце подшипника – на нем выполняются и канавки для уплотнительных колец или на втулке, которая охватывает наружное кольцо подшипника.

Дроссельный демпфер (рис. 4.8) занимает отдельное место в классе гидравлических демпферов.

Конструктивно это втулка Аллисона, которая имеет по диаметру 8...10 выступов шириной 8...10 мм. Толщина кольца 2,5...3 мм. Для увеличения податливости и демпфирования устанавливают два-три кольца.

Между выступами по наружному и внутреннему диаметру кольца образуются камеры высотой 0,2 мм. Все камеры соединены отверстиями диаметром  $d=2$  мм. Один из выступов используется для подвода масла, таким образом все камеры заполняются маслом под давлением  $0,4 \pm 0,05$  МПа. Еще один выступ используется для фиксации кольца от проворота.

Для перетекания масла из зоны высокого давления в зону низкого при прецессировании ротора (вибратора) в выступах выполнены щели высотой 0,2 мм и шириной 4,5 мм. А для исключения утечек масла из камер по торцам кольца, зазоры по торцам совместным шлифованием доводятся до 0...0,02 мм.

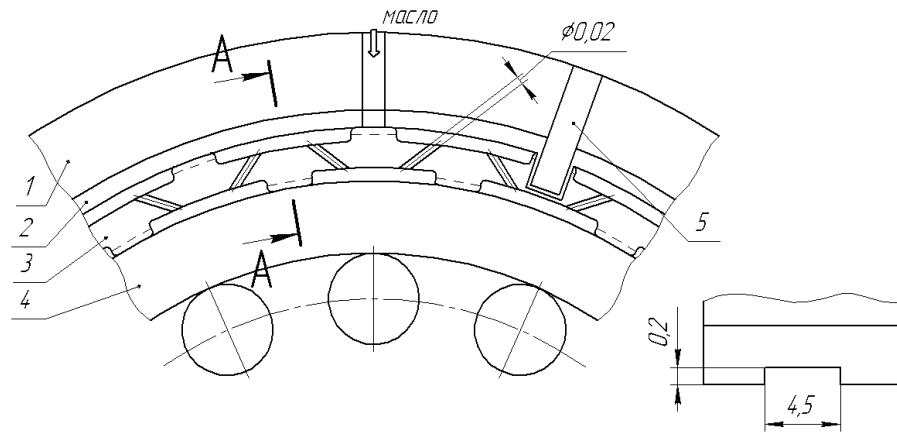


Рисунок 4.8 - Дроссельный демпфер: 1 – корпус подшипника; 2 – втулка стальная; 3 – втулка Аллисона; 4 – наружное кольцо подшипника; 5 – штифт, фиксирующий вибратор от поворота

При прецессии ротора линия центров  $OO_1$  в каждый момент времени разделяет рабочий зазор на две половины: с зоной высокого давления «+» и зоной низкого давления «-», что предопределяет движение масла через дроссельные щели в выступах с трением о стенки и с трением между слоями.

Перетекание через систему отверстий  $d=2$ мм, соединяющих верхние и нижние камеры несущественно, так как верхние и нижние камеры в одной из двух зон оказываются под одним и тем же давлением. Остаются открытыми по периметру окружности только дроссельные щели. Дроссельный демпфер привлекает простотой конструкции и малыми габаритами.

#### Динамика симметричного жесткого ротора с ГДД

Следует еще раз отметить, что в анализе работы ГДД рассмотрен сцентрированный вибратор в системе «жесткого» симметричного ротора (рис.4.4).

Уравнение малых колебаний такой системы можно получить, приравнявая в соответствии с принципом Д'Аламбера инерционные силы  $M\ddot{x}_1$  и  $M\ddot{y}_1$ , действующие со стороны массы ротора к сумме сил, возникающих в упругом элементе и в жидкостном слое ГДД:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x}_1 &= -C_{оп}x - F_R \cos \Phi + F_\tau \sin \Phi \\ M\ddot{y}_1 &= -C_{оп}y - F_R \sin \Phi - F_\tau \cos \Phi \end{aligned} \right\} A.$$

В соответствии с расчетной схемой связь координат центра вибратора  $O_1$  и центра масс ротора можно выразить:

$$x_1 = x + \Delta \cos \omega t, \quad y_1 = y + \Delta \sin \omega t.$$

Подставляя эти соотношения в А, можно получить:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x}_1 + C_{оп}x - F_R \cos \Phi - F_\tau \sin \Phi &= M\Delta\omega^2 \cos \omega t \\ M\ddot{y}_1 + C_{оп}y + F_R \sin \Phi + F_\tau \cos \Phi &= M\Delta\omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \right\} B.$$

В правой части системы находятся проекции центробежной силы, амплитудное значение которой  $M\Delta\omega^2$  определяется остаточной неуравновешенностью ротора  $\Delta$ .

Опуская решение системы дифференциальных уравнений [17,18], где сделан переход к безразмерным параметрам путем деления левой и правой частей на комплекс  $M\delta_0\omega_p^2$  ( $\omega_p$  – рабочая частота вращения), можно записать итоговую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \bar{F}_R + \varepsilon(\bar{\omega}_S^2 - \bar{\omega}^2) &= U\bar{\omega}^2 \cos \Phi_0 \\ \bar{F}_\tau &= U\bar{\omega}^2 \sin \Phi_0 \end{aligned} \right\} B,$$

где  $\bar{F}_R = \frac{F_R}{M\delta_0\omega_p^2}$ ,  $\bar{F}_\tau = \frac{F_\tau}{M\delta_0\omega_p^2}$  – безразмерные радиальная и тангенциальная

составляющие гидродинамической силы  $F$ ;

$\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$  – относительный эксцентриситет;

$U = \frac{\Delta}{\delta_0}$  – относительный дисбаланс, дисбаланс  $\Delta$ , отнесенный к назначенному радиальному зазору в демпфере  $\delta_0$ ;

$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_p}$  – безразмерная частота, частота вращения  $\omega$ , отнесенная к рабочей частоте  $\omega_p$ ;

$\omega_S = \frac{\sqrt{C_{оп}/M}}{\omega_p}$  – безразмерный параметр упругих связей;

$\Phi_0 = \arctg \frac{\bar{F}_\tau}{\bar{F}_R + \varepsilon(\bar{\omega}_S^2 - \bar{\omega}^2)}$  – сдвиг фаз между возбуждающей силой  $F_{ц}$  и вызываемым

ею перемещением (эксцентриситетом) вибратора  $e$ ;

$\sigma = \frac{\Omega\delta_0}{\nu}$  – параметр инерции, характеризует соотношение между силой инерции и силой вязкости при прецессии ротора, здесь  $\nu = \frac{\mu_0}{\rho}$  – кинематическая вязкость, а  $\mu$  – вязкость масла;

$B = \frac{\mu_0 D}{4M\omega_p} \left(\frac{L}{\delta_0}\right)^3$  – параметр демпфирования.

Тогда выражения безразмерных сил при расчетном половинном охвате будут иметь вид:

– для короткого демпфера:

$$\bar{F}_{RK} = 2B\bar{\omega} \left[ \frac{4\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} + \frac{\pi}{3} \alpha\sigma \frac{\bar{\omega}}{\varepsilon} \left( \frac{2-\varepsilon^2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} - 2 \right) \right],$$

$$\bar{F}_{TK} = 2B\bar{\omega} \left[ \frac{\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{1.5}} + \frac{2}{3} \alpha\sigma\bar{\omega} \left( \frac{1}{\varepsilon} \ln \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon} - 2 \right) \right];$$

– для длинного демпфера:

$$\bar{F}_{RD} = B \left(\frac{D}{L}\right)^2 \left\{ \frac{\alpha\pi\sigma}{16\varepsilon} \left[ 2\bar{\omega}^2 - \frac{\varepsilon^2(C_{оп} - \bar{\omega})^2 + 2\bar{\omega}^2(1-\varepsilon^2)^2}{(1-\varepsilon^2)^{1.5}} \right] + 12 \frac{C_{оп} - \varepsilon^2\bar{\omega}}{(1-\varepsilon^2)^2} \right\},$$

$$\bar{F}_{TD} = B \left(\frac{D}{L}\right)^2 \left\{ \alpha\sigma \left[ \varepsilon^2 \left( \frac{\bar{\omega} - C_{оп}}{1-\varepsilon^2} \right)^2 + \bar{\omega}^2 \left( 1 - \frac{1}{2\varepsilon} \ln \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon} \right) \right] + 3\pi\varepsilon \frac{\omega(1+2\varepsilon^2) - 3C_{оп}}{(1-\varepsilon^2)^{2.5}} \right\}.$$



Как результат выбора демпфера, определяется коэффициент передачи  $\mu$ , равный отношению сил, передаваемых через демпфер на корпус двигателя (правая часть уравнения  $A$ ) к силе неуравновешенности ротора  $F_{\text{ц}} = M\Delta\omega^2$ :

$$\mu = \frac{\sqrt{(\bar{F}_R + \bar{\omega}_s^2 \varepsilon)^2 + \bar{F}_\tau^2}}{U\bar{\omega}^2}.$$

На рис. 4.9 представлена зависимость коэффициента передачи в зависимости от частоты вращения [18] при различных параметрах демпфирования  $B = 0,01$  и  $B = 0,04$ .

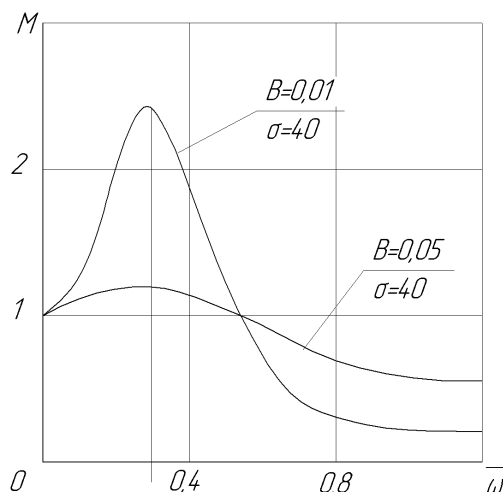


Рисунок 4.9 - Зависимость коэффициента передачи от частоты вращения при различных параметрах демпфирования (ГДД при полном охвате) [17]

При увеличении демпфирования коэффициент передачи снижается на резонансе с 2,5 до 1,1 но на послерезонансных частотах он оказывается больше, чем при малом демпфировании. На частотах  $\bar{\omega} > 0,4$  коэффициент передачи снижается и становится меньше 1,0. Это означает, что силы, передаваемые на корпус ниже, чем в случае с жесткой опорой без демпфера. Таким образом, решается одна из главных задач демпфирования – изоляция корпуса от сил, возникающих от дисбаланса ротора.

Выбирая уровень демпфирования  $B$ , конструктор решает чему отдать приоритет – снижению коэффициента передачи на резонансе или на рабочем режиме.

#### Границы изменения параметров в ГДД:

$$M = 100 \dots 300 \text{ кг}, \quad \Delta = 10 \dots 400 \text{ мкм}, \quad \delta_0 = 0,1 \dots 0,5 \text{ мм}, \quad L = 10 \dots 40 \text{ мм}, \quad D = 150 - 300 \text{ мм},$$

$$\omega_p = 500 \dots 1000 \text{ с}^{-1}, \quad \mu_0 = 0,001 \dots 0,005 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}, \quad C = 0 \dots 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad 0,05 \leq U \leq 2, \quad 0 \leq \bar{\omega}_s \leq 1, \quad 1 \cdot 10^{-6} \leq B \leq 1 \cdot 10^{-1},$$

$$5 \leq \frac{L}{D} \leq 30.$$

#### Выбор ГДД

Задача состоит в том, чтобы при выбранном  $D$  вибратора определить длину  $L$  демпфера, который обеспечивает заданный уровень коэффициента передачи  $\mu_0 < 1,0$  в рабочем диапазоне и ограничения его на резонансе.

Отправной точкой выбора является компоновка короткого демпфера с уплотнениями, где определяются основные геометрические параметры.

#### Исходные данные:

$M$  – масса ротора, кг, приходящаяся на одну опору;

$M\Delta$  – дисбаланс,  $г \cdot см$ , где  $\Delta = 10 \dots 100$  мкм;

$C_{оп} = 0 \dots 10 \frac{H}{м}$  – жесткость опоры, выбирается так, чтобы безразмерный параметр

упругих связей  $\bar{\omega}_s = 0,3 \dots 0,4$ ,  $\bar{\omega}_s = \sqrt{\frac{C_{оп}/M}{\omega_p}}$ ;

$\omega_p$  – рабочая частота вращения,  $с^{-1}$ ;

$D$  – диаметр вибратора, мм;

$\mu_0 = 0,001 \dots 0,005 \frac{H \cdot с}{м^2}$  – динамическая вязкость масла;

$\rho = 0,8 \frac{кг}{м^3}$  – плотность масла МС-8 при температуре 110–120°C;

$p_{II} = 0,4 \pm 0,05$  МПа – давление подачи масла.

Порядок расчета:

– выбирается начальный радиальный зазор  $\delta_0 = 0,1 \dots 0,15$  мм и эксцентриситет  $e$  так, чтобы начальный относительный эксцентриситет

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta_0} \leq 0,8;$$

– определяются безразмерные комплексы  $U$ ,  $B$ ,  $\sigma$ ,  $\omega_s$ ;

– для безразмерных частот  $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_p} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,6; 0,9$

определяются безразмерные значения силы  $F_{RK}$  и  $F_{TK}$  и коэффициент передачи  $\mu$ ;

– строится график  $\mu = f(\bar{\omega})$ .

Анализ расчета.

Если требуемое условие  $\mu < 1,0$  (0,8 и менее) не выполняется, то возможно изменять параметры  $B$ ,  $\sigma$ ,  $U$ , величина которых зависит от  $\delta_0$ , уменьшать  $\bar{\omega}_s$  (уменьшать  $C_{оп}$ ).

Если эти меры не позволяют достичь  $\mu < 1,0$  делается переход к длинному ГДД.

Выбор параметра  $B$ ,  $\sigma$ ,  $U$  и  $\delta_0$  должен быть подчинен или задаче снижения  $\mu$  на резонансе или на рабочих режимах. На рис. 4.9 показано, что при  $B = 0,01$  коэффициент передачи велик на резонансе, но очень мал в рабочем диапазоне частот, а при  $B = 0,05$  значительное снижение на резонансе, но в 2...3 раза увеличение на рабочих частотах.

#### 4.3.5 Динамика жесткого несимметричного ротора с различными ГДД в опорах

Для уточнения рассмотренной в предыдущем разделе модели следует рассмотреть более общую схему несимметричного жесткого ротора с двумя различными ГДД в опорах. В общем случае вынужденные колебания [18] зависят от статической (смещение центра тяжести от оси вращения) и динамической (несовпадение главной центральной оси инерции с осью вращения) неуравновешенностей. Рассмотрим малые колебания ротора (рис. 4.10) около положения равновесия. Неподвижную систему координат  $OXYZ$  выбираем так, чтобы ее начало совпало с центром левой корпусной втулки демпфера. Вводим допущения: угловая скорость ротора постоянна и ротор не имеет осевых перемещений.

Дадим ротору произвольное смещение. Координаты центра масс правого вибратора обозначим  $x_1$  и  $y_1$ , координаты центра масс левого вибратора –  $x_2$  и  $y_2$ , координаты центра тяжести ротора –  $x_c$  и  $y_c$ . Вал рассматривается как абсолютно жесткое тело [19]. Угол между проекцией оси ротора на плоскость  $yz$  и осью  $OZ$  назовем  $\alpha_2$ ; угол между осью

ротора и ее проекцией на плоскость  $xz$  обозначим  $\alpha_1$ . Положение опор определяется расстояниями  $L$  между ними и  $l_1, l_2$  - от соответствующей опоры до центра масс.

Если обозначить через  $x$  и  $y$  координаты точки геометрической оси ротора, лежащей на пересечении этой оси с плоскостью, перпендикулярной к оси вращения и проходящей

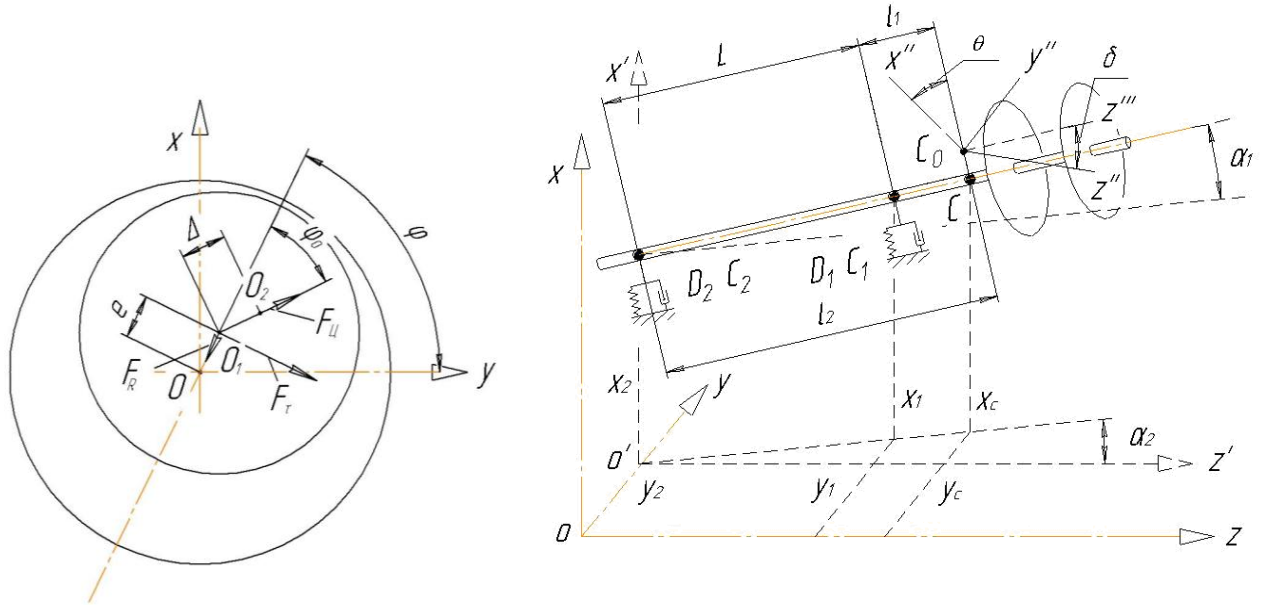


Рисунок 4.10 - Расчетная схема ротора

через центр масс ротора, то координаты центра масс будут:

$$x_C = x + \Delta \cdot \cos \omega t$$

$$y_C = y + \Delta \cdot \sin \omega t,$$

где  $\Delta$  – смещение центра масс относительно геометрического центра.

Выразим координаты центра масс и углы через независимые координаты  $x_1, y_1, x_2, y_2$ :

$$\left. \begin{aligned} y_C &= y_1 \cdot \frac{L_2}{L} + y_2 \cdot \frac{L_1}{L} + e \cos \omega t; x_C = x_1 \cdot \frac{L_2}{L} + x_2 \cdot \frac{L_1}{L} + e \sin \omega t; \\ \alpha_2 &= \frac{y_2 - y_1}{L} + \delta \cos(\omega t - \theta); \alpha_1 = \frac{x_2 - x_1}{L} + \delta \sin(\omega t - \theta) \end{aligned} \right\} (4.2)$$

где  $\delta$  - малый угол наклона оси  $C_0Z''$  к оси вращения, а  $\theta$  - угол между осью  $C_0X''$  и направлением  $CC_0$ .

На основании теоремы о движении центра инерции [19] можно написать два дифференциальных уравнения:

$$m \cdot \ddot{x}_C = -C_1 x_1 - C_2 x_2 - F_{R1} \cos \varphi - F_{R2} \cos \varphi + F_{\tau 1} \sin \varphi + F_{\tau 2} \sin \varphi;$$

$$m \cdot \ddot{y}_C = -C_1 y_1 - C_2 y_2 - F_{R1} \sin \varphi - F_{R2} \sin \varphi - F_{\tau 1} \cos \varphi - F_{\tau 2} \cos \varphi,$$

где  $F_{R1}, F_{R2}, F_{\tau 1}, F_{\tau 2}$  – радиальные и тангенциальные составляющие усилия в демпферах подшипников 1-й и 2-й опор;  $C_1, C_2$  - жесткости упругих элементов демпферов 1-й и 2-й опор;  $m$  – масса ротора СТ. Усилия в ГДД являются сложными нелинейными функциями от перемещения и определялись с учетом конвективных сил инерции смазочного слоя по методике, изложенной в работе [17] (таблица 4.1).

Подставив найденные значения  $x_C$  и  $y_C$  в дифференциальные уравнения, получим:

$$m(l_1\ddot{x}_2 + l_2\ddot{x}_1) + C_1x_1L + C_2x_2L + F_{R1}L\cos\varphi + F_{R2}L\cos\varphi - F_{\tau1}L\sin\varphi - F_{\tau2}L\sin\varphi = m\Delta L\omega^2 \cos\omega t; \quad (4.3)$$

$$m(l_1\ddot{y}_2 + l_2\ddot{y}_1) + C_1y_1L + C_2y_2L + F_{R1}L\sin\varphi + F_{R2}L\sin\varphi + F_{\tau1}L\cos\varphi + F_{\tau2}L\cos\varphi = m\Delta L\omega^2 \sin\omega t \quad (4.4)$$

Переходим к составлению дифференциальных уравнений малых колебаний ротора вокруг главных центральных осей инерции. Главные моменты количества движения системы с точностью до малых величин первого порядка малости включительно будут:

$$L_X = I_T\dot{\alpha}_1 + I_P\omega\alpha_2;$$

$$L_Y = I_T\dot{\alpha}_2 - I_P\omega\alpha_1;$$

$$L_Z = I_P\omega,$$

где  $I_P$  – полярный момент инерции относительно центра масс ротора;

$I_T$  – поперечный момент инерции относительно центра масс ротора.

Таблица 4.1 Выражения для составляющих гидродинамической силы и коэффициентов демпфирования при ламинарном режиме течения

Полный охват	
Длинный демпфер	Короткий демпфер
$F_{Rf}^{(d)} = \frac{\pi}{6}\alpha\sigma\frac{1-\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\varepsilon};$ $F_{\tau f}^{(d)} = 2\pi\frac{\varepsilon}{(2+\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}}$	$F_{Rf}^{(k)} = \frac{2\pi\alpha\sigma\lambda^2}{9\varepsilon}\left(\frac{2-\varepsilon^2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}-2\right);$ $F_{\tau f}^{(k)} = \frac{2\pi\varepsilon\lambda^2}{3(1-\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}}$
<p>Половинный охват</p> <p>Длинный демпфер <math>C</math> – константа интегрирования</p> $F_{Rh}^{(d)} = F_{Rj}^{dh} + F_{R\mu}^{dh}; F_{Rj}^{dh} = \frac{\pi\alpha\sigma}{24\varepsilon}\left\{2 - \frac{\varepsilon^2(1-\bar{C})^2 + 2(1-\varepsilon^2)^2}{(1-\varepsilon^2)^{1.5}}\right\};$ $F_{R\mu}^{dh} = 2\frac{\bar{C}-\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2}$ $F_{th}^{(d)} = F_{\tau j}^{dh} + F_{\tau\mu}^{dh}; F_{\tau j}^{dh} = \frac{\alpha\sigma}{12}\left\{2\left[1+\varepsilon^2\left(\frac{1-\bar{C}}{1-\varepsilon^2}\right)^2\right] - \frac{1}{\varepsilon}\ln\frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}\right\}$ $F_{\tau\mu}^{dh} = \frac{1+2\varepsilon^2-3\bar{C}}{(1-\varepsilon^2)^{2.5}}$	
<p>Короткий демпфер</p> $F_{Rh}^{(k)} = F_{Rj}^{kh} + F_{R\mu}^{kh}; F_{Rj}^{kh} = \frac{\pi\alpha\sigma\lambda^2}{9\varepsilon}\left(\frac{2-\varepsilon^2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}-2\right);$ $F_{R\mu}^{kh} = \frac{4\lambda^2\varepsilon^2}{3(1-\varepsilon^2)^2};$ $F_{th}^{(k)} = F_{\tau j}^{kh} + F_{\tau\mu}^{kh}; F_{\tau j}^{kh} = \frac{2\alpha\sigma\lambda^2}{9\varepsilon}\left(\ln\frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}-2\varepsilon\right);$ $F_{\tau\mu}^{kh} = \frac{\pi\varepsilon\lambda^2}{3(1-\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}};$	

Вспомогательные обозначения

$$f(\varphi, \bar{C}_D) = \frac{\alpha \varepsilon}{12} \left( 2\varepsilon J_2^{11} - \varepsilon^2 J_3^{12} + 2\bar{C}_D J_2^{10} - 2\bar{C}_D \varepsilon J_2^{11} - \bar{C}_D^2 J_3^{10} \right);$$

$$\lambda = L/D; \quad \bar{z} = \frac{z}{L}; \quad \varepsilon = e/\delta$$

$$J_N^{ji} = \int h^{-N} \sin^j \varphi \cos^i \varphi d\varphi - \text{интегралы теории смазки; } h = 1 + \varepsilon \cos \varphi;$$

Используя теорему об изменении главного момента количества движения в относительном движении к центру инерции [19] и подставляя выражение (4.1) получаем:

$$I_P \omega (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + I_T (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) - C_1 x_1 l_1 L + C_2 x_2 l_2 L - F_{R1} l_1 L \cos \varphi + F_{R2} l_2 L \cos \varphi - F_{\tau 1} l_1 L \sin \varphi + F_{\tau 2} l_2 L \sin \varphi = (I_T - I_P) \delta L \omega^2 \cos(\omega t - \theta); \quad (4.5)$$

$$I_P \omega (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - I_T (\ddot{y}_2 - \ddot{y}_1) + C_1 y_1 l_1 L - C_2 y_2 l_2 L + F_{R1} l_1 L \sin \varphi - F_{R2} l_2 L \sin \varphi - F_{\tau 1} l_1 L \cos \varphi + F_{\tau 2} l_2 L \cos \varphi = (I_P - I_T) \delta L \omega^2 \sin(\omega t - \theta). \quad (4.6)$$

Для решения уравнений (4.3) – (4.6), которые представляют малые колебания ротора, удобно перейти к полярным координатам  $(e, \varphi)$ , которые связаны с декартовыми координатами соотношениями:

$$\begin{aligned} x_i &= e_i \cdot \cos \varphi, \quad i = 1, 2; \\ y_i &= e_i \cdot \sin \varphi, \quad i = 1, 2, \end{aligned} \quad (4.7)$$

Дифференцируя выражения (4.7) дважды по времени и подставляя результаты в уравнения (4.3) – (4.6), получим систему из 4-х нелинейных уравнений движения жесткого ротора с четырьмя степенями свободы на опорах с ГДД. Рассмотрим случай прямой синхронной прецессии:

$$\dot{e}_1 = \dot{e}_2 = 0; \quad \ddot{e}_1 = \ddot{e}_2 = 0; \quad \dot{\varphi} = \omega; \quad \ddot{\varphi} = 0; \quad \varphi = \omega t + \varphi_0,$$

где  $\varphi_0$  – постоянная интегрирования, определяющая сдвиг фаз между возбуждающей силой  $F_{\Pi} = M \cdot \Delta \cdot \omega^2$  и вызываемым ею перемещениям вибратора  $e$ .

С учетом этих допущений уравнения (4.3) – (4.6) примут вид:

$$\begin{aligned} F_1 \cos(\omega t + \varphi_0) - F_2 \sin(\omega t + \varphi_0) &= B \cos \omega t; \\ F_1 \sin(\omega t + \varphi_0) + F_2 \cos(\omega t + \varphi_0) &= B \sin \omega t; \\ F_3 \cos(\omega t + \varphi_0) + F_4 \sin(\omega t + \varphi_0) &= A \cos(\omega t - \theta); \\ F_5 \sin(\omega t + \varphi_0) + F_4 \cos(\omega t + \varphi_0) &= -A \sin(\omega t - \theta), \end{aligned} \quad (4.8)$$

где

$$\begin{aligned}
F_1 &= L(C_1 e_1 + C_2 e_2 + F_{R1} + F_{R2}) - m\omega^2(l_1 e_2 + l_2 e_1); \\
F_2 &= L(F_{\tau 1} + F_{\tau 2}); \\
F_3 &= \omega^2(e_2 - e_1)(I_P - I_T) + L(C_2 e_2 l_2 - C_1 e_1 l_1 + F_{R2} l_2 - F_{R1} l_1); \\
F_4 &= L(F_{\tau 2} l_2 - F_{\tau 1} l_1); \\
F_5 &= L(C_1 e_1 l_1 - C_2 e_2 l_2 + F_{R1} l_1 - F_{R2} l_2) - \omega^2(e_2 - e_1)(I_P - I_T); \\
A &= (I_P - I_T)\omega^2 L\delta; \quad B = mL\Delta\omega^2.
\end{aligned}$$

Полученную систему нелинейных уравнений аналитически решить невозможно, поэтому необходимо применять численные методы решения, например, в среде математического пакета MATLAB.

### Демпферы сухого трения

Основным элементом такого демпфера (рис. 4.11) [20, 21] является пакет гофрированных стальных лент, составленный из 14...17 лент толщиной 0,4 мм с высотой гофра 1,0 мм. Пакет устанавливается в кольцевой зазор между наружным кольцом подшипником и корпусом. Размеры кольцевого зазора выбраны таким образом, что в собранном состоянии зазор между лентами полностью выбран, а остаточный выгиб гофров пакета, определяющий максимальную величину смещения вибратора, не превышает 0,2 мм.

Такой большой натяг (0,8 мм) определяет большие силы трения на контактных поверхностях. Для снижения износа в зазоры выгибов гофров может подаваться масло из маслосистемы двигателя, тогда при деформации гофров будут действовать и силы сухого трения, и силы вязкого трения. В этом случае демпфер относят к классу комбинированных демпферов.

Пакет лент и внутреннее кольцо фиксируется от проворота шпонкой, размещенной в стыке лент. Эта шпонка исключает вращение и всего вибратора, так же как и в ГДД.

Пакет может набираться только из гофрированных лент, чередующихся гофрированных и плоских лент и только плоских лент, что позволяет управлять жесткостью опоры.

При вращении вибратор прецессирует так же, как в случае с ГДД. Это приводит к тому, что за один оборот центра вибратора по орбите все гофры демпфера будут поочередно смяты и если в зазорах гофров есть масло, оно будет вытеснено. Энергия колебаний системы будет затрачиваться на работу сухого и вязкого трения (рис. 4.11г).

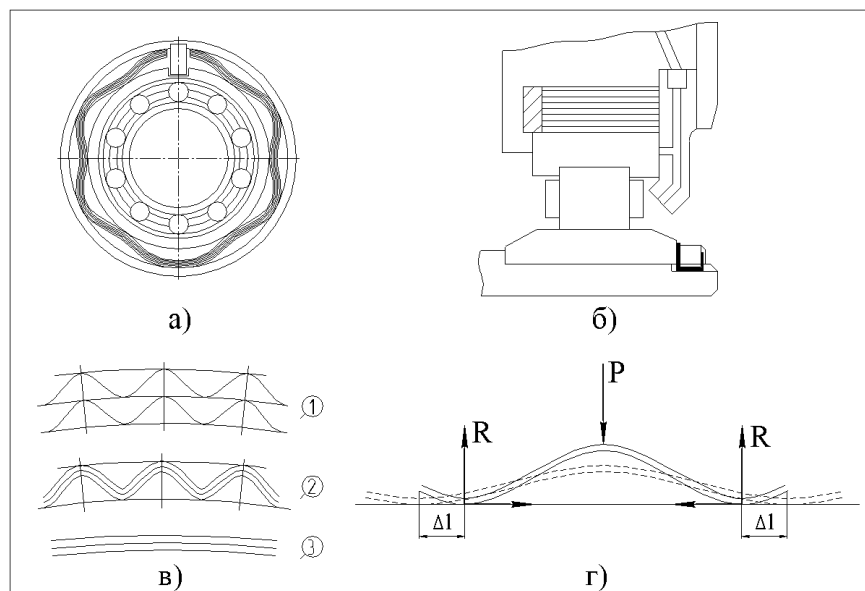


Рисунок 4.11- Демпфер сухого трения: а) пакет лент в свободном состоянии (до монтажа); б) конструктивное исполнение демпфера с подводом масла; в) комбинация пакетов лент; г) схема уплотнения гофра и возникновение сил трения

Работа сил сухого трения:

$$A_{TP} = \sum_{i=1}^n F_{TPi} \Delta l,$$

где  $F_{TPi} = R\mu$ ;

$\mu$  – коэффициент сухого трения;

$R$  – сила нормального давления в контакте.

Работа сил вязкого трения:

$$A_{BTi} = \sum_{i=1}^n F_{Ti} L,$$

где  $F_{Ti} = dV$ ;

$d$  – коэффициент демпфирования;

$V$  – линейная скорость прецессии;

$L$  – длина демпфера.

Энергия колебаний рассеивается в основном за счет проскальзывания вибратора с трением относительно вершин гофров и вершин гофров относительно корпуса (70...80%), а также за счет взаимного проскальзывания лент (12...18%) и гидравлических потерь (5...9%).

Достоинствами такого демпфера являются:

- высокая демпфирующая способность во всем диапазоне амплитуд смещения ротора, стабильность характеристик в течение ресурса;

- способность нести значительную статическую нагрузку без использования разгрузочных устройств;

- возможность работы при высоких температурах при отсутствии смазки;

- возможность управлять жесткостью демпфера (изменяя ее в десятки раз) за счет изменения натяга в пакете лент или за счет изменения компоновки пакета (гофрированные, плоские ленты или их чередование) и, таким образом, получая нужные характеристики демпфирования.

Недостатки:

– разброс упругодемпфирующих характеристик при изготовлении;

– анизотропия характеристик жесткости, а, следовательно, и демпфирующих свойств по окружности.

Общий стык у лент пакета ведет к неодинаковой жесткости гофров по окружности. Наиболее жестким будет гофр, расположенный против стыка. Поэтому стык пакетов при установке демпфера в опору располагают вверху, что позволяет получить наименьшее смещение оси ротора под действием его веса. Делались попытки создать демпфер с малой анизотропией свойств по окружности [21].

#### Список использованных источников

1. Трянов А.Е. Проектирование масляных систем авиационных ГТД – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008, 95 с.
2. Трянов А.Е., Гришанов О.А., Бутякин С.В. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных двигателей – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006, 83 с.
3. Белоусов, А.Н. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин [Текст]/ А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев.– Самара: Самар. гос. ун-т., 2006.
4. Аметистов, Е.В. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент Справочник. [Текст]/, Аметистов Е.В. Григорьев В.А., Емцев Б.Т. и др. – М.: Энергоиздат, 1982.
5. Вьюнов, С.А. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки» [Текст]/ С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов и др.; под общ. ред. Д. В. Хромина. – М. Машиностроение, 1989. – 368 с.
6. Lebeck, A.O. Principles and Design of Mechanical Face Seals. [Text]/ A.O. Lebeck. New York: 1991. 764 p.
7. Lebeck, A.O. A Mixed Friction Hydrostatic Mechanical Seal Model with Thermal Rotation and Wear. [Text]: ASLE Trans. 1980. V. 23, № 4. / A.O. Lebeck. 12 p.
8. Mueller, H.K. Gasgeschmierte Gleitringdichtung als Lagerabdichtung fuer Flugtriebwerke. [Text]: Konstruktion (Germany) № 43 / H.K. Mueller, S.W. Falalejew. 1991. 5 s.
9. Фалалеев, С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст]: Учебное пособие / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. М.: Изд-во МАИ, 1998. 276 с.
10. Уплотнения и уплотнительная техника [Текст]: Справочник/ Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
11. Фалалеев, С.В. Применение программных комплексов на основе МКЭ при проектировании торцовых бесконтактных уплотнений. [Текст]: Доклады междунар. научн.-техн. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе», Вып. 1/ С.В. Фалалеев, А.С. Виноградов. Самара: СГАУ, 1997. 2 с.
12. Mueller H.K. Abdichtung bewegter Maschinenteile [Текст]/ Mueller H.K. – Waiblingen (Germany), 1990.
13. Герасимов, А.А. Результаты исследований гидростатических уплотнений, работающих в режиме образования пара в торцовом зазоре [Текст] / А.А. Герасимов, Ю.Я. Лепешинский, Ю.Н. Пономарев, А.А. Федорущенко, В.П. Наугольников // Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин: Сб. тр. VI научно-техн. конф. / Сум. фил. ХПИ. Сумы, 1991.
14. Mueller H.K. Niederdruck-Gleitringdichtungen-Vorgaenge in Dichtspal, [Текст]/ Mueller H.K., Waidner P. T - Konstruktion (Germany), 1988.
15. Фалалеев С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст] / Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. – М.: издательство МАИ, 1998.
16. Официальный сайт фирмы Flowserve [электронный ресурс] . – URL: [www.flowserve.com](http://www.flowserve.com)



- 17 Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: Учебное пособие / КуАИ, Куйбышев, 1991, 94с.
- 18 Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / Под. ред. А.И.Белоусова – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002, 335с.
- 19 Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. М.: Наука, 1982. 280 с.
- 20 Эскин И.Д. Конструкция демпферов и контактных уплотнений опор роторов авиационных ГТД – Куйбышев: Изд-во КуАИ, 1984
- 21 Пономарев Ю.К., Проничев Ю.И., Чегодаев Д.Е., Вершигоров В.М., Кирилин А.Н. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1998, 234 с.

## **2.2 Образовательный контент по разделу ракетные двигатели малой тяги**

### **Введение**

В последнее время приобретают большое практическое значение задачи прикладного освоения космического пространства [1, 2] за счет применения космических аппаратов (КА) для навигации (заканчивается построение группировки спутников системы «Глонас»), связи, метеорологии, разведки ресурсов Земли, проведения в космосе лабораторных исследований и производства уникальных материалов.

Увеличивается количество запусков к МКС космических кораблей «Союз-ТМА» (до 5...6 кораблей в год) и грузовых кораблей «Прогресс». Планируются запуски КА в интересах Российской Академии наук, такие как «Луна-Ресурс», «Фобос-Грунт» и другие. В большинстве космических аппаратов в качестве исполнительных органов системы движением КА применяются жидкостные ракетные двигатели малой тяги (ЖРДМТ), работающие на принципе каталитического и термокatalитического разложения гидразина /3/.

В настоящее время все более пристальное внимание начинают обращать на себя экологически чистые компоненты топлива, такие как кислород-водород, кислород-метан, «зеленые топлива» и другие /4, 5/.

В ЖРДМТ эффективность рабочего процесса зависит от характера жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов или от качества распыла и интенсивности испарения для несамовоспламеняющихся компонентов и других, характерных для жидкого топлива, факторов. Для ряда ракетных двигателей малой тяги (РДМТ), целесообразно перейти с жидких на газообразные компоненты топлива, где соответствующие константы массообмена существенно выше, а характерные времена реакций весьма малы.

Расширяются и области применения как двигателей, так и химических генераторов концентрированных потоков энергии (ХГКПЭ), а также генераторов сверхзвуковых струй продуктов сгорания (ГСС) на основе камер сгорания ракетных двигателей малой тяги или воздушно-реактивных двигателей (ВРД). В последние годы эта проблема приобрела особую актуальность в связи с развитием струйных технологий /116/.

Наиболее интенсивно ракетные двигатели на газообразном топливе, преимущественно кислородно-водородном, развиваются в 60-70х годах и затем после перерыва, длившегося до конца 80х годов, ряд отечественных и зарубежных фирм вновь проявляет интерес к этому направлению.

Достигнутый в этой отрасли высокий уровень таких изделий, а также их уникальные энергетические возможности позволяют значительно увеличить производительность ряда технологических процессов за счет использования ГСС.

Источником энергии в таких устройствах является химическая энергия топлива, выделяющаяся при горении в камере сгорания. Транспортируется эта энергия струей продуктов сгорания организованной таким образом, чтобы обеспечить достаточный уровень ее концентрации, т.е. необходимый удельный тепловой поток в зоне взаимодействия с технологическим объектом. Поэтому такие устройства и получили название химические генераторы концентрированных потоков энергии. Обычно соответствующий уровень концентрации энергии в них обеспечивается сверхкритическим (как правило, с недорасширением) режимом истечения продуктов сгорания.

Эксплуатация на Янцевском карьере и других предприятиях термоотбойников, созданных по этому принципу в Харьковском авиационном институте, показала, что производительность разрушения крепких горных пород повышается в 5...10 раз по сравнению с использующимся для этих целей пневмоинструментом. Буровой станок, оснащенный трехполосовой горелкой, разработанной в Казахском политехническом институте, при прохождении скважин в Криворожье, обеспечил увеличение скорости проходки в 10...35 раз по сравнению с канатно-ударным станком.

Высокие скорости  $\sim 2000$  м/с и температуры  $\sim 3000$  К продуктов сгорания, реализуемые в ХГКПЭ, обеспечивают концентрацию энергии в струе  $\sim 10^{10}$  Вт/м<sup>2</sup>, уступающую лишь лучу лазера и электронному лучу, превышая их по мощности. Это позволяет использовать ХГКПЭ и для резки высокотеплопроводных материалов (типа алюминия, меди), в том числе в полевых условиях. Последнее особенно важно для уничтожения и разделки военной техники, в частности, по договору ОСВ-2, а также аналогичных объектов с целью вторичной переработки.

Разрабатываются ХГКПЭ и для напыления, уничтожения вредных отходов, зачистки поверхностей и других технологических процессов. Исследование этого направления в МГТУ им. Н.Э. Баумана, БГТУ, НИИМАШ, СГАУ, КБХМ, НПО «Энергия», РАТИ и других отечественных организациях, а также в США фирмами «United Aircraft Corporation, American Manufacturing Company, General Dynamics Corporation подтверждает высокую эффективность технологического использования струи продуктов сгорания ГСС.

Однако, если создание тяги с помощью ХГКПЭ подробно исследовано, то их разработка для иных целей встречают принципиальные трудности, связанные с отсутствием систематических представлений о всех стадиях преобразования энергии топлива в конкретной технологии.

В то же время, каждый технологический процесс диктует специфические требования к разрабатываемому ХГКПЭ, которые практически не исследованы. Так, резка материала определяется эффективностью его нагрева, плавления и выноса образовавшегося расплава, - процессов, практически не изученных в условиях воздействия сверхзвуковой высокотемпературной струи продуктов сгорания. При этом условия эксплуатации ХГКПЭ значительно отличаются от его использования в качестве РДМТ, а потребное время непрерывной работы обычно существенно превышает достигнутые в космической технике величины. До последнего времени не определены и предельные возможности ХГКПЭ в большинстве технологических процессов, в том числе наиболее интенсивно развивающемся направлении, - резке материалов. Это не дает возможность оценить его экономичность в конкретной технологии, затрудняет выбор топлива и режимных параметров камеры сгорания. Решению этих проблем и посвящено настоящее издание.

## **Конверсия двигателей малой тяги в химические генераторы концентрированных потоков энергии**

### **Особенности организации рабочего процесса в камерах сгорания РДМТ на газообразном топливе**

Наиболее интенсивно ракетные двигатели на газообразном топливе, преимущественно кислородно-водородном, развиваются в 60-70х годах и затем после перерыва, длившегося до конца 80х годов, ряд отечественных и зарубежных фирм вновь проявляет интерес к этому направлению. В отличие от РДМТ на жидких компонентах, эффективность рабочего процесса которых зависит от характера жидкофазного взаимодействия самовоспламеняющихся компонентов или от качества распыла и интенсивности испарения для несамовоспламеняющихся компонентов и других, характерных для жидкого топлива, факторов, рабочий процесс кислородно-водородных РДМТ определяется смещением компонентов в газовой фазе, где соответствующие компоненты массообмена существенно выше, а характерные времена реакций весьма малы. Совокупность этих факторов приводит, с одной стороны, к возможности обеспечения быстрого и эффективного преобразования компонентов на малых длинах, что весьма важно для РДМТ, с другой стороны, к быстрому размыву пристеночного слоя, то есть контакту высокотемпературных продуктов сгорания со стенкой камеры, что, как правило, означает ее прогар.

Проблема выбора схемы смесеобразования, обеспечивающей надежное охлаждение конструкции при широком изменении состава топлива в сочетании с высокой экономичностью, является основной при разработке камер на кислородно-водородном топливе. В РДМТ ее решение осложняется малыми потребными расходами компонентов, что ограничивает возможность использования регенеративного охлаждения. При организации же внутреннего охлаждения пристеночным слоем для уменьшения потерь экономичности необходимо избегать дефектной трансформации распределения состава рабочего тела по сечению камеры сгорания. Что осложняется небольшим числом смесителей. Уже в двигателях с расходом топлива менее 3г/с (что соответствует тяге 10Н) используется, как правило, один смесительный элемент, что усложняет обеспечение компромиссов между экономичностью и надежностью, особенно с учетом несамовоспламеняемости топлива.

В работе /166/ дается обзор смесителей для кислородно-водородного топлива и сопоставляется их эффективность (рис. 1.1). Наилучшие характеристики имеет триплетная схема 1, не нашедшая тем не менее широкого применения в РДМТ из-за трудностей охлаждения. Значительно более распространена коаксиальная схема 2, по типу смесителя двигателя J-2, обеспечивающая меньшие, чем триплетная схема, тепловые потоки в критическом сечении (рис. 1.1) /67/. Отмечается повышение ее эффективности при использовании газообразных компонентов по сравнению с жидкофазным вариантом.

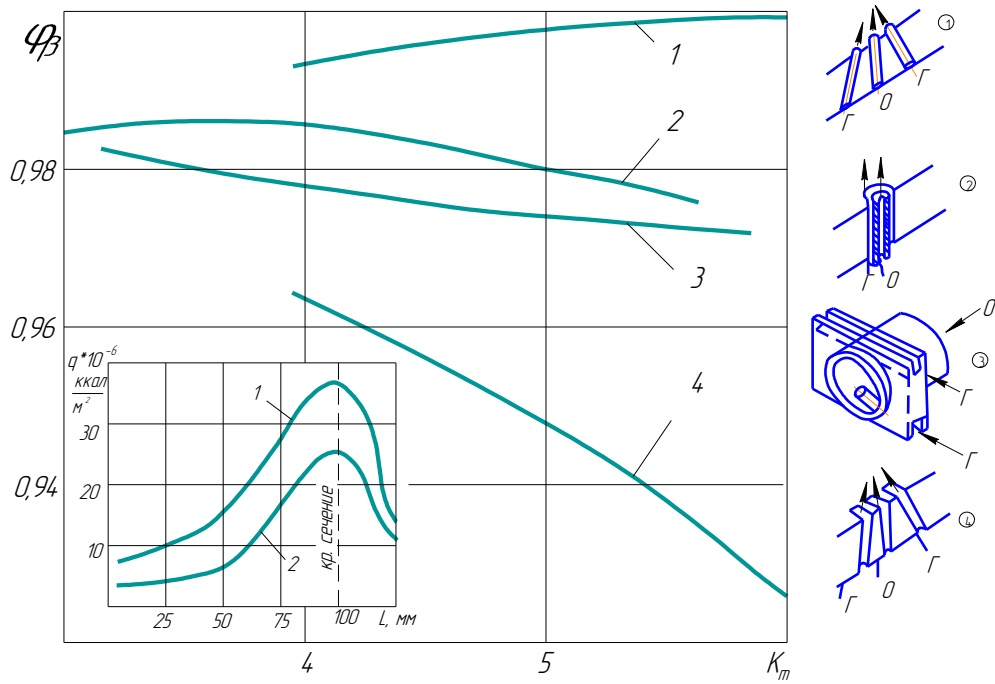


Рис. 1.1. Сравнительные характеристики смесителей для кислородно-водородного топлива.

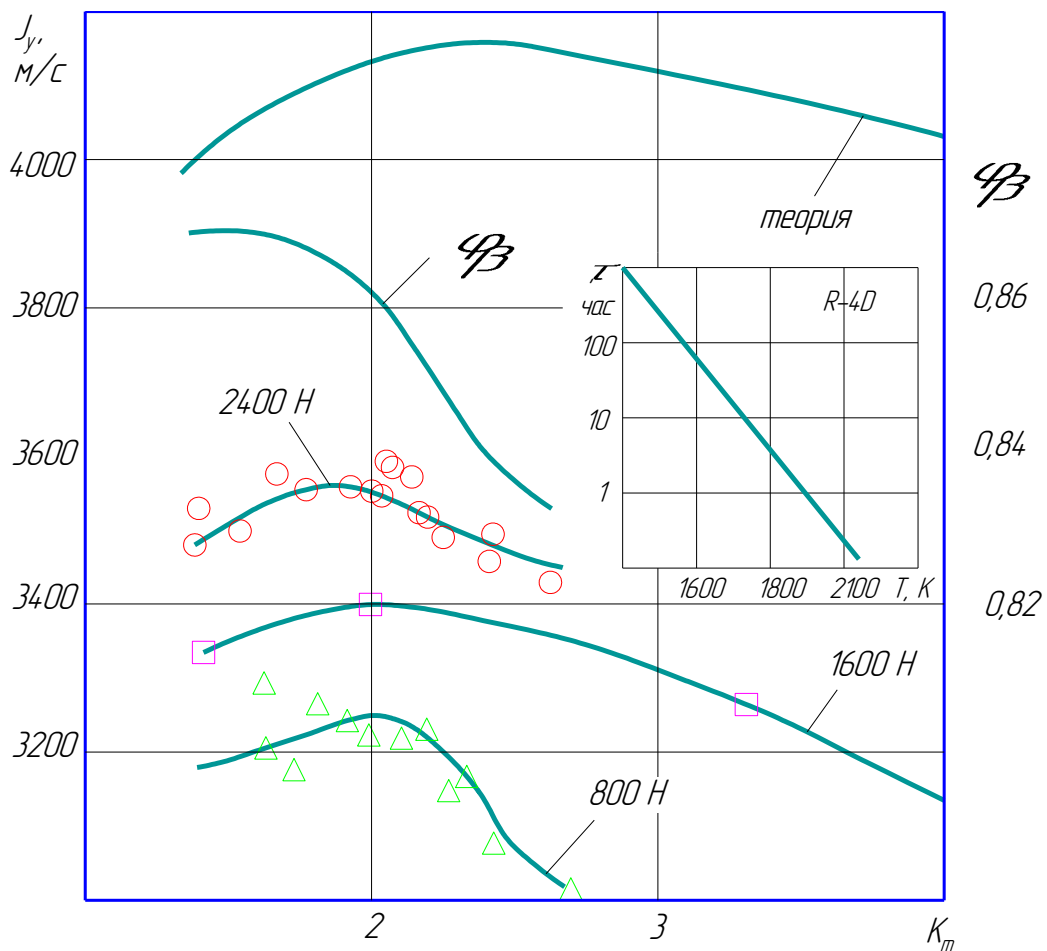


Рис. 1.2. Влияние размерности двигателя на его экономичность.

Для ЖРД дальнейшее развитие связывают с повышением давления в камере сгорания /168 /, а для РДМТ на тех же  $H_2 + O_2$  предпочтение отдается низким давлениям в камере сгорания ( $100...200 \text{ кН/м}^2$ ), так как в этом случае используется естественный наддув баков, а в качестве ресиверов могут служить основные баки без дополнительной аппаратуры. Это компенсирует некоторое снижение удельных характеристик ( $I_{y.l.} = 3800 \text{ м/с}$ ) /67/. Однако, даже при низких давлениях отмечаются трудности, связанные с охлаждением. Требование большого ресурса, предъявляемого к РДМТ, а тем более промышленным генераторам, делает необходимым обеспечение не только достижения установленного теплового режима, но и длительной работы материала конструкции на этом режиме. Увеличение же температуры стенки существенно сокращает ресурс двигателя, что хорошо видно на примере двигателя R-4D (программа «Apollo») – рис. 1.2 /27/. Поэтому допустимый уровень температуры конструкции при одинаковом материале в промышленных генераторах ниже, а расход охладителя должен быть выше, чем у РДМТ. Это же обстоятельство приводит даже для РДМТ, к выбору  $\alpha = 0,3...0,32$  /67/, хотя с учетом энергомассовых характеристик аппарата в целом оптимальное  $\alpha$  сдвигается в сторону больших величин. С уменьшением размерности двигателя проблема охлаждения обостряется. Меньшая эффективность регенеративного охлаждения при малых располагаемых расходах  $H_2$  приводит к необходимости увеличения подачи водорода в пленочную завесу, что в свою очередь, приводит к дополнительным потерям. Этот факт хорошо иллюстрируется экспериментальными данными работы /167/, где снижение тяги с 2400Н до 800Н привело к уменьшению  $I_{y.l.}$  на ~9 % даже при относительно высоких тягах (рис. 1.2). Аналогично влияет на потери и увеличение  $K_m$ , так как при постоянном расходе с ростом  $K_m$  располагаемый расход  $H_2$  уменьшается, а  $T_k$  возрастает, что вызывает необходимость интенсификации пленочного охлаждения и соответственно, дополнительные потери.

Определенные возможности в этом плане представляет противоточная схема смесеобразования, примененная фирмой «Белл» в кислородно-водородном РДМТ тягой 223Н (рис. 1.3а) /100/. Она удачно сочетает требования к наличию устойчивого пристенка в камере сгорания и экономичности двигателя. В то же время ее возможности ограничиваются эффективностью регенеративного охлаждения критического сечения, так как в наиболее напряженном участке по существу никакого пристенка нет. Здесь возможны очень высокие тепловые потоки, которые снижают лишь за счет регенеративного охлаждения, что делает эту схему неприемлемой для РДМТ с малым расходом  $H_2$ .

В камерах тягой не менее 500Н, наиболее широко используемых в системах управления, охлаждение возможно лишь за счет пристеночного слоя (иногда в совокупности с емкостным), однако существует еще возможность организации пристенка специальными форсунками. Первые двигатели этого класса имели систему смесеобразования, аналогичную жидкостным прототипам.

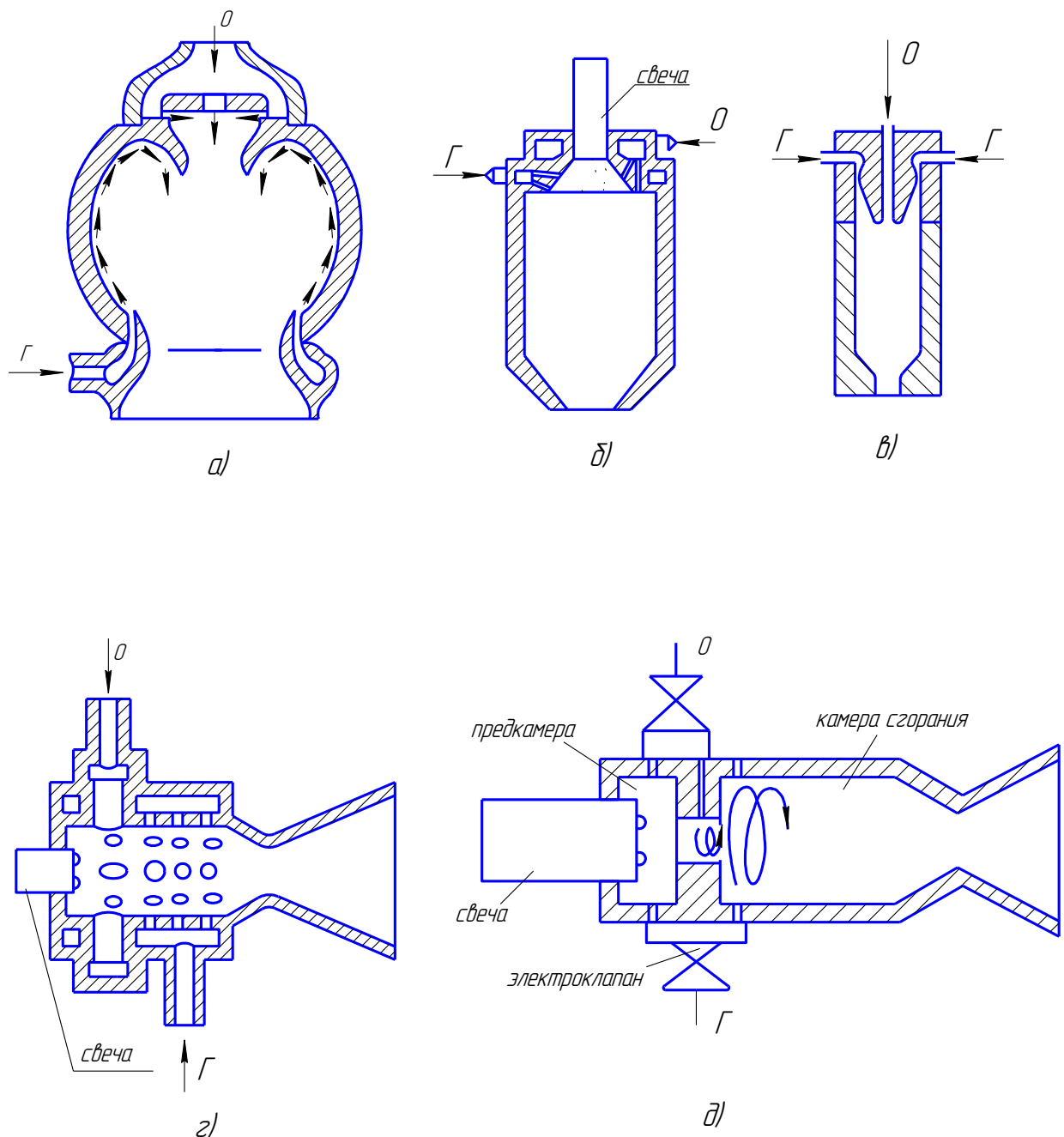


Рис. 1.3. Схемы смесеобразования РДМТ на газообразном топливе:  
 а) противоточная; б) с шатровой головкой; в) прямотруйная; г) с распределением подачи компонента по длине камеры; д) с закруткой от форсуночной головки.

Компоненты подавались в камеру сгорания через центробежные форсунки. Такая схема оказалась неприемлемой из-за недостаточно эффективного внутреннего охлаждения. Камеры могли работать либо с принудительным охлаждением водой, либо при  $\alpha \sim 0,08$ .

Схема камеры тягой 100Н с шатровой головкой приведена на рис. 1.3б. Пристенок организовывался набором периферийных струйных форсунок по аналогии с полноразмерными двигателями. Однако и эта схема не обеспечила охлаждения, особенно докритической части сопла. Подобные схемы широко распространены и за рубежом [42, 55].



Общим недостатком струйных смесителей является сложность подбора диаметров форсунок в условиях слабой разработанности теории этого вопроса и чрезмерная чувствительность таких схем к отклонениям как конструктивных, так и режимных параметров.

В камерах тягой менее 10Н организация пристенка еще более усложняется, так как величина расхода  $H_2$  и конструктивные соображения не позволяют выделить для этой цели специальные форсунки. Организация смешения компонентов и охлаждения стенок одним смесителем в условиях малых линейных размеров приводит к наличию существенных потерь в таких камерах. Так в разработанной фирмами «Марквардт» и «Эллис Чалмерс» установке, содержащей электролизер для получения газообразных  $H_2 + O_2$  и двигатель с номинальной тягой 4,5Н, удельный импульс тяги составляет 3320м/с /49/. Сведения о тепловом состоянии в инструкции не приводятся.

Попытка организации рабочего процесса в двигателе номиналом 1...10Н с помощью коаксиального смесительного элемента содержится в работе /169/. Основное внимание здесь уделялось исследованию влияния форсунок смесителя на удельные параметры и тепловой режим двигателя. Выбранная схема (рис. 1.3в) представляет собой, по существу, единичный смесительный элемент полноразмерного ЖРД (рис. 1.1), а его дополнительная профилировка приводит к скрещиванию векторов скоростей окислителя и горючего аналогично триплетной схеме. Отсутствие специальных мер по обеспечению устойчивости пристенка приводит к быстрому его разрушению при незавершенности основных процессов преобразования компонентов, что вызывает большие потери (рис. 1.4). В то же время экспериментальное подтверждение удовлетворительного теплового состояния конструкции отсутствует, приводятся лишь расчетные данные: 970К после 120с работы.

В середине 60х годов разрабатывались ракетные двигатели на газообразном кислородном и пропане тягой 0,25...2Н, которые испытывались также на кислороде и водороде. Особенность этих двигателей состоит в том, что смешение компонентов организуется с помощью струйных форсунок, расположенных на боковой поверхности камеры таким образом, что вблизи рабочей зоны свечи и стенок камеры образуется зона пониженной температуры (рис. 1.3г). Аналогичные схемы с дожиганием горючего во вторичной зоне в работе /101/ предлагается использовать при значительном избытке одного из компонентов.

В работе /158/ описан двигатель, форсунка-воспламенитель которого была разработана и изготовлена фирмой «Aerojet Techsystem Company» по прямотруйной схеме. Двигатель тягой 200Н работает в диапазоне  $\alpha = 0,125...0,625$  при давлении в камере 966...2829 кПа. Внутреннее охлаждение обеспечивалось подачей горючего по стенкам камеры. Рассматривался и вариант камеры сгорания с регенеративным охлаждением одноканального и проточного типа. И хотя максимальная длительность испытаний в последнем случае составила всего 50с при коэффициенте избытка окислителя  $\alpha = 0,31$  из-за высокой температуры конечной части головки камеры, тем не менее, низкий уровень температур в критическом сечении дает возможность оптимизировать регенеративное охлаждение с точки зрения температуры охладителя. Другой путь обеспечения длительной работы двигателя реализован применением рениевой камеры, которая позволила обеспечить непрерывный режим 2800с при температуре 1093...1816°С. однако сведения о величине расходного комплекса не приводятся.

Это направление развивается в работе /91/, где наряду с внутренним охлаждением используются сопла из вольфрама, тантала, ниобия 59 и БСГ-30 на основе графита, предназначенные для кратковременной работы. Для этих же целей используются тепловые мосты из высокотеплопроводных материалов, например, меди /102/ или бериллия /103/. Комбинация тугоплавких материалов типа  $ZrN$ ,  $MaSi_2$ ,  $WSi_2$ ,  $HfN$ ,  $HfSi_2$ , и материалов с высокой теплопроводностью позволяет обеспечить длительности включения двигателя до 10000с /91/, однако при этом необходим отвод тепла от головки камеры порядка 50...100Вт, а от камеры двигателя ~250...500Вт. Основным местом разрушения при этом является минимальное сечение сопла /91/.

Рассматриваются также схемы пленочного охлаждения с помощью впрыска компонентов в трансзвуковую часть сопла или камеру сгорания через щели или пористые элементы /104/. Такие схемы целесообразны только при больших расходах компонентов, то есть при уровнях тяг выше 100Н, на непрерывных режимах работы.

Начиная с середины 60х годов, систематические исследования РДМТ на газообразных  $H_2 + O_2$  проводятся в лаборатории микроэнергетики СГАУ /7, 53, 56, 73, 111, 122, 137, 138, 153/. Разработанная здесь схема смесеобразования (рис. 1.3д) обеспечивает и высокие удельные параметры, и приемлемое тепловое состояние конструкции камеры номиналом 3Н. Компоненты поступают в камеру сгорания через форкамерные и основные форсунки. В форкамеру поступает небольшая часть компонентов (1...5% от общего расхода), которые воспламеняются свечой электроэрозионного типа. Для обеспечения теплового режима свечи коэффициент избытка окислителя выбирается небольшим, но достаточным для надежного воспламенения. Генерируемый свечой единичный искровой разряд возбуждает горение компонентов топлива в форкамере, существующее затем автономно на протяжении всего времени поступления топлива. Устойчиво существующий в форкамере фронт пламени, чему в значительной степени способствует низкая расходонапряженность последней, обеспечивает постоянный выброс продуктов сгорания через соединительный канал в основную камеру. Остальная часть топлива поступает в камеру сгорания через тангенциальные форсунки, закручивающие потоки компонентов в одном направлении, причем водород подается на стенки камеры для охлаждения. Общий уровень потерь на непрерывных режимах работы этих РДМТ при тяге 3Н составляет 8...9% по сравнению с 14...23% у камеры со струйным смесителем и тягой 10Н /170/ (рис. 1.4).

Изделие имеет также высокие динамические характеристики, практически недостижимые для РДМТ на жидких компонентах. Так, при длительности включения всего 0,015с экспериментально определенная величина среднеинтегрального расходного комплекса составляет 1600м/с /122, 137/. Совокупность основных конструктивных параметров этой схемы, обеспечивающая наилучшие характеристики рабочего процесса, была найдена экспериментально /122/.

Интенсификация горения с помощью закрутки компонентов предлагается и в работе /105/. Горение горючего с воздухом осуществляется в две ступени: вначале у входного торца камеры обеспечивается избыток горючего, а затем газовая смесь дожигается на другом участке цилиндрического канала, в который через расположенные в виде кольцевого ряда отверстия подается дополнительный расход

окислителя. Схема близка к схеме камеры сгорания ВРД и может быть использована только при больших коэффициентах избытка окислителя.

В работе /106/ для уменьшения отношения длины камеры сгорания к ее диаметру  $D$  применена закрутка компонентов топлива. Она позволила уменьшить отношение  $L/D$  с 2,8 до 0,125. Закрутка топлива в работах /107, 109/ наряду с интенсификацией процесса горения обеспечила надежную защиту стенки камеры и позволила ограничиться только внутренним охлаждением.

Интересная схема организации рабочего процесса в камере РДМТ описана в /108/. Здесь приводятся некоторые варианты конструктивного исполнения камеры двигателя с различным количеством и расположением каналов, подводящих компоненты топлива. Один из вариантов показан на рис. 1.5. Задняя стенка камеры сгорания снабжена соплом 1. ось сопла совпадает с осью камеры, а площадь минимального сечения значительно меньше площади стенки. Через каналы 2 и 3 осуществляется тангенциальный подвод компонентов топлива в камеру сгорания у задней стенки. Это обеспечивает их закрутку и активное перемешивание. Осуществляется охлаждение трансзвуковой части путем передачи тепла от стенки к вращающейся топливной смеси.

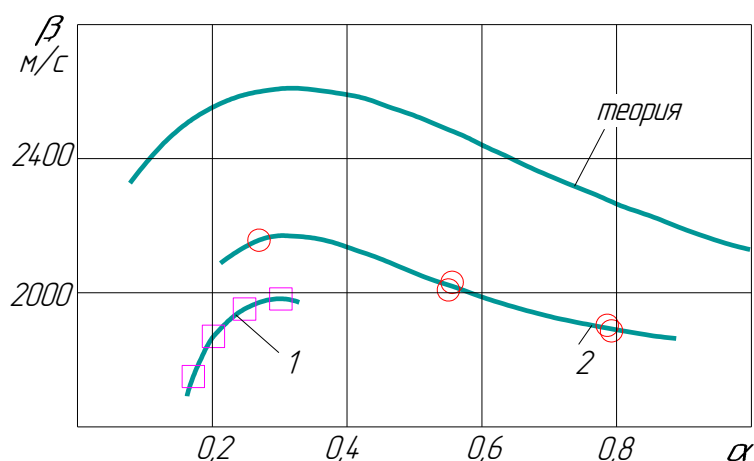


Рис. 1.4. Сравнительная экономичность прямоструйной на тягу 10Н (1) и с закруткой от форсуночной головки на тягу 3Н схем смесеобразования.

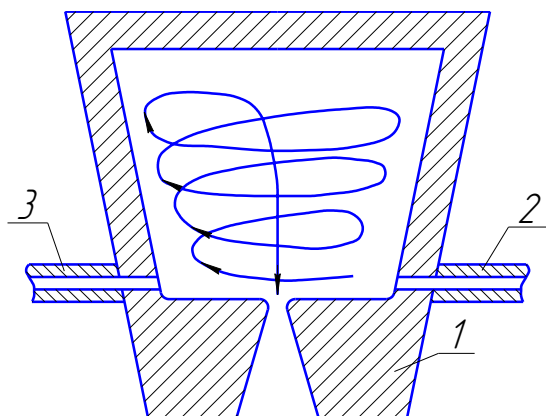


Рис. 1.5. Схема смесеобразования газообразного топлива с закруткой от сопла: 1 – сопло; 2, 3 – тангенциальные каналы окислителя и горючего.

Камера сгорания выполнена в форме конуса с углом раствора к передней стенке. Это позволяет закрученным по стенке компонентам топлива, перемешиваясь, двигаться к передней стенке камеры. Степень закрутки при движении снижается. В центре камеры происходит интенсивное выгорание топливной смеси. Образующиеся продукты сгорания движутся уже в противоположном направлении к соплу 1. Закрутка потоков, несомненно, интенсифицирует процесс перемешивания компонентов топлива и обеспечивает высокую полноту сгорания. Однако при таком способе организации внутрикамерного рабочего процесса будут сильно перегреваться боковая и особенно передняя стенки камеры сгорания, а также сопло.

Таким образом, закрутка компонентов с целью интенсификации процессов их смешения, а в ряде случаев и охлаждения стенок, успешно используется в схемах РДМТ на газообразных компонентах топлива. Однако ни в одной из перечисленных работ не приводятся методы поиска наилучших решений для схем, использующих закрутку потоков компонентов топлива, в то время как именно закрутка принципиально отличает одну из наилучших схем (рис. 1.3д) от приведенной в /169/ (рис. 1.3в) прямотруйной схемы, дающей существенно худшие характеристики (рис. 1.5).

### Рабочий процесс и конструктивные схемы химических генераторов концентрических потоков энергии

Основным элементом, общим для различных ГСС, является камера сгорания. Проблемы создания камер сгорания применительно к РДМТ и промышленным генераторам имеют много общего. В большинстве разработок таких генераторов используется опыт создания ракетных или воздушно-реактивных камер, работающих на твердом, жидком или газообразном топливах/9, 10...22, 25, 26, 29, 30, 31, 33, 34, 36, 40, 48, 59, 61, 63, 64, 65, 81, 95...99, 127, 136, 144, 164, 165, 166/.

в США для резки материалов предложена малогабаритная камера сгорания /108/, работающая на твердом горючем типа полиметилметакрилат 4 и кислороде, выделяющемся из кислородосодержащей смеси 3 (рис. 1.6).

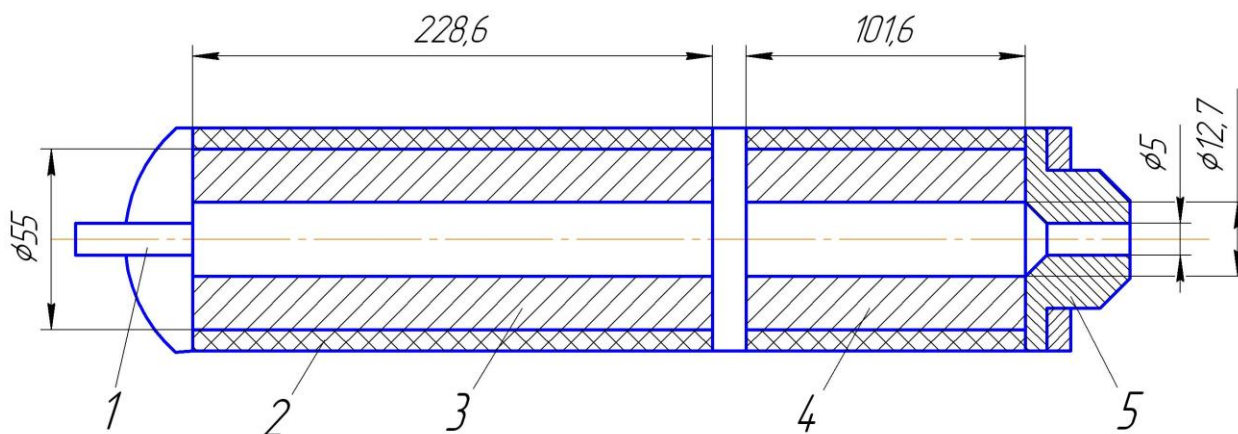


Рис. 1.6. Генератор на твердом топливе. 1 - разгрузочный клапан, 2 - корпус, 3 - заряд твердого окислителя, 4 - заряд твердого горючего, 5 - сопло.

Такая камера генерирует продукты сгорания со сверхзвуковой скоростью истечения, высокой температурой (2033К), на выходе из сопла 5 и дальнебойностью 75...100мм. устройство, в состав которого входит камера сгорания, используется для резки сталей толщиной 9,5 мм с довольно высокой скоростью 11 мм/с. Однако, устройство имеет весьма ограниченную область применения, преимущественно в аварийно-спасательных работах, из-за небольшого времени функционирования, определяемого запасом горючего в заряде.

Использование жидкофазных компонентов широко распространено в космической энергетике и, по-видимому, вряд ли выйдет за ее пределы. Это связано с тем, что для других технологических применений наиболее характерный расход рабочего тела 1...5г/с определяет диаметр форсунок жидких компонентов порядка 0,1мм с известными технологическими и эксплуатационными проблемами. Кроме того, возникают принципиальные трудности организации внутреннего охлаждения стенок камеры, необходимого для реализации длительных режимов работы в течение десятков и даже сотен часов. в связи с этим жидкое топливо не нашло применения в ГСС /142/.

Наибольшее применение в промышленных генераторах нашли топливные композиции из газообразного окислителя и газообразного или жидкого горючего. Последнее направление интенсивно развивается в Харьковском авиационном институте, МГТУ им. Э.Н. Баумана и других организациях. в этих генераторах можно выделить два характерных типа схем организации рабочего процесса.

1. При использовании в качестве окислителя воздуха смесеобразование в генераторах, их охлаждение, воспламенение топлива и стабилизация фронта пламени организуется подобно камерам ВРД / 33, 34, 40, 48, 58, 59, 61, 63 ,64, 65, 81, 127/.

2. Использование в качестве окислителя газообразного кислорода значительно поднимает теплонапряженность камеры и приводит к необходимости организации смесеобразования и охлаждения подобно камерам РДМТ /25, 26, 144 /.

Характерная схема генератора газовых струй с использованием сжатого воздуха в качестве окислителя приведена в /127/. По способу выполнения охлаждающего тракта такие генераторы делятся на два типа: с регенеративным охлаждением и открытой охлаждающей системой. В последнем случае воздух после омытия нагретых поверхностей камеры сгорания и сопла истекает через специальные отверстия в окружающее пространство, причем потребный по условиям охлаждения расход воздуха достигает 70% от его количества, участвующего в горении и формировании газовой струи. Генераторы с регенеративным охлаждением благодаря использованию в рабочем процессе нагретого в охлаждающем тракте воздуха обеспечивают более высокие параметры генерируемой струи и являются более экономичными.

Такой генератор (рис. 1.7) состоит из фронтального устройства 1, в центре которого расположена форсунка горючего 2 ,камеры сгорания 3, дефлектора 4, кожуха 5 и реактивного сопла 6. В большинстве случаев фронтальное устройство 1 представляет собой лопастной завихритель, обеспечивающий ввод в камеру сгорания 20% всего поступающего в генератор воздуха для получения максимально возможных относительных скоростей топливных компонентов в зоне смесеобразования. Остальная часть воздуха является охлаждающей. Он протекает по каналу между кожухом 5 и дефлектором 4, омывает сопло 6 и возвращается по

зазору между дефлектором 4 и камерой 3. В камере выполнены радиальные отверстия, расположенные в поясах 1...7, через которые вторичный воздух постепенно поступает в камеру сгорания и участвует в горении.

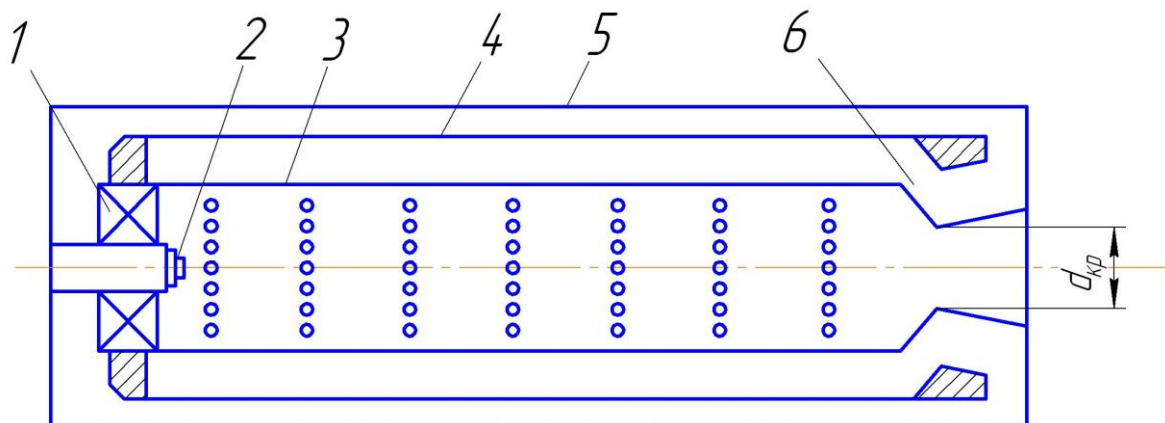


Рис. 1.7. Бензовоздушный генератор с регенеративным охлаждением. 1 – фронтальное устройство, 2 – форсунка горючего, 3 – камера сгорания, 4 – дефлектор, 5 – кожух, 6 – сопло.

В работах /58, 81, 144/ предлагается оценивать эффективность этих малогабаритных генераторов энергетическим КПД :

$$\eta_k = T_{к.в} / T_{к.т}$$

или полнотой тепловыделения.

Длительная доводка таких генераторов, преимущественно на топливе бензин+воздух, позволила получить в наиболее удачных конструкциях жаровых труб с комбинированным подводом вторичного воздуха (радиально-тангенциальным) достаточно высокий уровень полноты тепловыделения  $\eta_k = 0,7...0,9$  (рис. 1.8) /127/. Однако перевод отработанной конструкции на керосин вызывает значительные трудности и требует большого объема эксперимента /81/. Это связано с тем, что к таким генераторам предъявляют ряд жестких, иногда противоречивых требований /58/, вытекающих из условий их эксплуатации:

- минимальные габариты, при большой теплонапряженности  $Q_v = 0,7...1,0$  кВт/м<sup>3</sup>Па ;
- высокая полнота тепловыделения на всех режимах;
- надежный запуск в диапазоне изменения температуры окружающей среды от -30°C до +45°C;
- простота конструкции;
- обеспечение необходимого ресурса.

Создание малогабаритных генераторов затруднено тем, что в камерах сгорания не удается достичь качественного смесеобразования в широком диапазоне рабочих режимов из-за низкой поперечной расходонапряженности (1,2...4 г/см<sup>2</sup> с, в то время как у полноразмерных камер сгорания ВРД 20...50г/ см<sup>2</sup> с). Малые расходы компонентов через генератор обуславливают низкие относительные скорости газов в начале камеры сгорания и некачественное смесеобразование, определяющее полноту сгорания и другие энергетические характеристики генератора /58/.

Решение этой проблемы во всех известных работах, в том числе /33, 58, 81, 127/, основывается на эмпирическом подходе, т.е. на экспериментальном исследовании

различных конструктивных схем фронтальных устройств генераторов, направленных на улучшение смесеобразования в начальном участке камеры сгорания, повышение устойчивости при различных горючих, увеличение полноты сгорания топлива, расширение температурного диапазона компонентов.

В то же время сложность процессов, происходящих в камере сгорания, не позволяет априори получить связь ее энергетических характеристик с геометрическими параметрами смесителя как в рамках одной схемы, так и, тем более, для различных схем. Так, в /127/ величина полноты тепловыделения камеры сгорания газогенератора не рассчитывается, а выбирается из экспериментальных данных. Это затрудняет поиск оптимальных решений при проектировании генераторов.

Другой существенной проблемой при проектировании генераторов является обеспечение надежного запуска при полном расходе топливных компонентов («пушечный» запуск) /59/. Малогабаритные генераторы запускают на пониженных (20...25%) расходах топливных компонентов с последующим плавным переходом на рабочий режим. Такой растянутый во времени запуск и последующий вывод генератора на рабочий режим требует ручного управления и дополнительных расходов компонентов.

В сравнении с ручным управлением «пушечный» запуск генераторов позволяет:

- увеличить производительность генераторов;
- механизировать ручной труд оператора;
- осуществить дистанционное управление;
- сократить потери топлива при запуске.

Однако при решении этой проблемы из-за малых диаметральных размеров камер сгорания возникают трудности размещения фронтальных устройств, форсунок и специальных устройств для воспламенения, особенно для широкого диапазона режимных факторов. Это еще более сужает область оптимальных решений и требует формирования научных основ ее поиска.



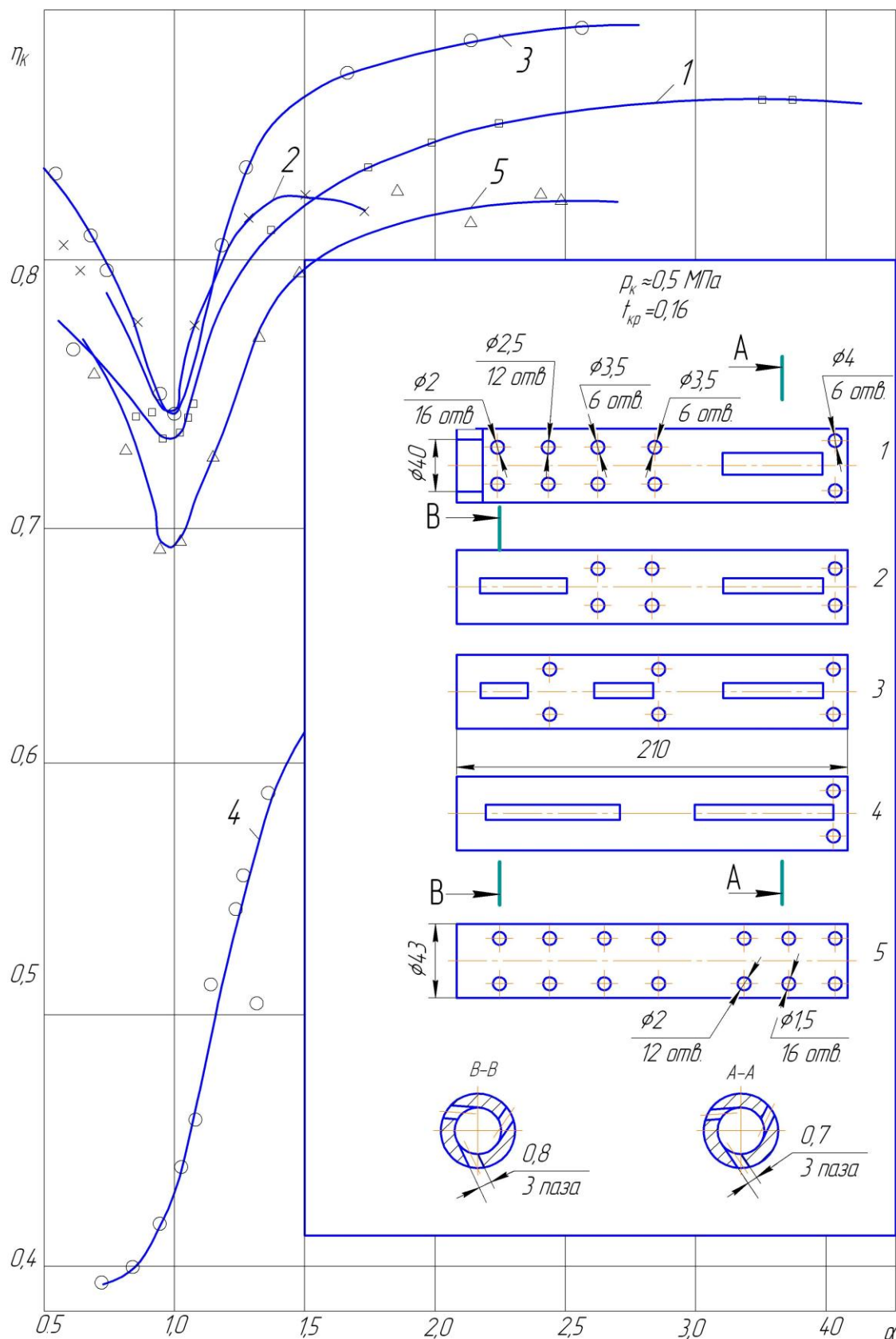


Рис. 1.8. Экспериментальная зависимость полноты тепловыделения бензовоздушных генераторов от коэффициента избытка окислителя: 1, 2, 3 – жаровые трубы с различной комбинацией подвода вторичного воздуха по радиальным и тангенциальным каналам; 4 – жаровая труба с тангенциальным подводом вторичного воздуха; 5 – жаровая труба с радиальным подводом вторичного воздуха.



Проектирование устройств со вторым типом смесеобразования на базе рабочего процесса РДМТ встречается принципиально с теми же трудностями из-за значительного обострения проблемы охлаждения вследствие использования более интенсивного окислителя - кислорода. Характерным представителем этого направления является генератор на базе газовихревой камеры сгорания /25/. В этой работе предлагается для получения равномерного и устойчивого пристеночного слоя применять газовихревую защиту стенок с использованием окислителя. В связи с малостью расходов компонентов топлива защита стенок от воздействия высоких температур неразрывно связана с рабочим процессом, и поэтому применение газовихревой защиты приводит к организации процесса сгорания топлива и истечения продуктов сгорания с закруткой рабочего тела. В /25/ рассматриваются три схемы организации рабочего процесса, классифицированные по месту установки завихрителя (рис. 1.9). Анализ этих схем приводит автора к выводу, что в схемах, близких к традиционным для РДМТ (рис. 1.9а, б), позволяющим получить высокую полноту сгорания топлива при отсутствии наружного охлаждения, не обеспечивается надежная защита стенок камеры, а в схеме (рис. 1.9б) сопло разрушается в области критического сечения.

Ухудшение защиты стенок сопла генератора связывается автором с потерей устойчивости газового вихря при перемещении его от завихрителя к выходу из камеры. В связи с этим предлагается установка завихрителя непосредственно на входе в сопло (рис. 1.9в). Здесь качество смесеобразования обеспечивается наличием закрутки потока, интенсифицирующей процессы турбулентного обмена и наличием возвратных течений. Отмечается принципиальная возможность формулировки полной математической модели закрученного турбулентного потока сжимаемого рабочего тела с горением в камере сгорания и истечением через сопло. Однако решение такой задачи, даже численными методами, представляет сложную проблему. Следует отметить, что сомнительной представляется и возможность корректной формулировки краевых условий для такой модели.

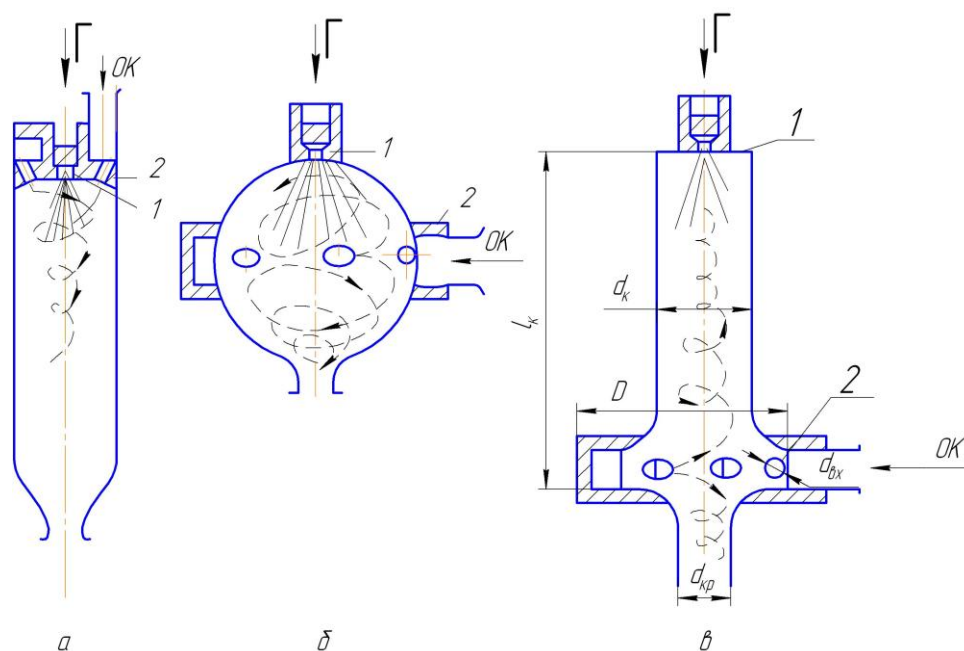


Рис. 1.9. Схема газовихревых камер с подводом газообразного компонента топлива: а) от форсуночной головки; б) на периферии камеры; в) от сопла.

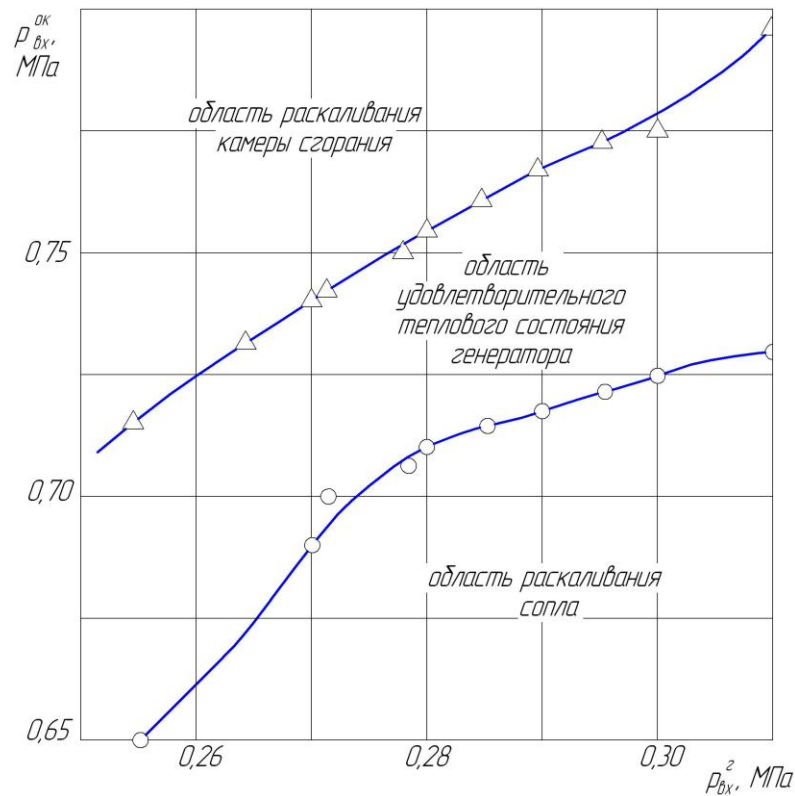


Рис. 1.10. Области режимов работы бензокислородного генератора

Экспериментальное исследование [26] выбранной автором схемы показало, что надежное охлаждение всей конструкции камеры обеспечивается в довольно небольшом «коридоре» давлений подачи окислителя (при характерной величине давления  $7 \cdot 10^5$  Па максимальные отклонения не должны превышать  $0,3 \cdot 10^5$  Па, т.е.  $\sim 4\%$ ), см. рис.1.10. Установлено, что при превышении некоторого давления подачи окислителя раскалываются стенки камеры сгорания между завихрителями и форсуночной головкой, при понижении давления ниже соответствующего уровня разрушается сопло. Причем уровни максимального и минимального давления подачи окислителя зависят от давления подачи горючего, что представляет определенные эксплуатационные сложности.

В работе [144] обобщаются в критериальной форме результаты экспериментального исследования такой схемы. Отмечается невысокий уровень полноты тепловыделения (рис. 1.11) в диапазоне  $\eta_k = 0,16 \dots 0,5$  и выделяются параметры системы смесеобразования: геометрическая характеристика камеры  $A_k = Dd_k / id_{вх}^2$  (где  $i$  – число входных каналов диаметром  $d_{вх}$ ), относительный диаметр завихрителя  $d_k / D$  и параметр изобаричности камеры  $d_{кр} / d_k$  - влияющие на экономичность камеры с учетом зависимости коэффициента расхода от закрутки рабочего тела. Такой подход в условиях весьма сложных и недостаточно исследованных процессов, протекающих в камере сгорания и сопловом устройстве, представляется более продуктивным, чем попытки формулирования априорных численных моделей с неопределенными краевыми условиями. Однако, при выделении определяющих критериев необходимо максимально использовать их

возможности их физического обоснования, особенно по принципу их достаточности.

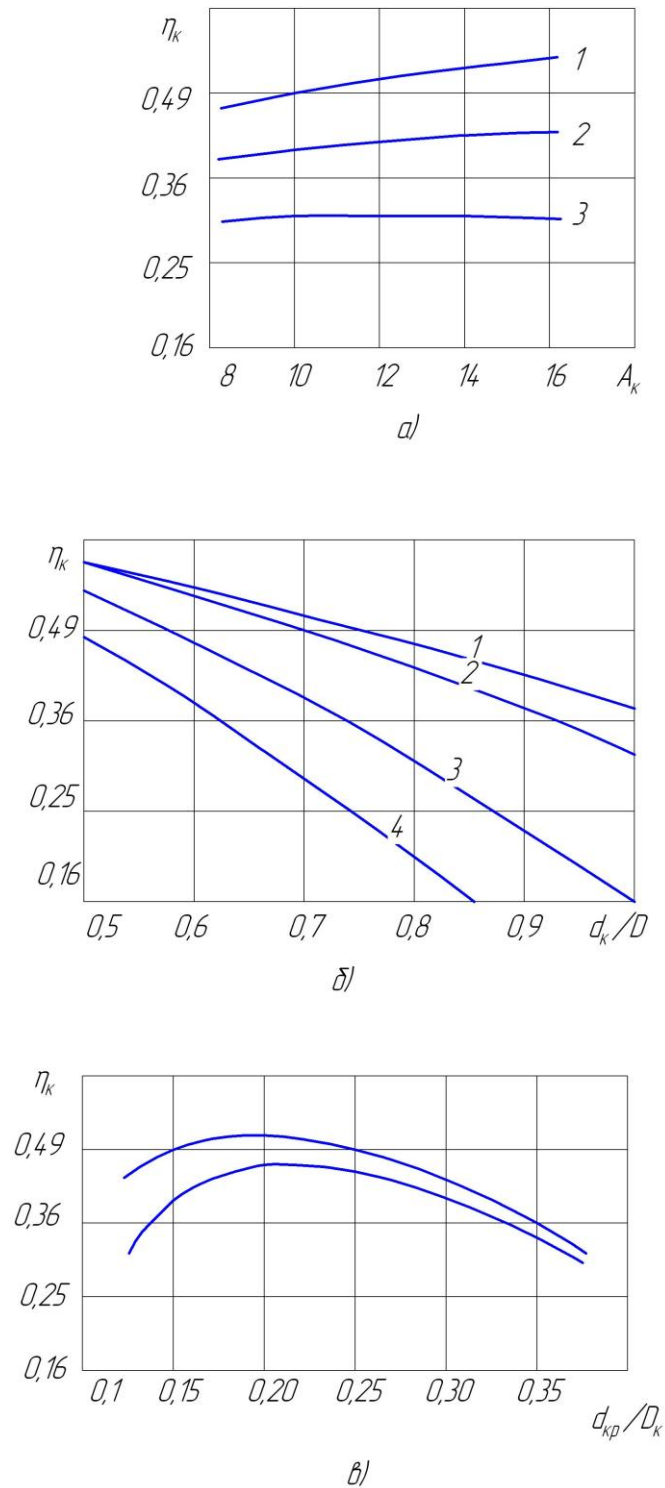
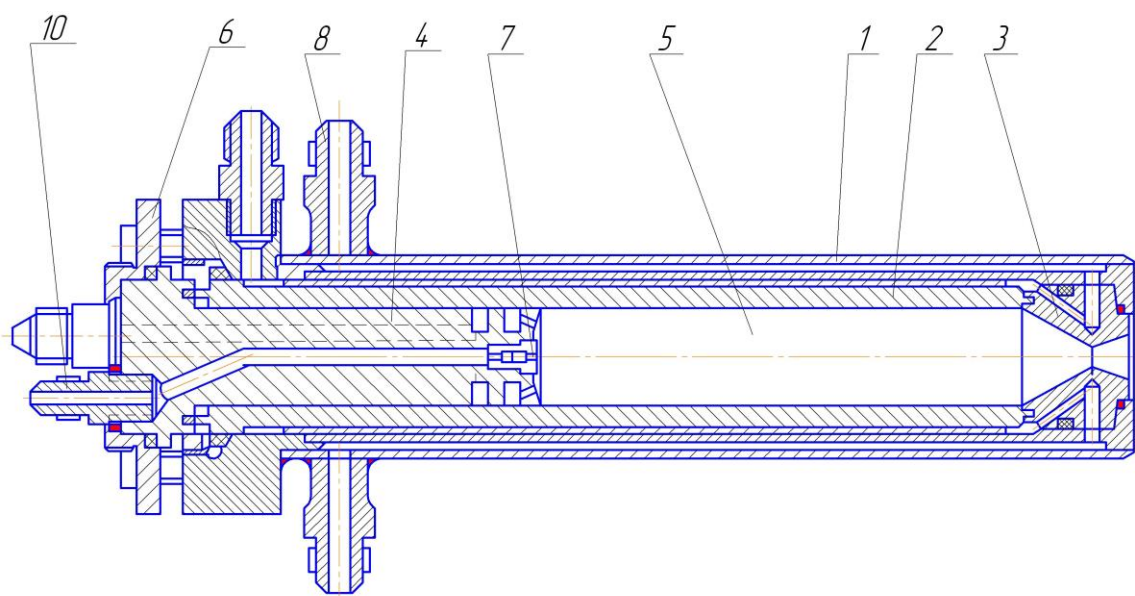


Рис. 1.11. Зависимость полноты тепловыделения керосино-воздушного генератора с газовихревой камерой от его параметров: а) геометрической характеристики камеры; б) относительного диаметра завихрителя; в) параметра изобаричности.

В последнее время появились конструкции генераторов, совмещающие принципы организации рабочего процесса в камерах сгорания ВРД и РДМТ [57]. Схема такого генератора приведена на рисунке 1.12. Форсуночная головка с длинной жаровой трубой 2, принудительно охлаждается проточной водой, включая и сверхзвуковое

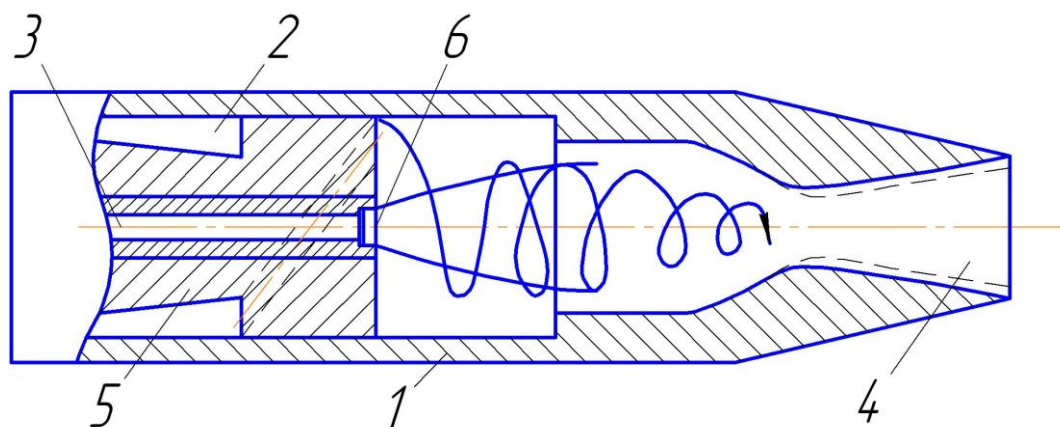
сопло. Сведения о полноте тепловыделения не приводятся, однако констатируется высокий термический к.п.д. процесса резки, определение которого нуждается в более тщательном обосновании. Здесь, как и в других рассмотренных конструкциях, не решены трудности, связанные с внутренним воспламенением топлива. Запуск генератора осуществляется поджигом топливной смеси за пределами сопла, что представляет рассмотренные ранее эксплуатационные трудности. Применение жидкого горючего обуславливает, кроме перечисленных, и экологические проблемы. Появляются попытки их решения за счет добавок водорода к углеводородному горючему /63, 64, 65 121/, кроме того в этом случае появляется возможность и увеличения производительности процесса /65/. Этот подход представляется перспективным, однако здесь возникают сложности, связанные с его практической реализацией.



*Рис. 1.12. Схема установки огневой резки: 1 – цилиндрический корпус; 2 – жаровая труба; 3 – сопло; 4 – форсуночная головка; 5 – камера сгорания; 6 – фланец; 7 – форсунка горючего; 8 – штуцер подвода окружающей воды; 9 – штуцер подвода кислорода; 10 – штуцер подвода керосина.*

Дальнейшим развитием этого направления является переход на газообразное горючее в том числе и водородное, не требующее использования третьего компонента. Это обеспечивает повышение полноты сгорания топлива и его объемных расходов, а также улучшение динамических и экологических характеристик камеры. Так, в патенте США /97/ описывается генератор сверхзвуковой струи для бесшлаковой резки нержавеющей стали. Охлаждение камеры сгорания (рис. 1.13), осуществляется за счет тангенциальной подачи кислорода 2 и образования пристеночного слоя на стенке корпуса 1. водород 3 впрыскивается в центр потока осевой форсункой 6. схема была апробирована также на природном газе и пропане, в качестве окислителя может использоваться воздух. Расход окислителя при воспламенении регулируется ручными вентилями, а в процессе работы - критическими расходными диафрагмами, поддерживающими постоянный расход компонентов. Таким образом, даже использование газообразных компонентов не обеспечило реализацию «пушечного» запуска.

Кроме того, здесь реализуется рабочий процесс по схеме рис. 1.9а с перечисленными выше трудностями охлаждения.



*Рис. 1.13. Кислородно – водородная камера с тангенциальной подачей окислителя: 1-корпус камеры сгорания; 2 – коллектор кислорода; 3- подвод водорода; 4 – сопло; 5- смеситель; 6 – осевая форсунка водорода.*

Таким образом, обзор характерных схем смесеобразования ХГКПЭ показывает, что основной проблемой, возникающей при их разработке, является сложность одновременного обеспечения качественного смесеобразования, а значит, и высокой полноты тепловыделения, надежного внутреннего охлаждения конструкции и воспламенения топлива в условиях большого разнообразия топливных композиций, широкого диапазона режимных конструктивных параметров, связанных с обширным кругом решаемых с их помощью технологических задач. С другой стороны, накоплен достаточно большой опыт экспериментальной доводки генераторов и созданы их удачные конструкции, причем одними из наиболее перспективных являются схемы, работающие на топливах типа газ-газ. В этой области имеется лишь небольшое количество схем промышленных генераторов. А основной задел сосредоточен в космической энергетике.

### **Воспламенение газообразного топлива в условиях РДМТ**

Условия эксплуатации малоразмерных генераторов предъявляют к системам зажигания ряд требований, среди которых важнейшие: обеспечение многократного запуска, минимальные задержки воспламенения, стабильная работа в широком диапазоне изменения условий окружающей среды. В настоящее время известен ряд способов, обеспечивающих зажигание газообразных топливных смесей: химический, каталитический, фотохимический, пиротехнический, газодинамический (резонансный), калильный, электроискровой, электроплазменный, электродуговой.

Химическое воспламенение может быть осуществлено с помощью веществ, которые воспламеняются с горючим или окислителем топлива. К таким веществам относятся триэтилбор, триэтилалюминий, диборан (самовоспламеняется с кислородом и воздухом), а также фтор и его соединения (самовоспламеняются с горючими газами) / 52, 129, 151/. Эти вещества используются в качестве третьего пускового компонента топлива, либо добавляются к одному из компонентов. При химическом воспламенении имеет место задержка зажигания, существенно зависящая от условий окружающей среды и режимов работы газогенераторов.



Введение третьего компонента усложняет конструкцию газогенератора и системы хранения и подачи топлива. Вещества, используемые при химическом зажигании, очень токсичны и химически активны, что требует применения специальных конструктивных материалов и принятия мер по обеспечению безопасности работы людей. Все вышперечисленное препятствует применению в малоразмерных генераторах химического зажигания.

Создание очага пламени, воспламеняющего горючую смесь, может быть обеспечено с помощью катализаторов, в состав которых входят платина, рений, палладий, радий, никель и т.п. /160, 161, 162, 163, 170/. Катализаторы носят термостойкую основу в виде шариков диаметром несколько миллиметров. Шарик обычно изготавливается из двуокиси алюминия. Каталитические воспламенители просты по конструкции, имеют небольшую массу. Однако, известные каталитические воспламенители требуют значительных расходов воспламеняемой смеси, воспламенение происходит с существенными задержками ( $\sim 1\text{с}$ ), которые нестабильны и зависят от многих факторов, в том числе от температуры и давления горючей смеси. Кроме того, компоненты топлива не должны содержать примесей, отравляющих катализатор. Таким образом, с учетом высокой стоимости катализаторов, применение в малоразмерных газогенераторах каталитического воспламенителя является нерациональным, а при очень малых расходах и невозможным. Известно использование для воспламенения излучения лазеров / 23, 74, 98, 99/. Преимуществом данного способа является то, что не требуется введение в камеру сгорания специального воспламеняющего устройства. Поток световой энергии поступает через прозрачное окно в камеру сгорания. Энергия воспламенения при использовании лазера не зависит от соотношения компонентов топлива, а потребление электрической энергии не выше, чем при воспламенении от электрической искры. По появлению патентов можно судить о том, что ведутся работы по применению лазеров для воспламенения в двигателях внутреннего сгорания. Можно говорить и о возможности применения в малоразмерных газогенераторах лазерных воспламенителей. Однако для реализации этого требуется проведение специальных исследований.

При пиротехническом зажигании топливная смесь воспламеняется от небольшого твердотопливного заряда. Этот заряд, в свою очередь, воспламеняется от спирали, нагреваемой электрическим током, или от капсуля, срабатывающего от механического воздействия бойка /39/. Пиротехническое воспламенение не способно обеспечить большое количество запусков малоразмерных генераторов и может использоваться только в тех случаях, когда требуются единичные включения /39/.

Для локального нагрева топливных смесей может использоваться газодинамический (резонансный) воспламенитель /46, 9, 159/. Он нагревает топливную смесь до температуры воспламенения за счет перераспределения энергии газового потока. Газодинамический воспламенитель работает следующим образом. Из сопла истекает недорасширенная газовая струя. На пути движения струи находится проточная или глухая полость специальной формы – резонатор. Газовая струя, истекающая из сопла, возбуждает в резонаторе акустические колебания. Вследствие нелинейности процессов происходит накачка энергии в резонатор. В результате температура в нем превышает температуру торможения газа в несколько раз. Задержка воспламенения при использовании газодинамического воспламенителя может быть небольшой (порядка нескольких

миллисекунд). Однако для обеспечения рабочего процесса воспламенителя необходим расход газа порядка нескольких грамм в секунду, что не всегда возможно в малоразмерных генераторах. Кроме того, наличие в составе газогенератора газодинамического воспламенителя усложняет конструкцию и организацию рабочего процесса камеры сгорания. Причем, даже небольшие отклонения геометрии воспламенителя от оптимальной могут резко ухудшать его характеристики.

Хотя газодинамический воспламенитель и обладает перечисленными выше недостатками, он может найти применение в малоразмерных генераторах, т.к. при его использовании не требуется для воспламенения дополнительного источника энергии. При калильном зажигании используются тела различной формы, нагреваемые до температуры, обеспечивающей воспламенение топливной смеси. Известно применение калильных свеч зажигания со спиралью, нагреваемой электрическим током /90/, в автомобильных подогревателях воздуха, котельных установках и т.п. устройствах. При использовании таких свеч требуется только низковольтный источник электрического тока. Вследствие этого система воспламенения имеет небольшую массу, габариты, простую конструкцию, не дает радиопомех. Поэтому представляется перспективным применение в малоразмерных газогенераторах калильного зажигания. Окончательное заключение о применимости калильного зажигания могут дать только экспериментальные исследования.

В настоящее время бесспорно применимыми в малоразмерных генераторах являются электроискровые системы воспламенения, в которых электрическая энергия, накопленная в емкости или индуктивности, выделяется в межэлектродном промежутке свечи зажигания. Такие системы воспламенения широко распространены в различных областях техники /24, 37, 77/. Искровой разряд воспламеняет горючую смесь во всем диапазоне воспламенения. Задержки воспламенения при этом практически отсутствуют /89/.

Система зажигания электрической искрой высокого напряжения обычно состоит из двух основных элементов: электрической свечи, устанавливаемой в камере сгорания, и источника импульсов высокого напряжения, который может иметь различные принципы действия и конструктивное оформление. В электроплазменных воспламенителях зажигание горючей смеси осуществляется плазмой, получаемой с помощью дугового разряда или мощной электрической искры. Однако, потребление электроэнергии такими воспламенителями примерно на порядок больше, чем при электроискровом зажигании. Поэтому, электроплазменные воспламенители хотя и могут быть использованы в малоразмерных генераторах, но источники напряжения для них имеют более сложную конструкцию и большее энергопотребление, чем источники тока для искровых свеч.

### **Струя продуктов сгорания РДМТ как инструмент струйных технологий**

Во всех известных технологических применениях ГСС струя продуктов сгорания используется как средство транспортировки энергии продуктов сгорания к объекту воздействия, будь это сопло ракетного двигателя, разрезаемая преграда, напыляемая, очищаемая поверхность, или газоструйный теплообменник. Однако, в зависимости от решаемой задачи, условия транспортировки могут существенно

меняться. В одних задачах максимальное значение приобретает концентрация кинетической и тепловой энергии на минимальной площади, в других – разделение этих энергий в некотором заранее заданном пространстве, иногда превалирующую роль играет дальнобойность струи или ее акустическая энергия. В связи с этим, важное значение при проектировании ГСС приобретает изучение структуры сверхзвуковой струи продуктов сгорания, связи ее характеристик с параметрами рабочего процесса генератора и объекта воздействия.

Достаточно подробно исследованы характеристики «холодных», осевых сверхзвуковых струй. В работах /1, 8, 76, 78, 154, 156, 157/ получены эмпирические зависимости характерных размеров нерасчетной струи в наиболее значимой для технологических ГСС сверхзвуковой области, включающей газодинамический и переходный участки (рис. 1.14)

Расстояние от среза сопла до максимального сечения первой бочки определяется выражением /1/:

$$h_m / d_g = 0,7\sqrt{kn_g}, \quad (1.1)$$

а диаметра максимального сечения /8, 157/:

$$d_m / d_g = (1 + 0,57\theta_g)n_g^{0,6}, \quad (1.2)$$

где  $\theta_g$  - полуугол раствора сопла,  $d_g$  - диаметр его выходного сечения. Длину газодинамического участка для коэффициента Пуассона  $k=1,4$  в диапазоне степени нерасчетности  $1 \leq n_g \leq 15$  определяют соотношением:

$$S / d_g = n_g (1,2 + 0,3n_g) + 4,2\sqrt{n_g} - 0,4 \quad (1.3)$$

Длину и характерный диаметр звукового участка можно найти в этом случае из выражений:

$$h_{zg} / d_g = (4,4n_g + 3 - \beta_z) \exp(0,11kM_g^2) \quad (1.4)$$

$$d_{zg} / d_g = 2,72\sqrt{n_g M_g + (n_g - 1) / k}, \quad (1.5)$$

где параметр  $\beta_z$  для струй с регулярным отражением изменяется в диапазоне  $[0;3]$ , а для струй с маховским отражением  $\beta_z = 0$ .

Разработанная в /1, 150/ одномерная теория начального участка, а также метод характеристик /54, 66, 75/ устанавливают пропорциональность диаметральных размеров звукового сечения величине  $\sqrt{n_g}$ .

В связи со значительными трудностями исследования высокотемпературных струй в работе /157/ обосновывается возможность их моделирования «холодными» струями. Для перерасширенных струй отмечается сходство волновых структур по длине «холодной» и «горячей» струй при одинаковых  $n_g$ ,  $M_g$ , по крайней мере, на длине газодинамического участка. В работе /8/ экспериментально на «горячих» струях продуктов горения спирта в кислороде подтверждена правомерность использования выражения (1.3) и в этом случае. В /156/ на основании исследования взаимодействия струи от степени подогрева, а в работах /6, 119/ указывается возможность увеличения до 50% тепловых потоков за счет догорания избыточного горючего в струе. В то же время отсутствуют данные о влиянии рабочего процесса камеры сгорания газогенератора на характеристики струи.



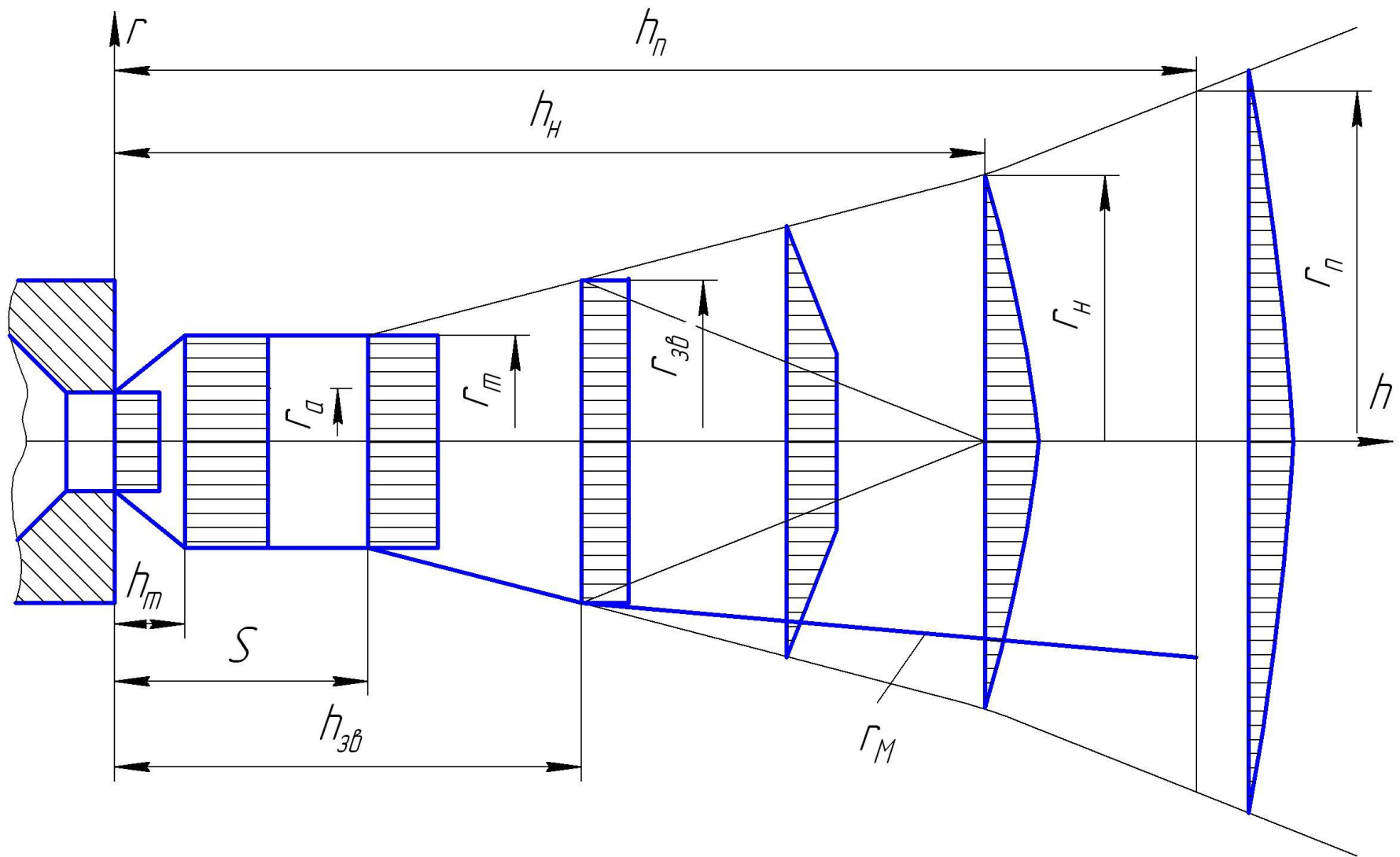


Рис. 1.14. Структура струи продуктов сгорания

Аналитическое определение тепло- и массообмена в зоне взаимодействия струи с преградой, как отмечается в /157/, пока невозможно. В частности, коэффициенты теплоотдачи, вычисленные для условий ламинарного пограничного слоя на пластине, оказываются в 4...6 раз меньше измеренных. В основном параметры взаимодействия сверхзвуковых струй с преградами определяются экспериментально. В /93/ отмечается, что экспериментальные эпюры давления торможения и температуры струи на преграде имеют равномерный участок диаметром до  $0.67d_0$  в зависимости от расстояния до нее, а в /135/ показано, что тепловое воздействие однозначно связано с уровнем давления на преграде. Причем в /2/ на основании численного решения показано, что закрутка струи приводит к перераспределению значений коэффициента теплоотдачи от точки торможения к периферии. Это позволяет для ГСС использовать расчетную схему «теплого пятна» с равномерным распределением теплового потока. Причем в /86/ высказывается предположение о том, что диаметр ядра сверхзвукового потока соответствует площади пятна контакта струи с поверхностью.

В связи со сложностью оценки распределения коэффициентов теплоотдачи по преграде в /152/ предлагается использовать в качестве критерия эффективности нагрева коэффициент полезного действия  $\eta = Q / mHu$ , где  $Q$  - переданное преграде тепло. Экспериментально определенная величина этого к.п.д. для топлива воздух-бензин лежит в диапазоне 1...14% в зависимости от расстояния до преграды и радиуса области, в которой определяется  $Q$ . При использовании специальных теплообменников, эффективность струйного нагрева вырастает до 60% /118/. В работе /143/ представлена расчетная формула для удельного теплового потока на поверхности тела вращения, расположенного вблизи от среза сопла. Установлено, что максимум теплового потока наблюдается при  $\alpha = 1$  и увеличивается при переходе от воздуха к кислороду в 4,2 раза. Однако в опубликованных работах отсутствуют сведения о взаимосвязанном влиянии параметров струи продуктов сгорания и теплофизических свойств материала на эффективность нагрева, что не позволяет оценить предельные возможности ГСС в этой области.

Разрушение преграды струей продуктов сгорания рассматривается в основном применительно к области твердых композиционных материалов, мерзлых грунтов, т.е. веществ с низкой теплопроводностью /122, 123, 147, 148, 149/, причем источник тепла перемещается вглубь преграды вслед за зоной разрушения. При формулировке моделей предполагается, что элементарный объем материала, подвергаемого разрушению, предварительно нагревается от начальной температуры до температуры фазового перехода, а изменение формы поверхности разрушения не учитывается. В работе /84/ экспериментально установлено, что коэффициент использования энергии струи при разрушении мерзлых грунтов составляет 0,06...0,12.

Механизм разрушения высокотеплопроводных материалов существенно отличается от этого случая, т.к. предварительный нагрев обеспечивает малый градиент температуры вещества в зоне взаимодействия струи с преградой, а скорость плавления в значительной степени зависит от формы поверхности, особенно в начальный период времени /80/. В работе /57/ для определения максимально возможной скорости резки металлов струей ГСС используют величину термического к.п.д. мощного быстродвижущегося источника тепла /120, 124, 125, 126, 139/. Однако в предлагаемой формуле не учитываются ни параметры продуктов сгорания, ни теплофизические свойства разрезаемой преграды. В

частности в /57/ приводится прямопропорциональная зависимость удельного теплового потока струи от давления в камере сгорания, в то время как в соответствии с (1.2) или (1.5) /8, 157/ при этом существенно изменяется площадь пятна контакта, и соответствующая зависимость должна быть значительно менее ярко выражена. Кроме того, из предложенной формулы следует, что при любой мощности источника, существует некоторая, хотя может быть и небольшая, скорость резки. В тоже время, очевидно, что при некоторых мощностях струи материал, за счет его теплопроводности, не может быть нагрет до температуры фазового перехода. Этим объясняется различие скоростей резки разных веществ источником одной мощности, что противоречит выводам /57/.

Таким образом, результаты исследования взаимодействия высокотемпературной струи ГСС с преградой, особенно при разрушении высокотеплопроводных веществ, базируются в основном на эмпирическом материале и носят противоречивый характер. Однако эти результаты в совокупности со значительным опытом, накопленным при изучении свободных «холодных» осевых сверхзвуковых струй, подтвержденным в ряде случаев и для «горячих» струй, создают предпосылки формирования метода расчета их взаимодействия с технологическими объектами с учетом подогрева, степени нерасчетности, теплофизических свойств материалов, полноты преобразования энергии в газогенераторе.

### **Установки на основе химических генераторов концентрированных потоков энергии**

Конкретный технологический процесс, формируя облик ГСС, предъявляет определенные требования и к установке в целом. Попытка классификации газоструйных установок (ГСУ) для различных технологических процессов предпринята в работе /142/ по пяти основным признакам: способу энергоснабжения, области применения, фазовому состоянию топлива, технологическому признаку и фактору воздействия (рис. 1.15). Отмечается, что, несмотря на большое разнообразие, состав ГСУ может быть представлен единой обобщенной структурной схемой (рис. 1.16). Причем в качестве выходных параметров ГСУ используются традиционное давление ( $p_a$ ), температура ( $T_a$ ) и скорость ( $w_a$ ) на срезе сопла, а не параметры технологического процесса, В то же время в зависимости от используемого топлива и особенностей технологического процесса реализуется какая-либо часть элементов и связей, изображенных на схеме рис. 1.16. во всех известных установках присутствуют система подачи и баки для компонентов топлива. В работах /26, 41/ рассматриваются варианты вытеснения жидкого горючего газообразным окислителем и самовытеснения аммиака. Отмечается, что такие схемы, объединенные необходимостью обеспечения минимальных габаритов и максимальной автономности установки, накладывают определенные ограничения и на генератор. В работе /85/ приводится обзор технико-экономических характеристик ГСУ для разрушения твердых грунтов, и отмечается, в частности, необходимость дистанционного зажигания и его контроль /51/. В ряде случаев появляется необходимость использования многорелочных устройств /50/, где возникает потребность в одновременном запуске нескольких

генераторов. В работе /5/ предлагается использование ГСУ для обогрева помещений, сушки зерна, сена, подогрева автомобильных двигателей в зимнее время и др. Причем попытки оптимизации ГСУ, как правило, предпринимаются по отдельным элементам установок: генераторам, газоструйным нагревателям /4, 88/, подогревателям воздуха /60/ и т.п. Однако формирование облика ГСУ в целом с учетом особенностей технологического процесса практически не встречается.

Методика расчета генераторов газовых струй, работающих на сжатом воздухе и жидком бензине или керосине приведена в работах /62, 144/. Здесь впервые предлагается систематизированный подход к расчету генераторов такого типа с учетом отдельных особенностей их технологического применения. В работе /144/ предлагается использовать вместо полноты давления  $\varphi_k$  энергетический коэффициент полезного действия  $\eta_k = \varphi_k^2$ , получивший ранее в других работах название, - полнота тепловыделения. В работе /62/ выбор конструктивных и режимных параметров генератора определяется относительной производительностью процесса, т.е. полезной работой термоинструмента при использовании единицы массы горючего. Однако в первом случае получение максимальной полноты тепловыделения в генераторе не гарантирует максимальную производительность процесса и соответствующие эксплуатационные характеристики ГСУ в целом, например, габариты, массу, ресурс и т.п. Выбор же в качестве целевой функции относительной производительности процесса /62/ представляется более обоснованным. Однако здесь необходимо обоснование выбора самой функции, в частности отнесение производительности процесса только к расходу горючего, а не топлива в целом. Кроме того, в работе отсутствует оценка связи целевой функции с параметрами генератора, технологического процесса и характеристиками ГСУ в целом.

Таким образом, накопленный опыт позволяет приступить к созданию системы моделей для выбора конструктивных и режимных параметров ГСУ на базе формирования целевых функций соответствующих технологических процессов и определения их связей с характеристиками рабочего процесса ГСС и других установок.

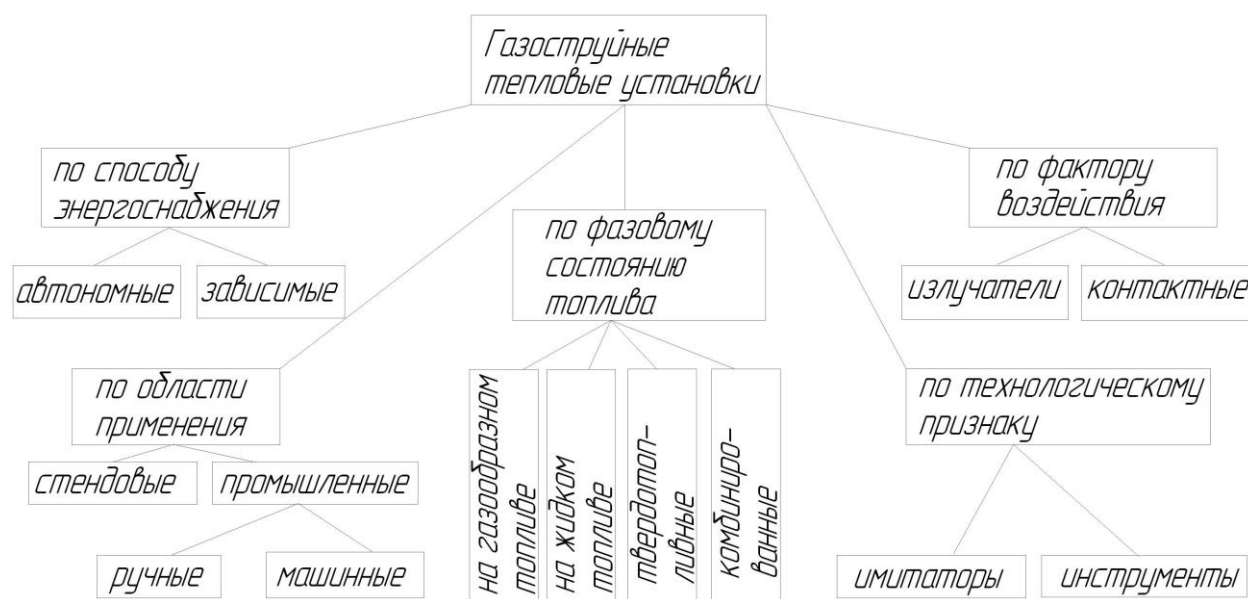


Рис. 1.15. Классификация газоструйных тепловых установок

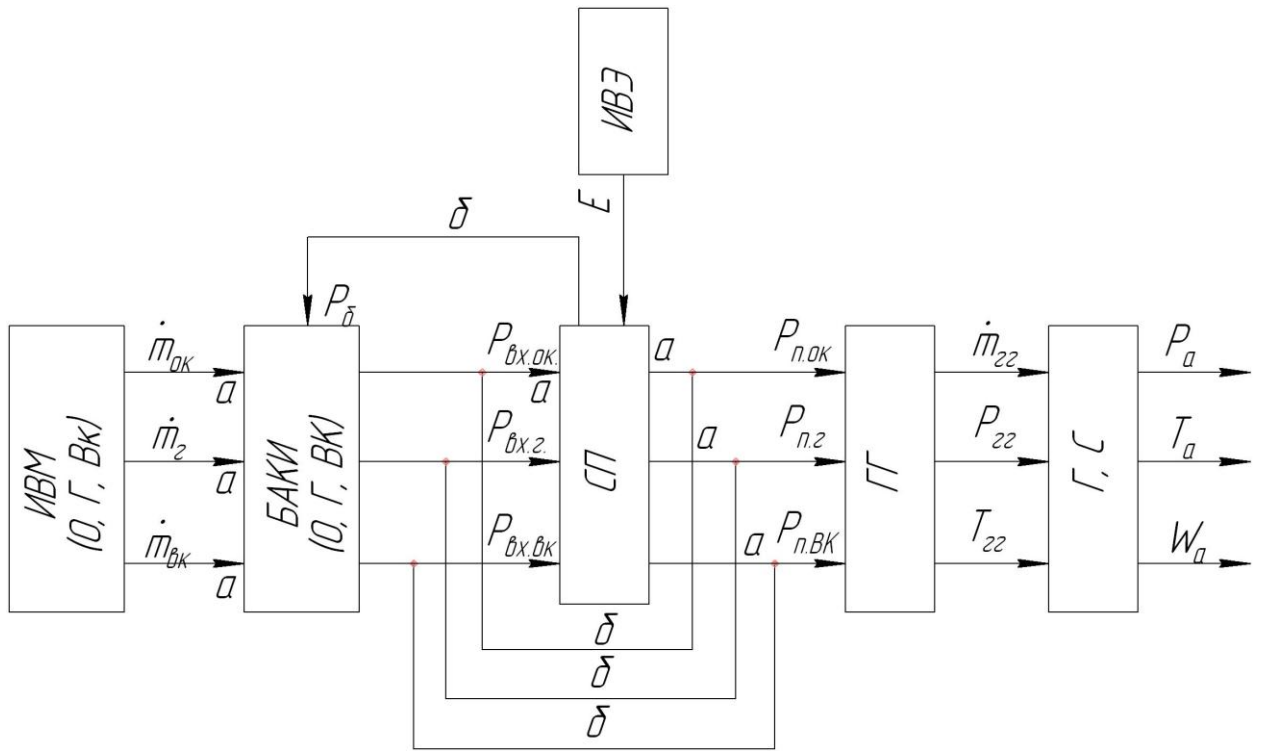


Рис. 1.16. обобщенная структурная схема ГСУ:

$a$  – связи, отсутствующие у автономных ГСУ;  $b$  – связи, отсутствующие у зависимых ГСУ; ИВМ – источник внешней массы; ИВЭ – источник внешней энергии; О – окислитель; Г – горючее; ВК – вспомогательный компонент; СП – система подачи компонентов; ГГ – газогенератор; ГС – газовая струя;  $\dot{m}_{OK}$ ,  $\dot{m}_2$ ,  $\dot{m}_{BK}$  – расходы основных и вспомогательных компонентов;  $p_{\delta x, OK}$ ,  $p_{\delta x, 2}$ ,  $p_{\delta x, BK}$  – давление подачи компонентов в газогенератор;  $E$  – энергия, потребляемая СП от ИВЭ;  $m_{22}$ ,  $p_{22}$ ,  $T_{22}$  – параметры струи на срезе сопла генератора.

## Термодинамические и теплофизические свойства топлив ракетных двигателей малой тяги

### Физико-химические свойства горючих, окислителей и продуктов их сгорания

Горючие и окислители, которые могут использоваться в ГСС, должны удовлетворять специфическим требованиям соответствующей задачи. Однако, можно выделить общие требования, которые необходимо предъявлять к компонентам топлива при решении любой из перечисленных задач:

1. Энергетические возможности топливных композиций должны быть достаточны для выполнения соответствующей задачи.

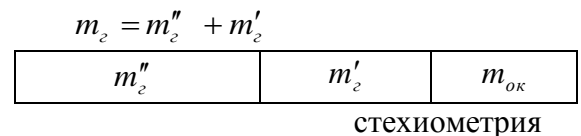
2. Вещества, используемые в ГСС, должны быть экологически чистыми, дешевыми и иметь достаточно большую сырьевую базу.

Первое требование объединяет компоненты топлива, применяемые в авиационной и космической технике, второе – значительно сужает этот круг.

Для стехиометрического состава, как правило, приводятся сведения как о температуре продуктов сгорания, так и о некоторых других параметрах ( $\beta$ ,  $I_y$ ,  $\mu$  и т.п.) /44/. В области бедных или богатых смесей таких данных, особенно экспериментальных, существенно меньше. Использование метода /140/ для расчета термодинамических или теплофизических свойств продуктов сгорания представляет трудоемкую задачу и не дает аналитической связи состава топлив с соответствующими параметрами, которая существенно сужает область поиска рациональных режимов.

Для экспресс-оценки свойств продуктов сгорания по известным данным в области стехиометрии можно использовать упрощенную схему расчета:

$\alpha \leq 1$



$\alpha > 1$

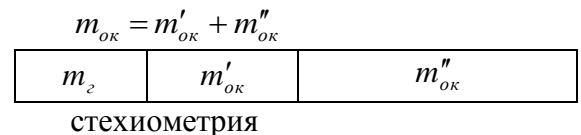


Рис. 2.1. Схема богатой и бедной смеси

Количество веществ в богатой и бедной смеси определяется в этом случае выражениями:

$$m_z / m_T = 1 / (1 + \alpha K_{m.СТ}) \quad (2.1)$$

$$m_z' / m_T = \alpha / (1 + \alpha K_{m.СТ}) \quad (2.2)$$

$$m_z'' / m_T = (1 - \alpha) / (1 + \alpha K_{m.СТ}) \quad (2.3)$$

$$\frac{m_z'' + m_{ок}}{m_T} = \alpha \frac{1 + K_{m.СТ}}{1 + \alpha K_{m.СТ}} \quad (2.4)$$

$$m_{ок} / m_T = \alpha K_{m.СТ} / (1 + \alpha K_{m.СТ}) \quad (2.5)$$

$$m_{ок}' / m_T = K_{m.СТ} / (1 + \alpha K_{m.СТ}) \quad (2.6)$$

$$m_{ок}'' / m_T = (\alpha - 1) K_{m.СТ} / (1 + \alpha K_{m.СТ}) \quad (2.7)$$

$$\frac{m'_{ок} + m_z}{m_T} = \frac{1 + K_{m.СТ}}{1 + \alpha K_{m.СТ}} \quad (2.8)$$

Считая, что температура стехиометрической смеси ( $T_{СТ}$ ) известна и, не учитывая изменения химического состава при теплообмене с избыточным компонентом, из уравнения энергии получим в случае  $\alpha < 1$ :

$$(T_{СТ} - T)/(T - T_0) = m'_z / (m'_z + m_{ок}) = (1 - \alpha) / \alpha(1 + K_{m.СТ}), \quad (2.9)$$

а для  $\alpha > 1$ :

$$(T_{СТ} - T)/(T - T_0) = m''_{ок} / (m_z + m'_{ок}) = K_{m.СТ}(\alpha - 1) / (1 + K_{m.СТ}) \quad (2.10)$$

где  $T_0; T$  - начальная температура и температура смеси соответственно. Или введя обозначения:

$$\bar{T} = T_0 / T_{СТ}; \quad \bar{T} = T / T_{СТ}, \text{ получим}$$

$$\theta = (1 - \bar{T}) / (\bar{T} - \bar{T}_0) = (1 - \alpha) / \alpha(1 + K_{m.СТ}), \text{ для } \alpha < 1 \quad (2.11)$$

и

$$\theta = (1 - \bar{T}) / (\bar{T} - \bar{T}_0) = K_{m.СТ}(\alpha - 1) / (1 + K_{m.СТ}), \text{ для } \alpha > 1 \quad (2.12)$$

Для приведения выражений (2.11) и (2.12) к симметричному виду, введем переменную

$$\psi = (\alpha - 1) / (\alpha + 1) \quad (2.13)$$

Сопоставление последних трех выражений приводит к уравнениям:

$$\theta = [-2\psi / (\psi + 1)] [1 / (1 + K_{m.СТ})], \text{ для } \psi = -1 \dots 0, \quad (2.14)$$

$$\theta = [2\psi / (\psi - 1)] [K_{m.СТ} / (1 + K_{m.СТ})], \text{ для } \psi = 0 \dots 1 \quad (2.15)$$

Выражения (2.14, 2.15) в рамках принятых допущений справедливы во всем диапазоне  $\psi = -1 \dots +1$  (или  $\alpha = 0 \dots \infty$ ). Однако, ввиду значительного изменения при этом химического состава, их целесообразно использовать в сравнительно небольшом диапазоне  $\alpha = 0,8 \dots 1,3$  (в этом случае погрешность не превышает 4%).

Из (2.14, 2.15) следует, что безразмерная температура продуктов сгорания ( $\bar{T}$ ), является однозначной функцией безразмерной начальной температуры ( $T_0$ ) и параметра  $\psi$ . Анализ показывает, что для многих топлив эта зависимость хорошо описывается выражениями:

$$\bar{T} = 1 + \psi(1 - \bar{T}_0), \text{ для } \psi = -1 \dots 0 \quad (2.16)$$

$$\bar{T} = 1 - \psi(1 - \bar{T}_0), \text{ для } \psi = 0 \dots 1 \quad (2.17)$$

Сопоставление результатов расчетов по выражениям (2.16, 2.17) и данных термодинамического расчета /140/ приведены на рис. 2.2...2.5 погрешность выражений (2.11...2.17) во всем диапазоне  $\psi$  не превышает 23%.

Используя аналогичные приведенным выше соображения, можно оценить и молярную массу продуктов сгорания:

$$\mu = (1 + \alpha K_{m.СТ}) / [\alpha(1 + K_{m.СТ}) / \mu_{СТ} + (1 - \alpha) / \mu_z], \text{ для } \alpha = 0 \dots 1, \quad (2.18)$$

$$\mu = (1 + \alpha K_{m.СТ}) / [(1 + K_{m.СТ}) / \mu_{СТ} + K_{m.СТ}(\alpha - 1) / \mu_{ок}], \text{ для } \alpha = 1 \dots \infty. \quad (2.19)$$

Или: 
$$\bar{\mu} = (1 + \alpha K_{m.СТ}) / \alpha(1 + K_{m.СТ}) + (1 - \alpha) / \bar{\mu}_z, \text{ для } \alpha = 0 \dots 1, \quad (2.20)$$

$$\bar{\mu} = (1 + \alpha K_{m.СТ}) / (1 + K_{m.СТ}) + K_{m.СТ}(\alpha - 1) / \bar{\mu}_{ок}, \text{ для } \alpha = 1 \dots \infty, \quad (2.21)$$

где  $\bar{\mu} = \mu / \mu_{СТ}$ ;  $\bar{\mu}_z = \mu_z / \mu_{СТ}$ ;  $\bar{\mu}_{ок} = \mu_{ок} / \mu_{СТ}$ .

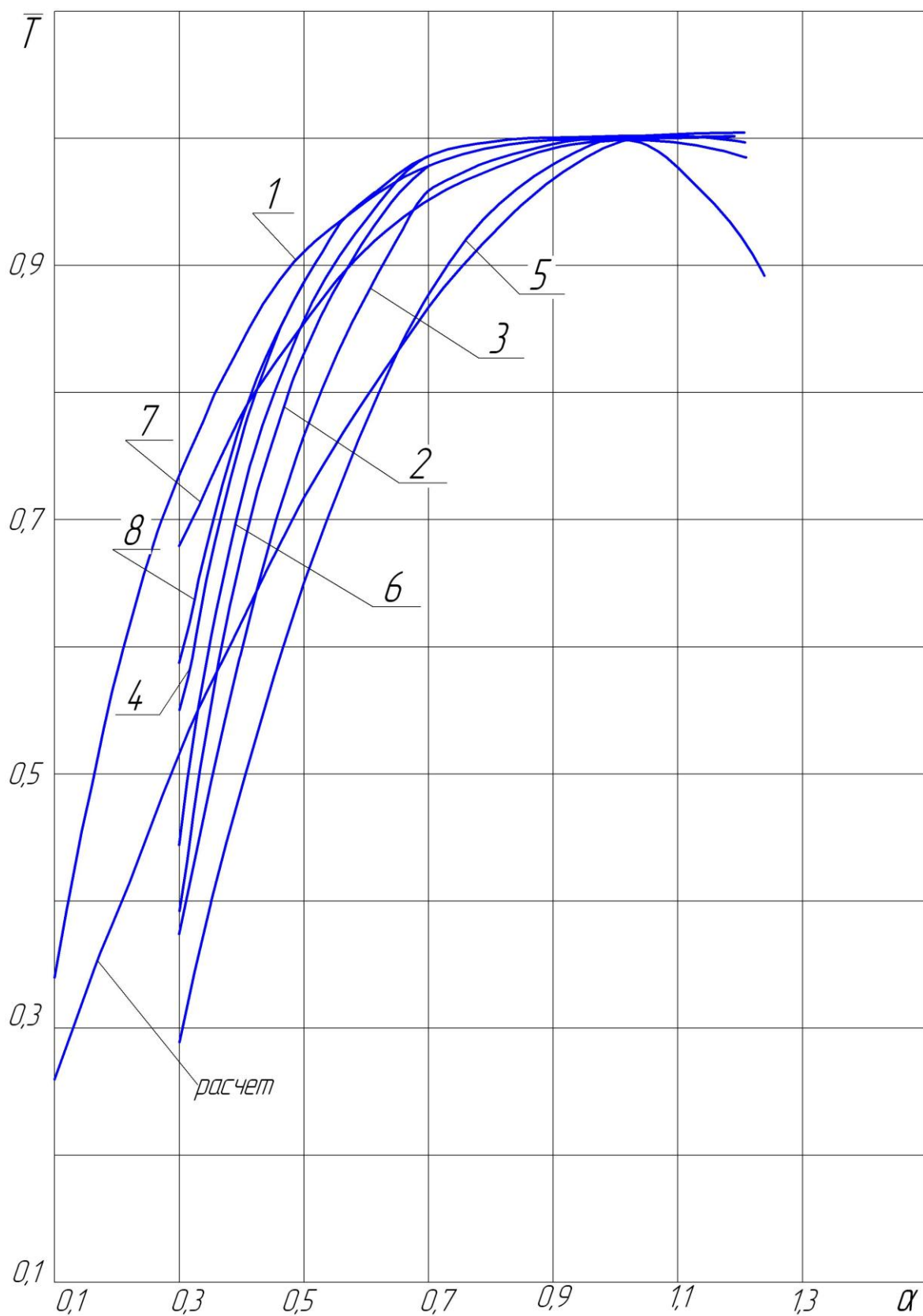


Рис. 2.2 Зависимость относительной температуры продуктов сгорания от коэффициента избытка окислителя.  
 Окислитель – кислород, горючее – 1 – водород, 2 – этан, 3 – спирт, 4 – скипидар, 5 – аммиак, 6 – керосин, 7 – гидразин, 8 – НДМГ.



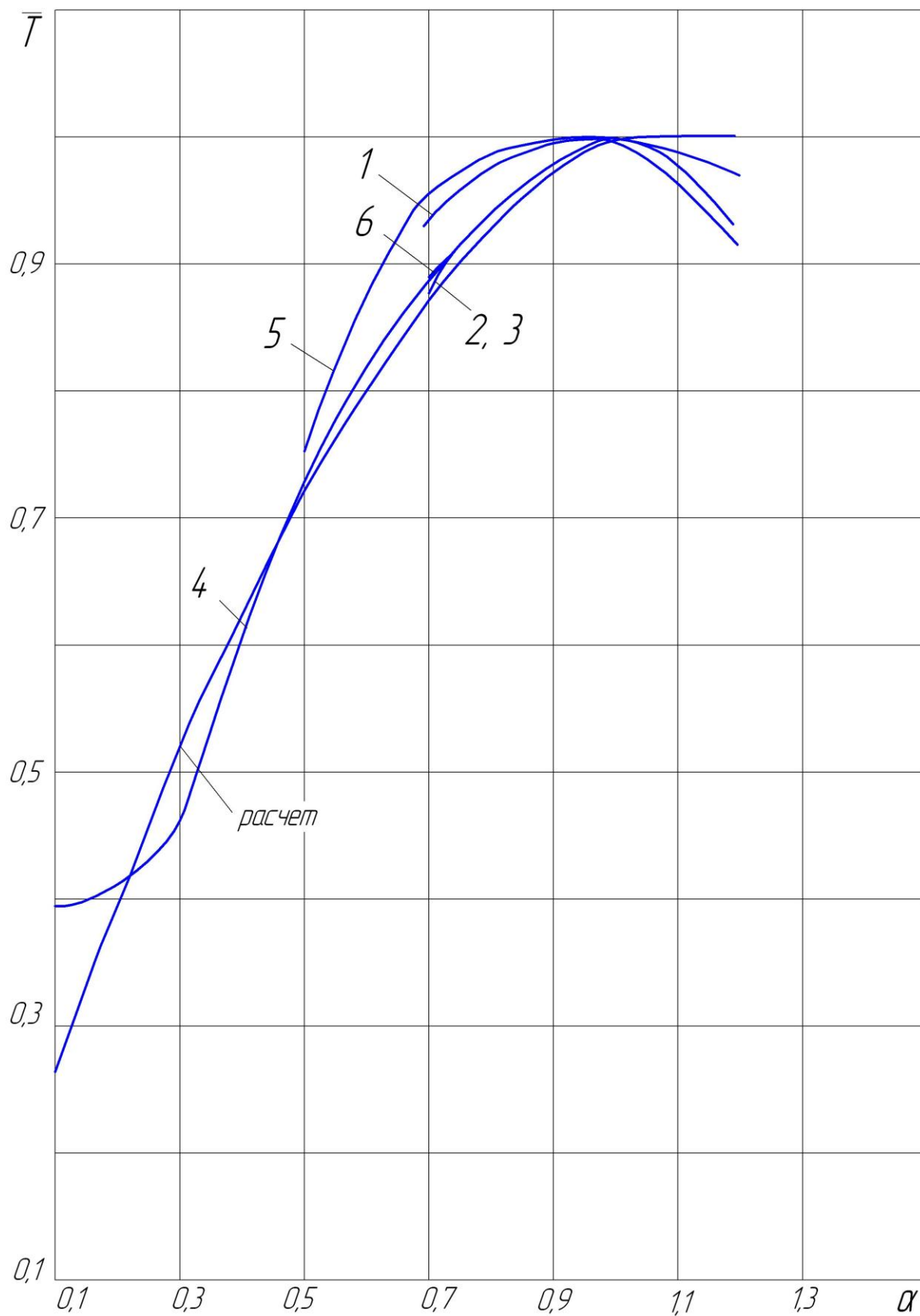


Рис. 2.3. Зависимость относительной температуры продуктов сгорания от коэффициента избытка окислителя, окислитель – воздух, горючее 1 – водород, 2 – природный газ, 3 – спирт, 4 – пропан, 5 – природный газ + обогащенный воздух, 6 – керосин.

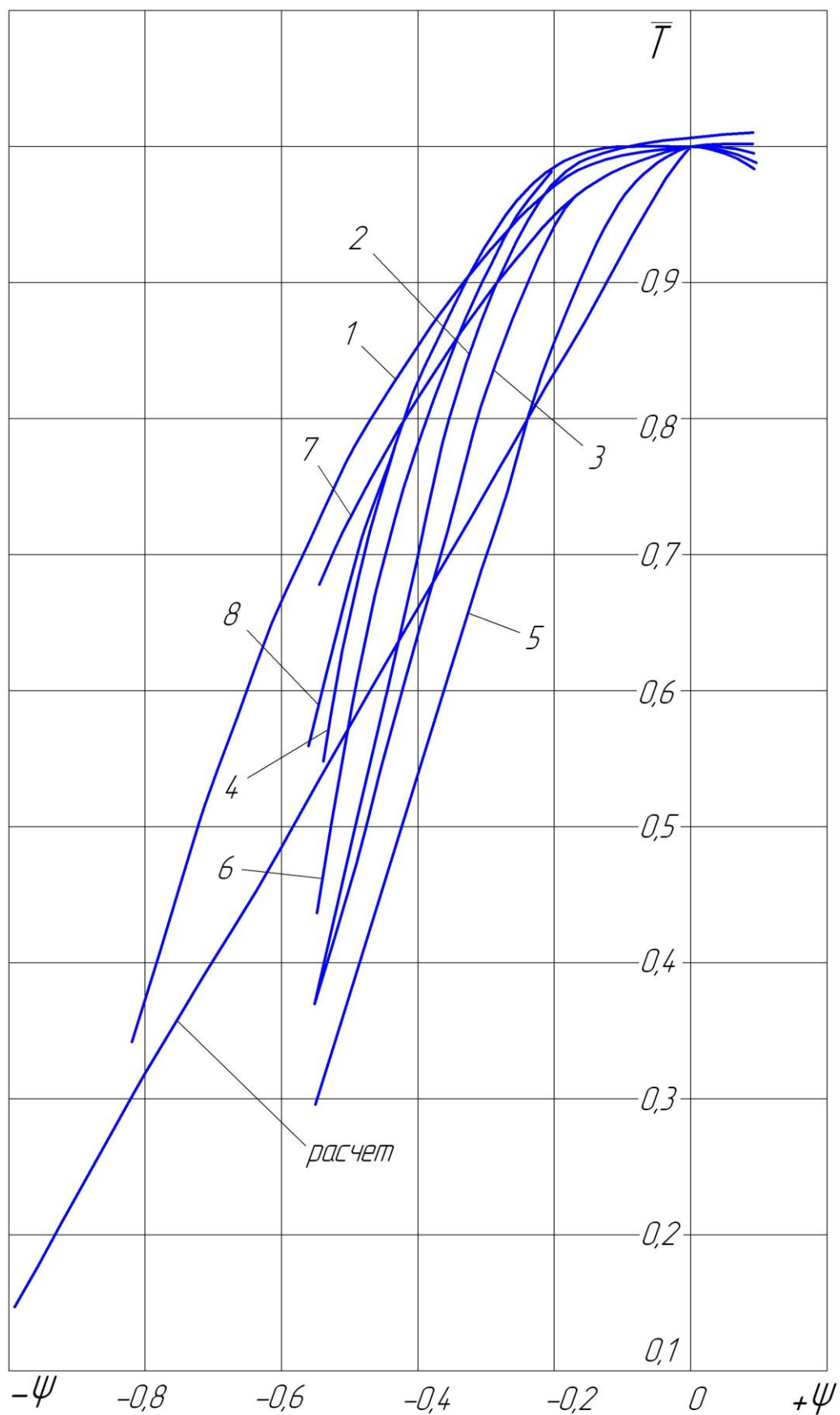


Рис. 2.4. Зависимость относительной температуры продуктов сгорания от  $\psi$ , окислитель – кислород, горючее 1 – водород, 2 – этан, 3 – спирт, 4 – скипидар, 5 – аммиак, 6 – керосин, 7 – гидразин, 8 – НДМГ.

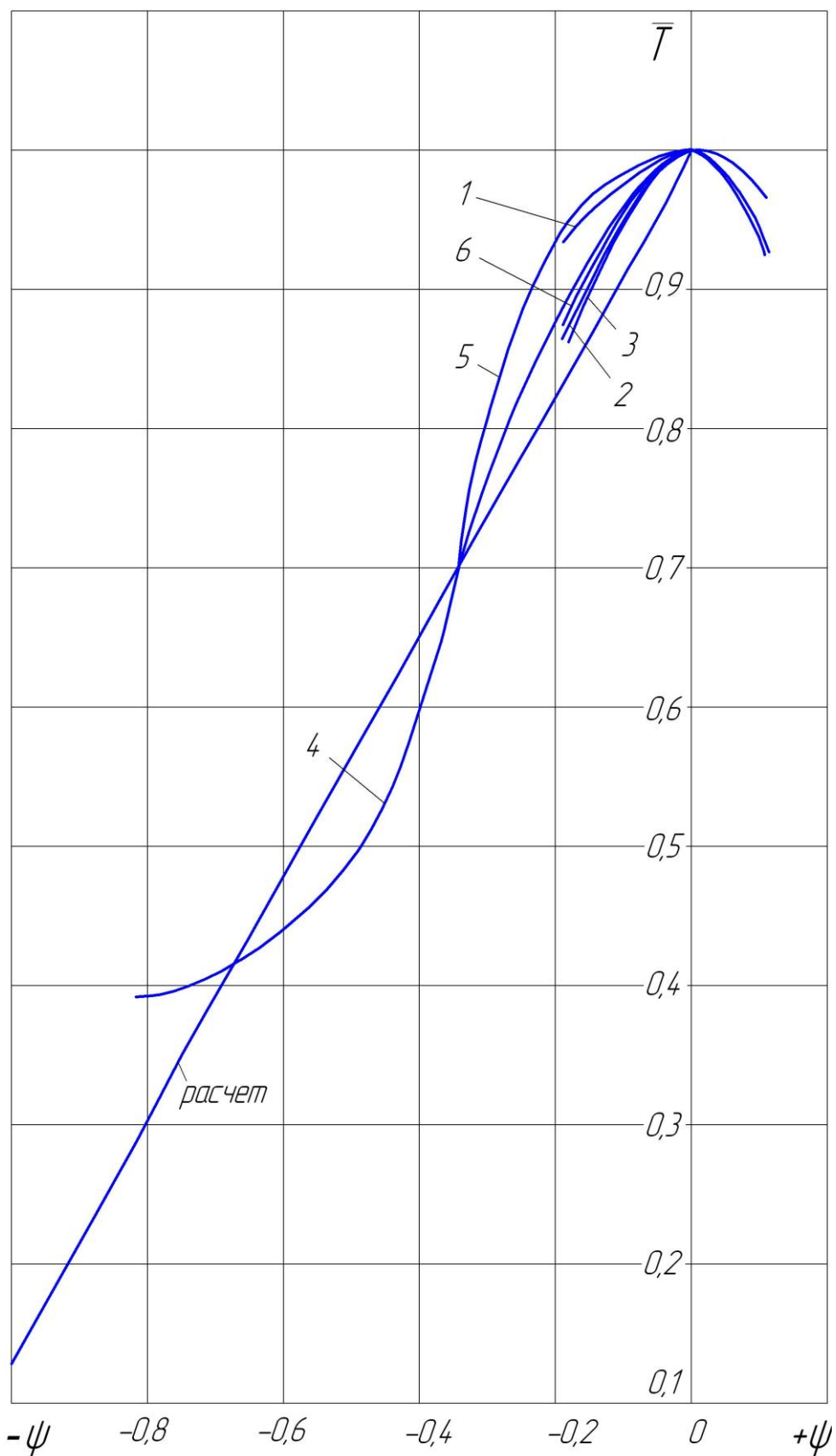


Рис. 2.5. Зависимость относительной температуры продуктов сгорания от  $\psi$ , окислитель – воздух, горючее 1 – водород, 2 – природный газ, 3 – спирт, 4 – пропан, 5 – природный газ + обогащенный воздух, 6 – керосин.

Погрешность определения  $\bar{\mu}$  по выражениям (2.20, 2.21) не превышает 6% для кислородно-водородного топлива. Однако, для топлива типа гидразин+кислород, она не может быть весьма велика из-за разложения гидразина (в этом случае вместо  $\mu_e$  и  $\mu_{ок}$  в расчетах следует закладывать молярные массы продуктов разложения соответствующих нестабильных компонентов). Молярная масса продуктов сгорания, как и температура, в значительной степени определяются  $\psi$ :

$$\bar{\mu} = (1 - \bar{\mu}_e)\psi + 1, \text{ для } \psi = -1...0, \quad (2.22)$$

$$\bar{\mu} = (\bar{\mu}_{ок} - 1)\psi + 1, \text{ для } \psi = 0...1. \quad (2.23)$$

Сопоставляя выражения (2.16, 2.17) и (2.22, 2.23), можно оценить и величину расходного комплекса:

$$\bar{\beta} = \beta / \beta_{CT} = \left\{ [1 + \psi(1 - \bar{T}_0)] / [1 + \psi(1 - \bar{\mu}_e)] \right\}^{0.5}, \text{ для } \psi = -1...0, \quad (2.24)$$

$$\bar{\beta} = \beta / \beta_{CT} = \left\{ [1 - \psi(1 - \bar{T}_0)] / [1 + \psi(\bar{\mu}_{ок} - 1)] \right\}^{0.5}, \text{ для } \psi = 0...1. \quad (2.25)$$

Зависимость относительной молярной массы продуктов сгорания от состава топлива и сопоставление результатов расчетов по выражениям (2.18, 2.20) и данных термодинамического расчета /140/ приведены на рис. 2.6.

Эти параметры продуктов сгорания позволяют оценить их энергетику и выбрать режим работы ГСС. Так, если в технологическом процессе необходима температура потока продуктов сгорания ( $\bar{T}_{mex} = T_{mex} / T_{CT}$ ), то, сопоставляя 2.13, 2.16, 2.17, можно получить границы необходимого состава топлива:

$$\psi_{max} = (1 - \bar{T}_{mex}) / (1 - \bar{T}_0), \quad (2.26)$$

$$\psi_{max} + \psi_{min} = 0. \quad (2.27)$$

Или

$$\alpha_{min} = (\bar{T}_{mex} - \bar{T}_0) / [2 - (\bar{T}_{mex} - \bar{T}_0)], \quad (2.28)$$

$$\alpha_{max} \alpha_{min} = 1. \quad (2.29)$$

Расчет по выражениям (2.26)...(2.29) позволил получить номограммы состава топлива ГСС, обеспечивающего одно из необходимых условий решения технологической задачи по температуре. Номограммы приведены на рис.2.7 а, б, а результаты расчета в табл. 2.1.

Таблица 2.1

$T_{mex}$	$T_0$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\alpha_{min}$	0	0,043	0,135	0,371	0,627	1,0
$\alpha_{max}$	$\infty$	23,233	5,405	2,695	1,595	1,0
$\psi_{min}$	-1	-0,917	-0,688	-0,459	-0,229	0
$\psi_{max}$	+1	0,917	0,688	0,459	0,229	0

Таким образом, расширение диапазона работы ГСС по составу топлива, возможно только за счет повышения температуры продуктов сгорания, независимо от прочих факторов, в том числе энергетики топлива, например, при изменении молярной массы.

Уточнение границ области реализации технологии можно провести по результатам термодинамического расчета продуктов сгорания /140/. Эти данные для наиболее приемлемых в ГСС топлив приведены на рис. 2.8. Дальнейший анализ

целесообразности применения той или иной топливной композиции в технологическом процессе необходимо проводить с учетом удобства эксплуатации и экономических факторов.

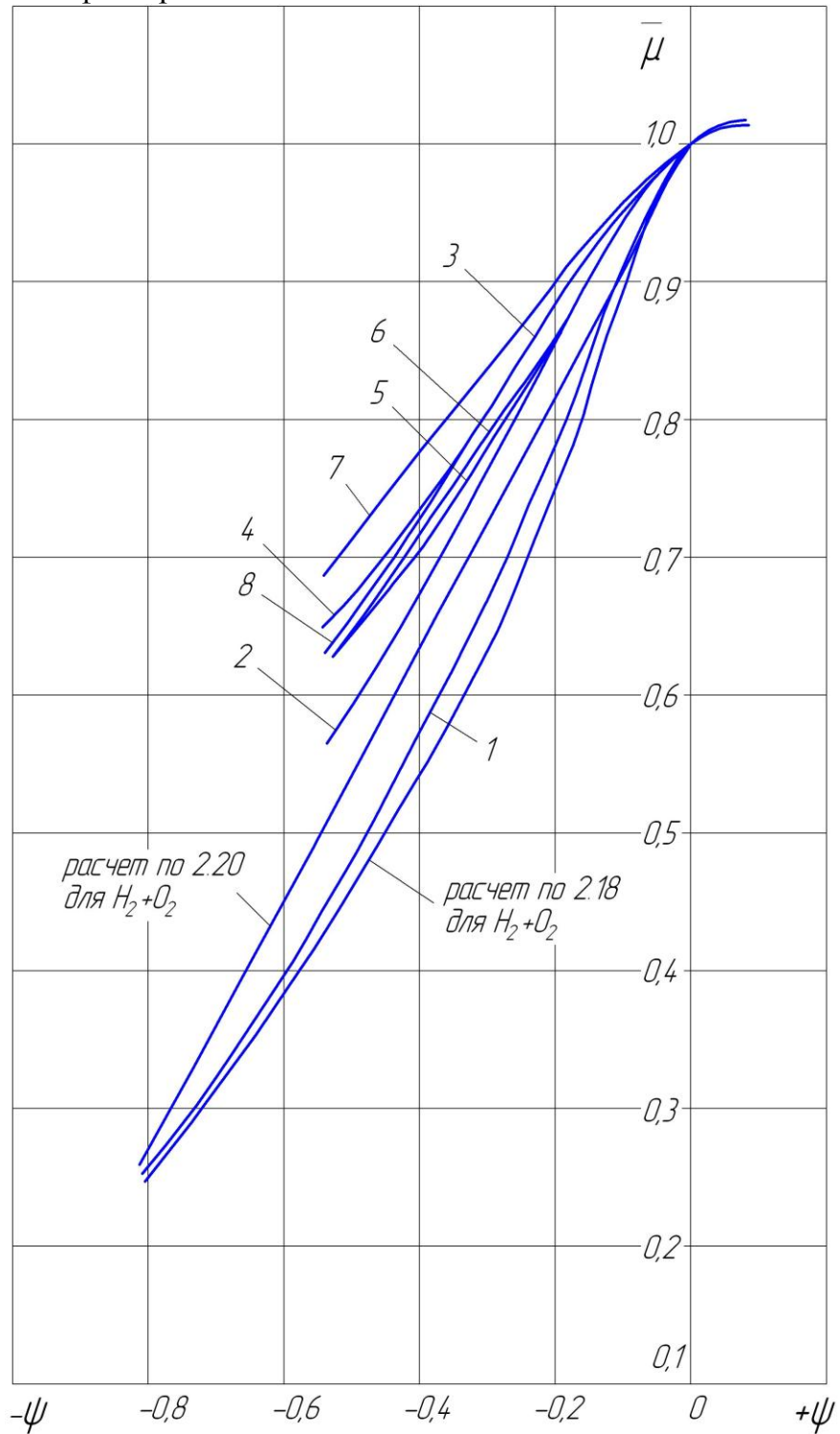


Рис. 2.6. Зависимость относительной молярной массы продуктов сгорания от  $\psi$ , окислитель – кислород, горючее 1 – водород, 2 – этан, 3 – спирт, 4 – скипидар, 5 – аммиак, 6 – керосин, 7 – гидразин, 8 – НДМГ.

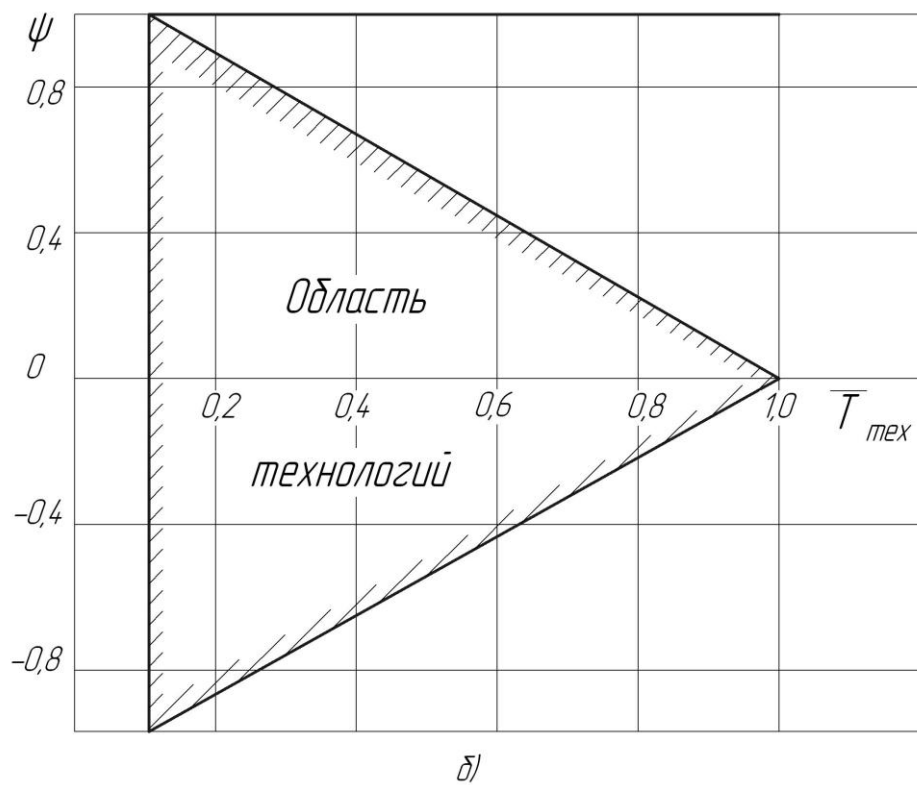
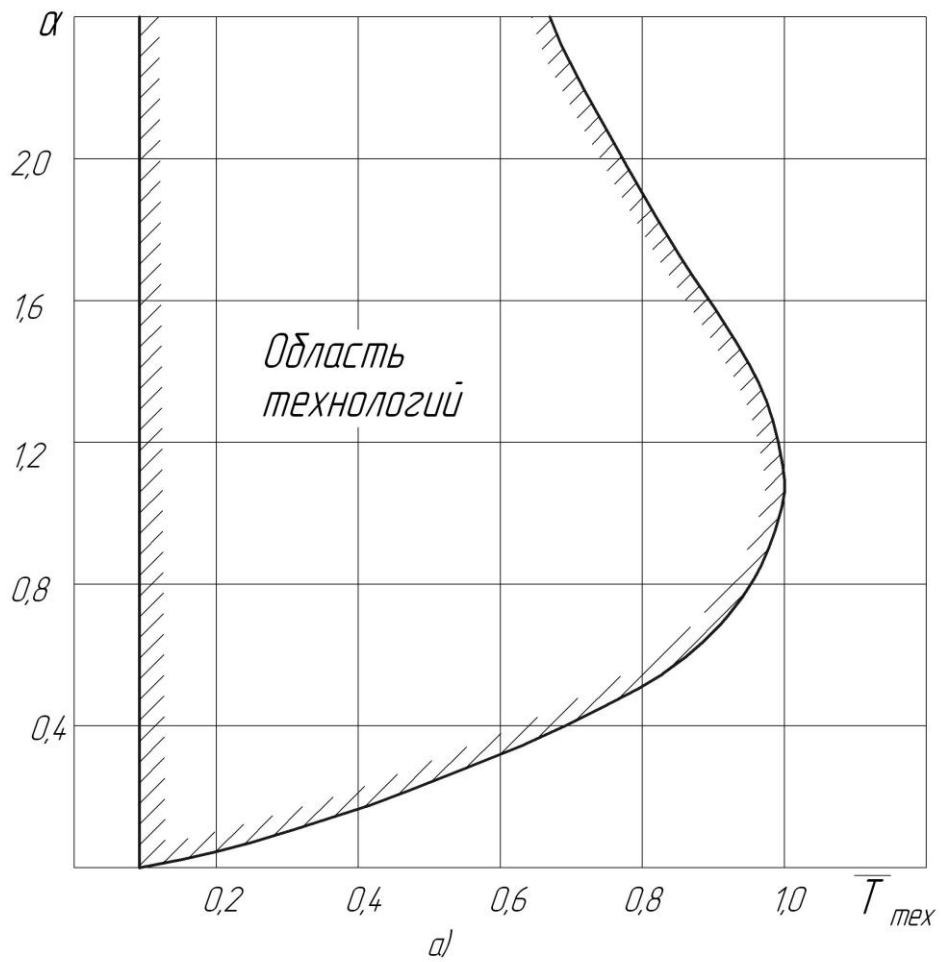


Рис. 2.7. Рабочий диапазон ГСС по составу топлива из условия  $T \geq T_{\text{тех}}$ , а) предельные значения коэффициента избытка окислителя; б) предельные значения  $\psi$ .

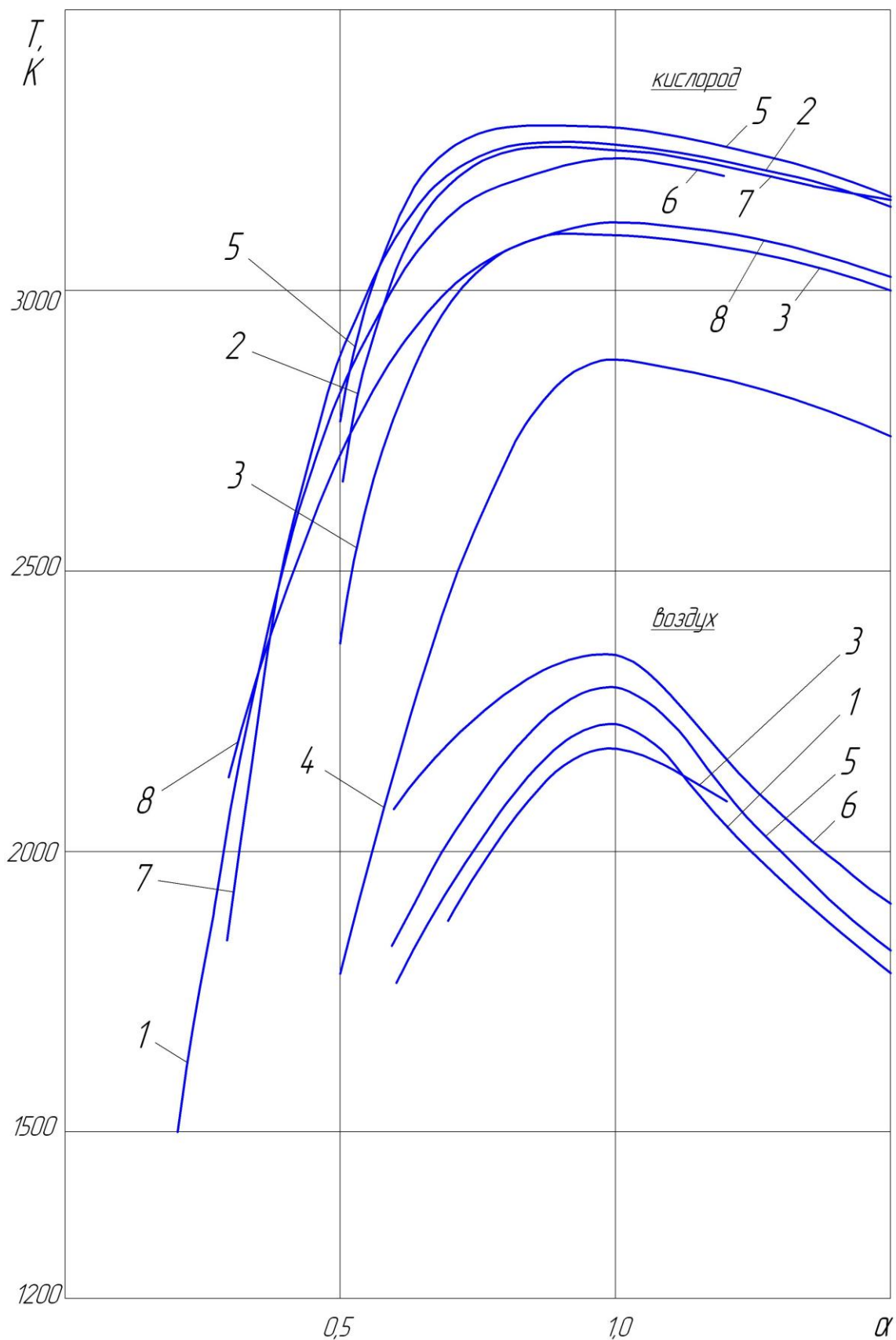


Рис. 2.8. Температура продуктов сгорания ( $P_k = 5 \cdot 10^5 \text{ Н / м}^2$ ),  
 1 – метан, 2 – этан, 3 – спирт, 4 – аммиак, 5 – керосин, 6 – водород, 7 – НДМГ, 8 – гидразин, 9 – пропан.

## Сравнительная оценка эффективности хранения рабочих тел

Рабочие тела, используемые в ГСС, могут храниться в виде сжатых газов, жидкостей и твердых тел [123]. Однако, регулирование расходов компонентов, длительную работу ГСС при их многократном использовании предусматривают только первые три способа, что позволяет отдать им предпочтение в широком круге технологических задач.

В части этих задач, где устройства на базе ГСС являются автономными, важное значение при оценке эффективности хранения приобретает относительная масса рабочего тела:

$$Z = m/M, \quad (2.30)$$

где  $m$  – масса запасаемого рабочего тела,

$M$  – масса системы хранения.

В большинстве случаев, рабочие тела хранятся в баллонах и баках.

Аппроксимируя методом наименьших квадратов связь массы стандартных баков из легированной стали при давлении  $200 \text{ кг/см}^2$  с их объемом, получим

$$M = 0,165 + 1,436V - 3,77 \cdot 10^{-3}V^2, \quad (2.31)$$

где  $V$  – объем бака в  $\text{дм}^3$ ,  $M$  – масса бака в кг.

Аналогичные соотношения можно получить либо аппроксимацией стандартных параметров, либо прочностным расчетом. Сопоставление (2.30) и (2.31) позволяет оценить эффективность хранения рабочих тел:

$$Z = \rho V / M(V), \quad (2.32)$$

где для сжатых газов  $\rho = p\mu / RT$  существенно зависит от давления и температуры, для сжиженных газов и жидкостей эта зависимость значительно менее выражена.

Соответствующие данные приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Компонент	Водород	Метан	Воздух	Кислород	Пропан	Керосин	Бензин
$\mu$ , кг/моль	2,016	16,042	28,966	32,0	44,064	13,963	99,902
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> при p=15 МПа	12,1	96,6	175,0	193,1	436,4*	812*	751*
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> при p=20 МПа	16,1	128,7	233,3	257,5			

\*) плотность жидкой фазы.

Используя эти данные в соответствии с (2.32), можно рассчитать относительную массу рабочего тела в зависимости от объема бака  $Z = f(V)$ , приведенную в таблице 2.3.

По энергетическим возможностям применительно к условиям резки водородное горючее превосходит остальные (спирт, керосин, бензин, пропан, метан и другие углеводороды) примерно на 25...35%. Однако хранение водорода в газовой фазе приводит к большим массам системы хранения. Так, масса запасаемого компонента от массы бака составляет для водорода 1...1,3%, метана 8...10%, кислорода и воздуха 14...21% при хранении в стальных баллонах из легированной стали при



давлении для сжатых газов 20 МПа. Для сжиженного пропана при давлении 0,3...1,6МПа и объеме 50дм<sup>3</sup> эта величина составляет 109%, для бензина и керосина 96...104% в условиях бака БГ-68 керосинореза при давлении 0,15-0,3МПа /134/ рис. 2.9. Причем, с увеличением давления в баке его масса будет увеличиваться, а запас жидкого компонента остается практически неизменным, что приведет к уменьшению разницы в относительной массе  $Z$  между жидкими и газообразными рабочими телами.

Таблица 2.3

$V, \text{дм}^3$	1	6	8	10	20	25	40	50
Компонент								
Водород	0,0101	0,0112	0,0113	0,0114	0,0118	0,0119	0,0125	0,0129
Метан	0,0806	0,0893	0,0903	0,0910	0,0940	0,0955	0,0999	0,103
Воздух	0,146	0,162	0,164	0,165	0,170	0,173	0,181	0,187
Кислород	0,161	0,179	0,181	0,182	0,188	0,191	0,200	0,206
Пропан								1,091*
Керосин		1,035**						
Бензин		0,958**						

\*) для стандартного баллона по ГОСТ 15860-70 вместимостью 50 дм<sup>3</sup>.

\*\*) для стандартного бака БГ-68 керосинореза при давлении 0,15-0,3МПа /134/ с учетом системы наддува.

При использовании металлопластов и керамик можно ожидать улучшения массовых характеристик баллонов в 2...3 раза. Возможно использование и альтернативных способов хранения, в частности, выделение водорода из гидрореагирующих веществ. Однако, даже для стандартных систем, несмотря на меньшую плотность газообразных горючих и, значит, худшие условия хранения, они обладают существенными преимуществами:

1. Все топливные пары являются невоспламеняющимися и, соответственно, требуют специальных систем зажигания. Для жидкостей зажигание требует большей энергии, а значит и массы системы. Кроме того, надежность запуска падает в связи с необходимостью испарения жидкости в воспламенителе.
2. Для жидкости требуется специальная система подачи, что при определенной массе запасаемого горючего приводит к проигрышу по массе по сравнению с сжатым газом.
3. Газообразное горючее обеспечивает существенно лучшие динамические характеристики, чем жидкое, а значит и лучшую экономичность при многократных включениях.
4. Жидкое горючее требует использования специальных мембран для обеспечения подачи горючего при любом положении баллона.
5. Малые объемные расходы жидкости требуют очень малых диаметров ограничительных элементов, что повышает возможность их засорения и делает проблематичным достижение расходов 1г/с.
6. В заклапанных объемах жидкого горючего содержится существенно больше, чем газообразного, что приводит и к большим его потерям при каждом запуске и останове резака.

Таким образом, при останове топливной композиции необходимо оптимизировать установку в целом с учетом необходимого для решения задачи запаса топлива, его энергетических возможностей и эффективности системы хранения.

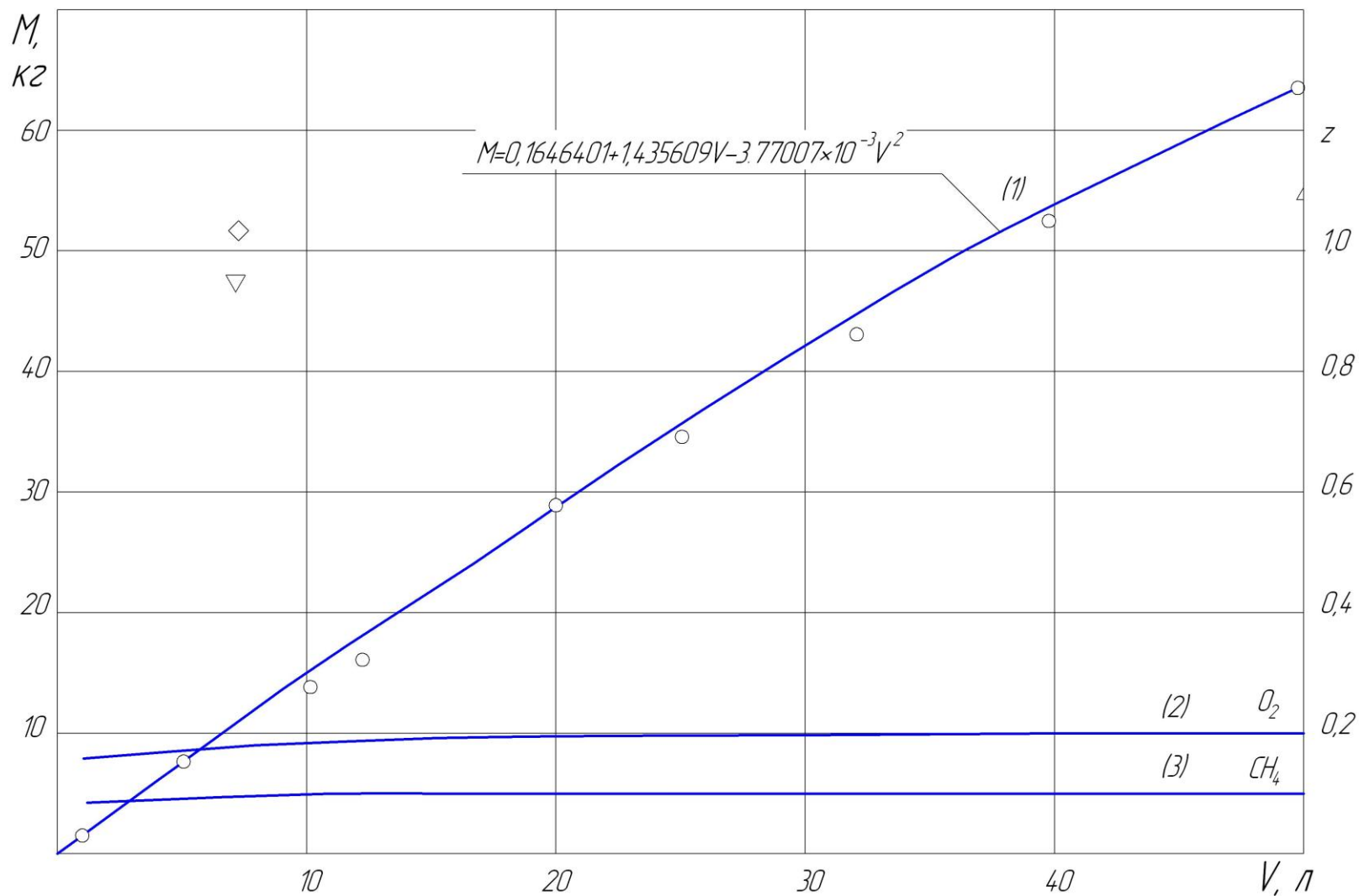


Рис. 2.9. Характеристики топливных баков; (1) – масса баков из легированной стали при  $p_6 = 200 \text{ кг/см}^2$ ; относительная масса рабочего тела  $z$ : (2) – для кислорода, (3) – для метана,  $\Delta$  – для пропана – стандартный бытовой баллон,  $\diamond$  – керосин,  $\Delta$  – бензин.

## Преобразование энергии в струе продуктов сгорания.

Отличительной особенностью ХГКПЭ является горение топлива в камере сгорания и истечение продуктов сгорания из сопла со сверхзвуковой скоростью.

Рассмотрим характерную картину преобразования различных видов энергии при резке материала струей продуктов сгорания. В той или иной мере элементы этой картины встречаются и в других технологических процессах (рис. 2.10). Из системы хранения и подачи топлива (СХП), которая может состоять из баллонов окислителя 1 и горючего 2, через регулирующую аппаратуру 3, 4 компоненты топлива поступают к управляющим клапанам 5, 6, генератора 7. Последний снабжен системой воспламенения 8 с блоком зажигания 9.

При открытии управляющих клапанов 5, 6 компоненты топлива поступают в камеру сгорания газогенератора, где воспламеняются воспламенителем 8, на который поступает синхронизированный с открытием клапанов электрический сигнал от блоков зажигания 9, возникает горение топлива в камере сгорания. Продукты сгорания соплом 10 формируются в сверхкритическую высокотемпературную струю 11.

Наличие критических параметров в минимальном сечении сопла позволяет обеспечивать высокий уровень тепловых потоков в такой струе не за счет высоких температур (как в плазмотронах), а за счет скорости и плотности струи. А это, в свою очередь, позволяет производить резку материалов при сравнительно низкой (по сравнению с плазмотронами) температуре, а значит снизить или вообще исключить изменение структуры материала в зоне реза (так называемая зона рекристаллизации). Кроме того, появляется возможность резки пространственных конструкций из самых различных веществ за счет высокой дальности струи. Такая схема процессов позволяет генерировать в небольших устройствах значительные мощности, которые, в конечном счете, определяют и другие области технологического применения ХГКПЭ /114, 116/.

При горении в камере сгорания ГСС в единицу времени выделяется энергия

$$N = I \dot{m}_T, \quad (2.33)$$

где  $I$  – удельная энтальпия продуктов сгорания в камере сгорания,

$\dot{m}_T$  – расход топлива.

Энтальпия, входящая в (2.33), в значительной степени определяет энергетику продуктов сгорания:

$$I = [n/(n-1)] A^2(n) \beta^2, \quad (2.34)$$

где:  $n = \ln(p_c / p) / \ln[(p_c R_\mu T / p R_{\mu_k} T_k)]$  – средний показатель изоэнтропы расширения до давления  $p$ .

$$A(n) = [2/(n+1)]^{(n+1)/2(n-1)} \sqrt{n}, \quad (2.35)$$

$\beta$  – расходный комплекс.

В диапазоне давлений  $(1...10) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , наиболее вероятном при практическом использовании ХГКПЭ, расходный комплекс  $\beta$  определяется в основном составом топлива ( $\alpha$ ), а значит и тепловая мощность генератора

$$N = [n/(n-1)] A^2(n) \beta^2 \dot{m}_T \quad (2.36)$$

зависит от расхода рабочего тела ( $\dot{m}_T$ ) и его состава ( $\alpha$ ). Заменяя величину  $A^2(n)$  ее приближенной, с погрешностью не более 3,5% в диапазоне  $n=1,1 \dots 1,4$ , зависимостью

$$A^2(n) = 0.347n, \quad (2.37)$$

из (2.36) получим

$$N = 0.347 [n^2 / (n-1)] \beta^2 \dot{m}_T. \quad (2.38)$$

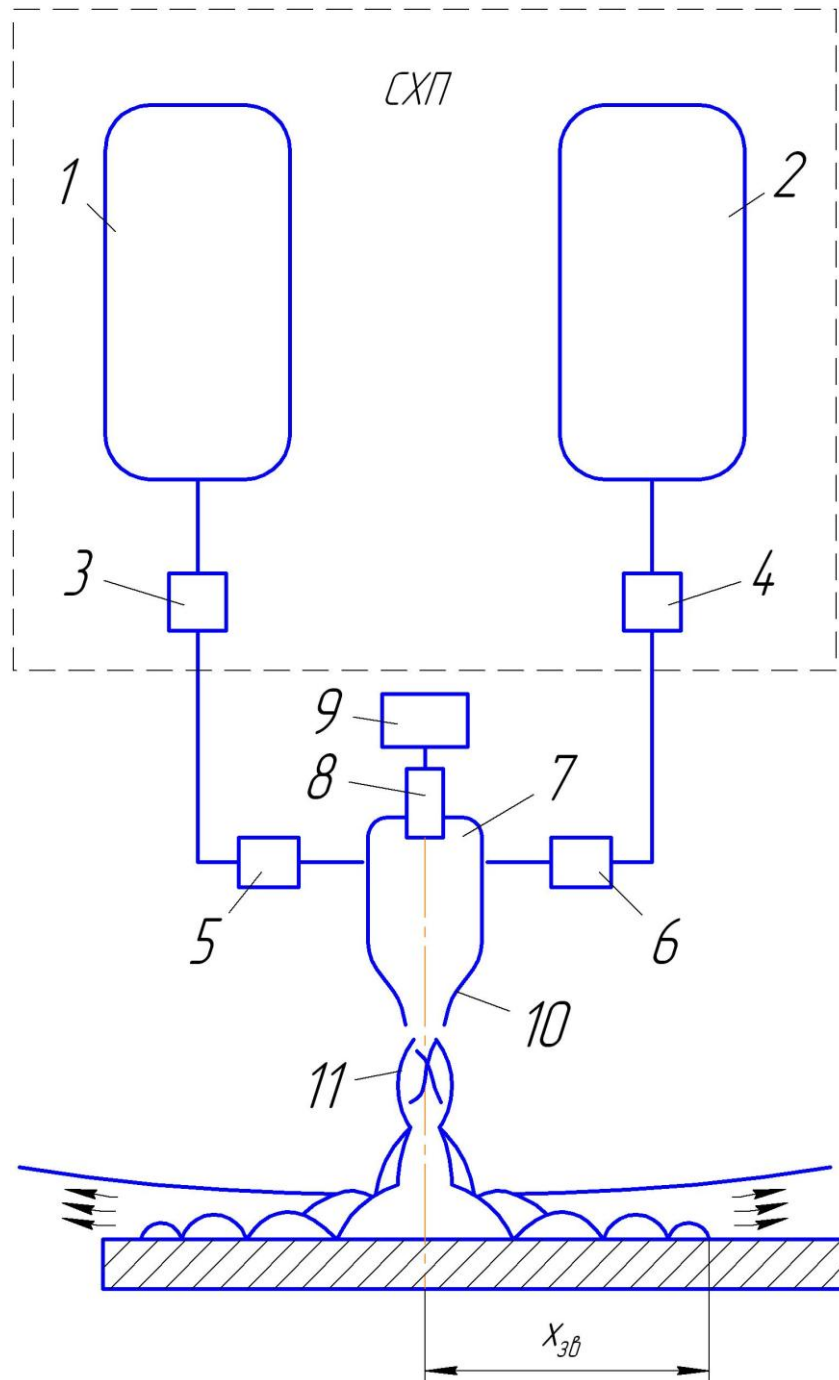


Рис. 2.10. Схема воздействия струи продуктов сгорания ГТ на материал

Если известно значение нижней теплотворной способности топлива ( $H_u$ ), то оценку тепловой мощности генератора можно провести по формулам

$$N = [Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})] \dot{m}_T \quad \text{для } \alpha > 1, \quad (2.39)$$

$$N = [Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})] \alpha \dot{m}_T \quad \text{для } \alpha \leq 1. \quad (2.40)$$

В ряде технологических задач важное значение может иметь не столько тепловая мощность, сколько удельный тепловой поток при взаимодействии с технологическим объектом в области первой «бочки» струи и в области критического сечения сопла генератора (рис. 2.10). Последний можно определить выражением

$$q_1 = N / F_{кр} = [n/(n-1)] A^2(n) \beta p_k \quad (2.41)$$

или приближенно

$$q_1 = 0,347 [n^2/(n-1)] \beta p_k. \quad (2.42)$$

Эти выражения получены из уравнений (2.36) и (2.38) соответственно. Аналогичные соотношения можно получить при использовании (2.39) и (2.40):

$$q_1 = A(n) [n/(n-1)]^{0,5} [Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5} p_k \quad \text{для } \alpha > 1, \quad (2.43)$$

$$q_1 = A(n) [n/(n-1)]^{0,5} [\alpha Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5} p_k \quad \text{для } \alpha \leq 1. \quad (2.44)$$

Или приближенно, с использованием (2.37):

$$q_1 = 0,589n/(n-1)^{0,5} [Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5} p_k \quad \text{для } \alpha > 1, \quad (2.45)$$

$$q_1 = 0,589n/(n-1)^{0,5} [\alpha Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5} p_k \quad \text{для } \alpha \leq 1. \quad (2.46)$$

Последние выражения получены с учетом связи  $\beta = f(Hu)$

$$\beta = [A(n)]^{-1} [(n-1)/n]^{0,5} [Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5}, \quad (2.47)$$

или приближенно

$$\beta = [1,7(n-1)^{0,5}/n] \cdot [Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5}. \quad (2.48)$$

для  $\alpha > 1$ .

Для  $\alpha \leq 1,0$  можно получить аналогичное выражение:

$$\beta = [A(n)]^{-1} [(n-1)/n]^{0,5} [\alpha Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5}, \quad (2.49)$$

или приближенно

$$\beta = [1,7(n-1)^{0,5}/n] \cdot [\alpha Hu/(1 + \alpha K_{m.ст.})]^{0,5}. \quad (2.50)$$

В выражениях типа (2.49) и (2.50) не учитываются процессы диссоциации, что приводит к значительным погрешностям. Снижение погрешностей расчета возможно представлением выражений в безразмерном виде:

$$\frac{\beta}{\beta_{opt}} = \frac{A(n_{opt})}{A(n)} \left[ \frac{(n-1)n_{opt}}{(n_{opt}-1)n} \frac{1 + \alpha_{opt} K_{m.ст.}}{1 + \alpha K_{m.ст.}} \right]^{0,5} \quad \text{для } \alpha > 1, \quad (2.51)$$

$$\frac{\beta}{\beta_{opt}} = \frac{A(n_{opt})}{A(n)} \left[ \frac{(n-1)n_{opt}}{(n_{opt}-1)n} \frac{\alpha}{\alpha_{opt}} \frac{1 + \alpha_{opt} K_{m.ст.}}{1 + \alpha K_{m.ст.}} \right]^{0,5} \quad \text{для } \alpha \leq 1. \quad (2.52)$$

Для определения удельных тепловых потоков в зоне первой «бочки» необходимо знать ее характерный поперечный размер. Для работы в атмосферных условиях критического сопла генератора радиус сечения первой «бочки» можно найти из (1.3)

$$r_0 = r_{кр} n_g^{0,5}. \quad (2.53)$$

Тогда площадь поперечного сечения первой «бочки» определится выражением:

$$F_0 = [2/(n+1)]^{1,2n/(n-1)} (p_k/p_n)^{1,2} F_{кр}, \quad (2.54)$$

а удельный тепловой поток с учетом (2.36):

$$q_2 = N / F_{\sigma} = [n^2 / (n-1)] [2 / (n+1)]^{(1-0,2n)/(n-1)} p_H^{1,2} \beta p_K^{-0,2} \quad (2.55)$$

или с использованием (2.39):

$$q_2 = N / F_{\sigma} = [n^2 / (n-1)] [2 / (n+1)]^{(1-0,2n)/(n-1)} p_H^{1,2} \beta p_K^{-0,2} \quad \text{для } \alpha > 1 \quad (2.56)$$

$$q_2 = A(n) \left[ \frac{n}{(n-1)} \right]^{0,5} \left[ \frac{n+1}{2} \right]^{1,2n/(n-1)} \left[ \frac{\alpha Hu}{1 + \alpha K_{m.ст.}} \right]^{0,5} p_H^{1,2} p_K^{-0,2} \quad \text{для } \alpha \leq 1 \quad (2.57)$$

В области верной полуограничено струи характерный радиус звукового участка

$$/79, 112/ \quad x_{зв} / r_{кр} = 2,85 \sqrt{n_{\epsilon}} \quad (2.58)$$

$$\text{или } F_{зв} = 8,1225 [2 / (n+1)]^{n/(n-1)} (F_{кр} / p_H) p_K, \quad (2.59)$$

тогда характерный удельный тепловой поток

$$q_{зв} = N / F_{зв} = 0,0427 [n^2 / (n-1)] [(n+1) / 2]^{n/(n-1)} \beta p_K. \quad (2.60)$$

Подставляя в (2.59) выражение (2.48) и (2.50), получим:

для  $\alpha > 1$

$$q_{зв} = 0,0725 \frac{n}{(n-1)^{0,5}} \left[ \frac{n+1}{2} \right]^{n/(n-1)} \left[ \frac{Hu}{1 + \alpha K_{m.ст.}} \right]^{0,5} p_H, \quad (2.61)$$

и для  $\alpha \leq 1$

$$q_{зв} = 0,0725 \frac{n}{(n-1)^{0,5}} \left[ \frac{n+1}{2} \right]^{n/(n-1)} \left[ \frac{\alpha Hu}{1 + \alpha K_{m.ст.}} \right]^{0,5} p_H. \quad (2.62)$$

Расчеты по выражениям (2.33)...(2.62) показывают, что наибольшими энергетическими возможностями обладает кислородно-водородное топливо, а энергетика ХГКПЭ определяется тремя группами факторов:

- Видом топлива (величина  $K_{m.ст.}$ , низшая теплотворная способность топлива);
- Режимными параметрами (состав топливной композиции ( $\alpha$ ), давление в камере сгорания ( $P_K$ ), температура ( $T_{вх}$ ) и расход ( $m_T$ ) топлива);
- давлением внешней среды ( $P_H$ ).

Наибольшими энергетическими возможностями обладает, как показали расчеты, их практически реализуемых, кислородно-водородное топливо. Его энергетические характеристики приведены на рис. 2.11 при постоянных давлениях в камере сгорания и окружающей среды. Коэффициент избытка окислителя оказывает на энергетику генератора значительное влияние, причем наиболее сильное – в зоне богатых смесей ( $\alpha < 1$ ). Следует отметить, что максимальные значения как удельной мощности ( $N / \dot{m}_T$ ), так и удельных тепловых потоков наблюдаются для кислородно-водородного топлива при  $\alpha = 0,7$ .

В дальнейшем этот режим используется как база для сравнения энергетики различных топливных композиций, а так же для сопоставления предельных возможностей ХГКПЭ с другими источниками энергии в технологиях. Сравнение удобно проводить в параметрах, отнесенных к указанному выше предельному режиму (обозначим последний индексом «пр»):

- относительная мощность:

$$\bar{N} = N / N_{np} = A_1 / A_{1,np} (\beta / \beta_{np})^2, \quad (2.63)$$

- относительный удельный тепловой поток через критическое сечение:

$$\bar{q}_1 = q_1 / q_{1,np} = A_1 / A_{1,np} (\beta / \beta_{np}), \quad (2.64)$$

- относительный удельный тепловой поток в зоне первой «бочки»:

$$\bar{q}_2 = q_2 / q_{2,np} = A_2 / A_{2,np} (\beta / \beta_{np}), \quad (2.65)$$

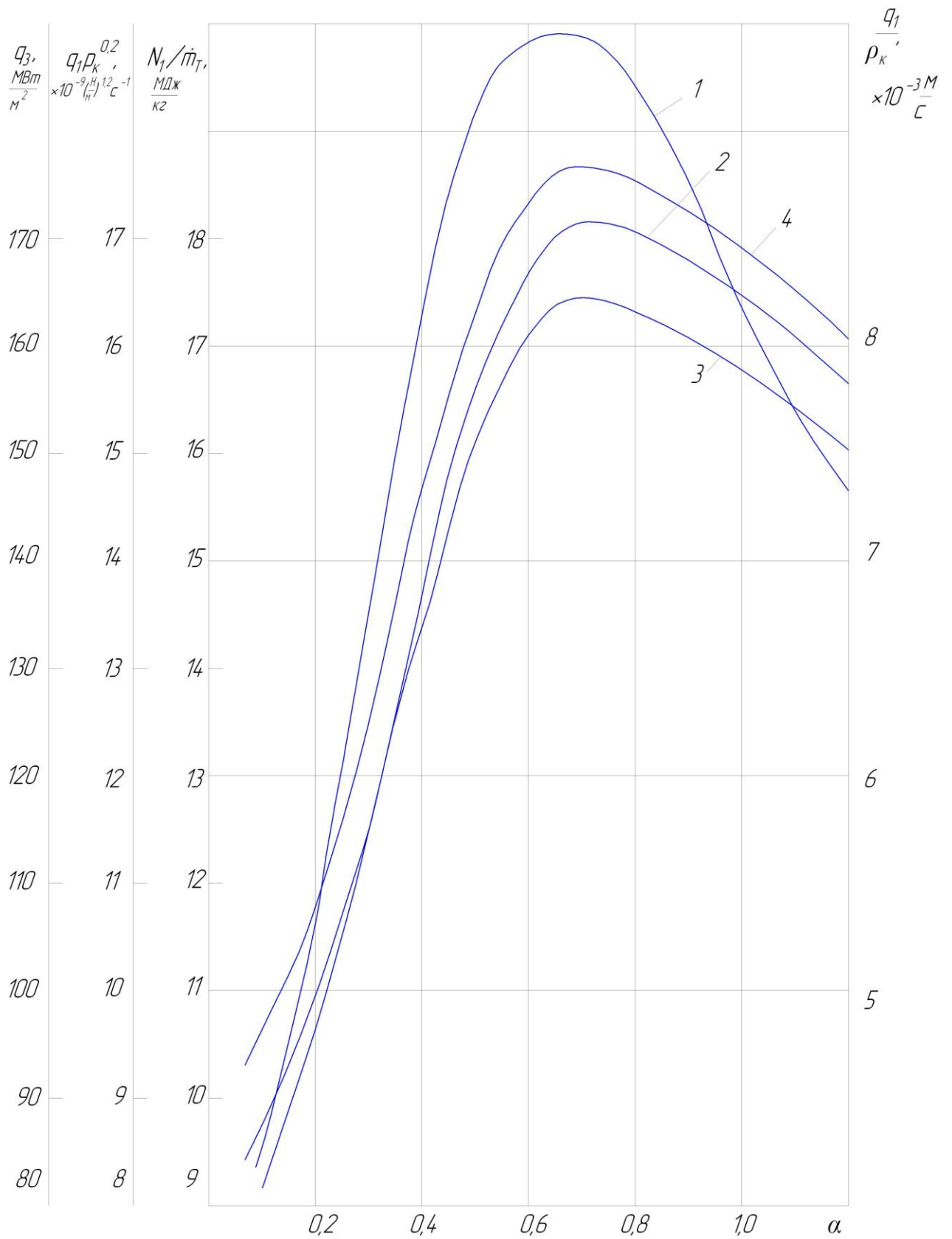


Рис. 2.11. Влияние состава кислородно-водородного топлива ( $\alpha$ ) на его энергетические возможности: мощность ( $N / \dot{m}_T$ ) – зависимость 1, удельный тепловой поток ( $q_1 / p_K$ ) – зависимость 2,  $q_2 p_K^{0.2}$  – зависимость 3,  $q_3$  – зависимость 4.

– относительный удельный тепловой поток через звуковой участок в зоне веерной струи:

$$\bar{q}_{зв} = q_{зв} / q_{зв.нр.} = A_3 / A_{3.нр.} (\beta / \beta_{нр.}), \quad (2.66)$$

где:

$$A_1 = [n/(n-1)]A^2(n), \quad A_2 = [n^2/(n-1)] [2/(n+1)]^{(1-0,2n)/(n-1)},$$

$$A_3 = 0.0427 [n^2/(n-1)] [(n+1)/2]^{n/(n-1)}.$$

Связь этих комплексов с показателем политропы расширения приведена на рис. 2.12. Практически одинаковый характер протекания зависимостей  $A_I=f(n)$ , а значит, и соответствующих зависимостей от коэффициента избытка окислителя, приводит к образованию единого режима с максимальной энергетикой и по мощности, и по удельным тепловым потокам для большинства других топливных пар.

С учетом близкого оптимального режима по составу топлива для различных энергетических характеристик сопоставление эффективности топливных пар целесообразно проводить по величине удельного теплового потока в области звукового участка веерной полуограниченной струи (рис. 2.13). Это связано с тем, что теоретическое значение  $q_3$  не зависит от таких режимных параметров, как  $p_K, \dot{m}_T$ , а определяется только давлением окружающей среды, которое в большинстве технологических процессов постоянно, составом топлива ( $\alpha$ ) и его видом ( $K_{м.ст.}$ ).

Кислородно-водородному топливу уступает по энергетике на 20...50% группа углеводородных горючих с кислородом в качестве окислителя. К ним примыкают такие горючие, как НДМГ, гидразин и, с несколько меньшей энергетикой, аммиак. Максимальные энергетические параметры достигаются у этой большой группы горючих в достаточно узком диапазоне  $\alpha=0.7..1$ . При переходе на менее энергоемкий окислитель – воздух, энергетика топлива резко снижается (на 60...70% относительно  $H_2+O_2$ ), а максимальная энергетика реализуется у всех рассмотренных видов топлив при  $\alpha=1$ . Промежуточное положение по энергетике занимает топливо: природный газ и воздух, обогащенный кислородом, однако оптимальный режим реализуется у него также при  $\alpha=1$ . Это связано с более низким уровнем температур у горючих, реагирующих с воздухом (см. рис. 2.8), при котором диссоциация еще не играет существенной роли.

В технологических процессах широко используются в качестве источников концентрированных потоков энергии следующие:

- электросварочная дуга (ЭСД);
- электронный луч (ЭЛ);
- электродуговая плазменная струя (ЭПС);
- луч лазера (ЛЛ);
- газовое пламя (ГП).

Их энергетические характеристики приведены в табл. 2.4 /130/.

По мощности ГСС на кислородно-водородном топливе уже при расходах  $\dot{m}_T > 10г/с$  превосходят все перечисленные источники (рис. 2.14).

Мощность, соизмеряемая с электронным лучом и электроплазменной струей, но существенно превышающая мощность луча лазера и газового пламени, достигается в ХГКПЭ даже на сравнительно низкоэнергетическом топливе пропан + воздух уже



при расходе  $\dot{m}_T = 12 \text{ г/с}$ . Причем, в расчетах учитывалась только энергия, выделяемая в камере сгорания. Если учесть возможность дополнительного выделения энергии при догорании избыточного горючего в струе продуктов сгорания за счет окисления воздухом, то мощность еще более возрастет, т. к. оптимальные по энергетике режимы лежат в диапазоне  $\alpha = 0,7 \dots 1,0$ .

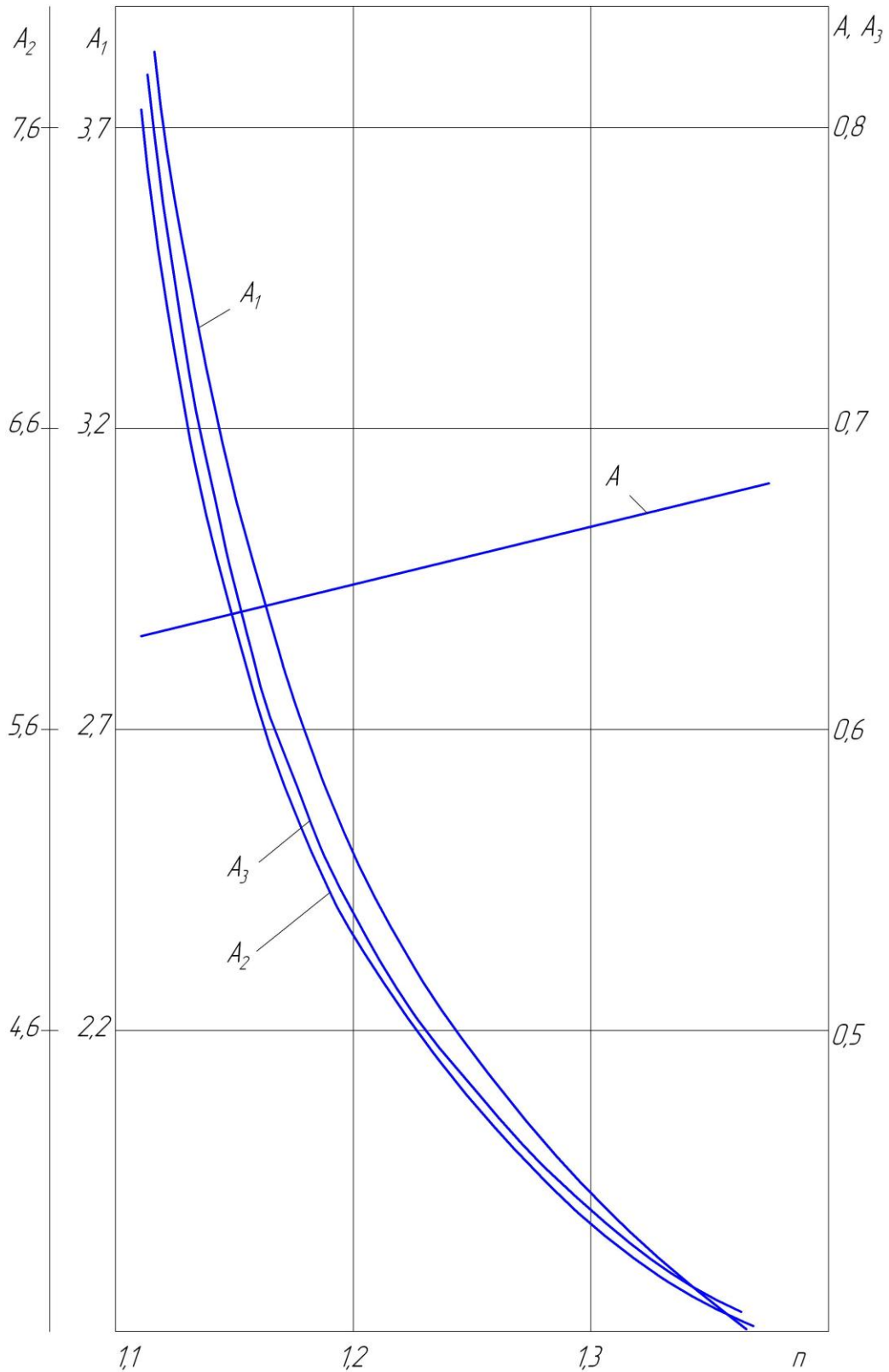


Рис. 2.12. Влияние показателя политропы расширения на энергетику продуктов сгорания

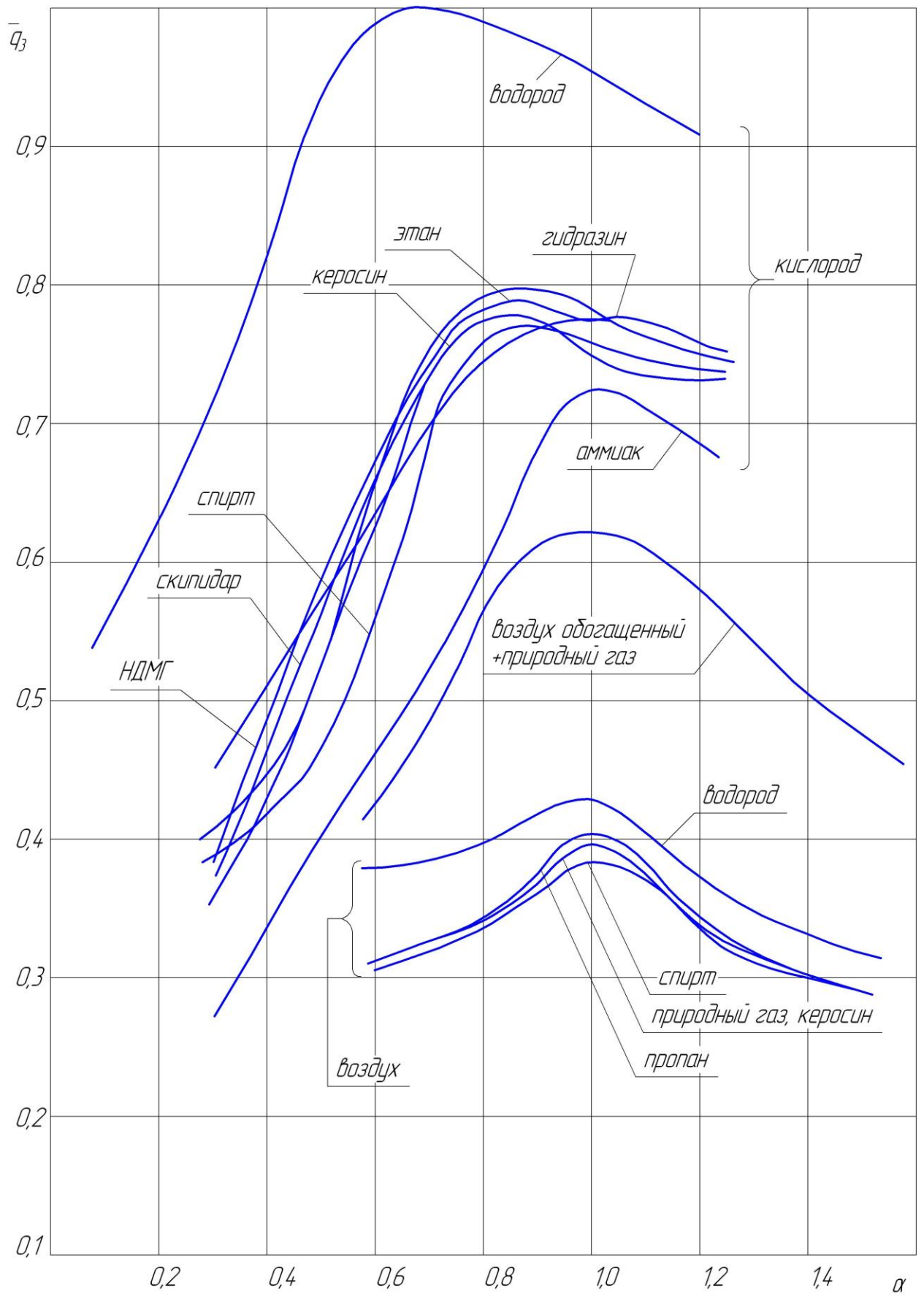


Рис. 2.13. Энергетические возможности ХГКПЭ на различных топливах

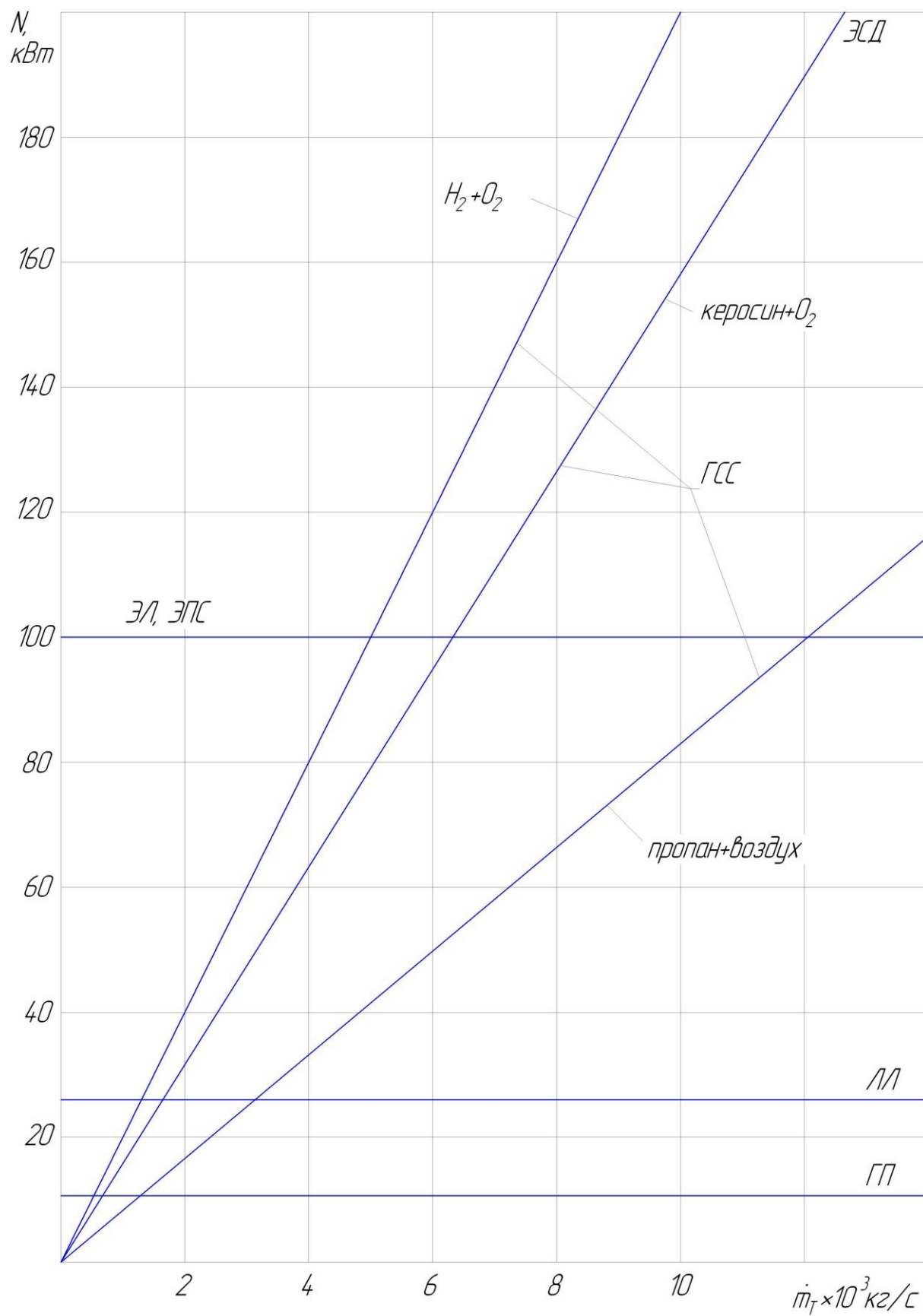


Рис. 2.14 Зависимость  $\eta_{т}$  от расхода топлива. ЭСД – электросварочная дуга, Эл – электронный луч, ЭПС – электроплазменная струя, ЛЛ – луч лазера, ГП – газовое пламя.

Таблица 2.4

Источник нагрева	Мощность, кВт		Концентрация мощности, МВт/м <sup>2</sup>		Эффективный КПД нагрева
	max	min	max	min	
Газовое пламя	10	0,1	6	2	0,55
Электросварочная дуга	200	0,05	400	5	0,75
Электродуговая плазменная струя	100	1,0	1000	5	0,30
Электронный луч	100	0,01	10 <sup>5</sup>	5	0,85
Луч лазера	25	0,01	10 <sup>8</sup>	1	0,05

В соответствии с приведенной на рис. 2. 14 номограммой и учетом особенностей рабочего процесса, изготовления, эксплуатации и областей применения, можно условно выделить пять характерных групп ГСС (табл. 2.5).

Нижний предел  $\dot{m}_T$  указан для топлива  $H_2+O_2$ , а верхний для топлива пропан + воздух.

По максимальной концентрации энергии в струе продуктов сгорания (критическое сечение) ХГКПЭ уступают только лучу лазера и электронному лучу (рис. 2.15). Величина удельного теплового потока в критическом сечении генератора увеличивается пропорционально давлению в камере сгорания на сверхкритических режимах – рабочая область ХГКПЭ. В области докритических режимов величина  $q_1$  резко падает с уменьшением  $p_K$  в связи с уменьшением скорости ниже звуковой в минимальном сечении.

Таблица 2.5

Параметры	$N$ , кВт	$q_1$ , МВт/м <sup>2</sup>	$\dot{m}_T$ , г/с
Обозначение			
1 группа, микро	0...10	10...2500	0...1
2 группа, малые	10...40	700...4200	0,5...5
3 группа, средние	40...100	1000...6000	2...12
4 группа, мощные	100...200	1400...8500	5...24
5 группа, супермощные	более 200	более 1700...10000	более 10...24

Существенно менее выражена связь удельного теплового потока в прямом скачке ( $q_2$ ) от  $p_K$  или степени нерасчетности струи ( $n_a$ ). При  $n_a=1$  величины  $q_1$  и  $q_2$  одинаковы, т. к. прямой скачок входит в критическое сечение. С увеличением степени нерасчетности растет мощность струи, но она распределяется на все большую площадь прямого скачка и величина теплового потока  $q_2$  незначительно падает. И, наконец, величина удельного теплового потока на площади звукового участка веерной струи, образующейся при ее контакте с нормальным препятствием, существенно меньше величины  $q_1$  и  $q_2$ , и не зависит от степени нерасчетности струи.

В зависимости от вида технологического процесса, использующего ХГКПЭ, в качестве целевой функции может выступать одна из перечисленных энергетических характеристик или производные от них.

Сопоставляя экстенсивные (мощность  $N$ ) и интенсивные (удельные тепловые потоки) предельные характеристики различных ХГКПЭ, приведенные в табл. 2.4 и 2.5, можно выделить характерные энергетические области функционирования этих устройств (рис. 2.16). Энергетика ХГКПЭ существенно расширяет возможности применения концентрированных потоков энергии в технологических процессах. Первая группа ХГКПЭ соответствует по мощности газовому пламени, однако по концентрации энергии на несколько порядков превышает его возможности. Это позволяет использовать первую и примыкающую к ней вторую группу ГСС для резки тонколистовых и листовых алюминиевых, магниевых, легированных сплавов, т. е. Материалов, не поддающихся традиционной газопламенной обработке. Третья и четвертая группы ХГКПЭ отвечает по мощности электродуговой плазменной струе и электросварочный дуге соответственно, также превышая эти способы по концентрации энергии. И, наконец, пятая группа химических генераторов превышая по мощности все известные способы, приближается по концентрации энергии к электронному лучу.

Основные этапы преобразования энергии топлива, присущие ХГКПЭ независимо от конкретной области их использования показаны на рис. 2.17. Процесс 1 осуществляется в камере сгорания газогенератора, процессы 2...4 в той или иной степени реализуются при ускорении газового потока в сопле, а затем в истекающей из него струе продуктов сгорания, транспортирующей их энергию к объекту воздействия. И, наконец, некоторая часть химической энергии рабочего тела остается в продуктах сгорания, истекающих из сопла генератора (процесс 5).

В зависимости от технологического процесса эффективность применения в нем ХГКПЭ определяется, преимущественно, одним или несколькими видами энергий, образующимися в результате протекания процессов 2...5. Например, для резки материалов определяющими являются процессы 2, 3, при использовании ХГКПЭ в качестве ракетного двигателя – процесс 2, в качестве генератора акустических колебаний – процесс 4, в качестве источника рабочего тела, регулируемого состава – процесс 5, в качестве устройства для напыления – процессы 2,3 и т. д. Такой подход требует определения параметров как самого генератора, так и условий преобразования топлива на нем, ответственных за тот или иной вид энергии с учетом потерь, имеющих место на всех стадиях ее преобразования. Под потерями будем понимать те энергетические преобразования, которые не вошли в перечисленные процессы 2...5. В то же время при решении конкретной технологической задачи в разряд потерь могут перейти и некоторые процессы 2...5. Это позволяет при проектировании ХГКПЭ формировать целевую функцию в зависимости от области его применения.

Источником энергетических возможностей ХГКПЭ является химическая энергия топлива, определяющая располагаемую тепловую мощность генератора. Приближенно ее можно рассчитать по выражениям (2.36)...(2.40) или, более точно, используя результаты термодинамического расчета и термодинамические свойства индивидуальных веществ. В последнем случае термодинамическая массовая энтальпия  $j$ -ой точки может быть рассчитана по выражению:

$$i_j = \left( \sum_{i=1}^k i_{\mu_i^{29815}} r_i \right) / \mu_j, \quad (2.67)$$

а химическая энергия

$$x_j = \left( \sum_{i=1}^k \Delta H_{(ок,э;298,15)i} r_i \right) / \mu_j, \quad (2.68)$$

где  $r_i$  – мольная доля  $i$ -ого химического элемента в продуктах сгорания,  $\mu_j$  – молярная масса продуктов сгорания в  $j$ -ой точке,

$i_{\mu_i^{29815}}$ ,  $\Delta H_{(ок,э;298,15)i}$  – мольные энтальпия и химическая энергия химического элемента.

Следует отметить, что при  $\alpha < 1$  в продуктах сгорания содержится не прореагировавшее горючее, которое может дать дополнительную энергию при дожигании в окружающем воздухе. Используя выражение (2.3) можно найти количество воздуха, которое может прореагировать с не сгоревшим в камере горючим:

$$\dot{m}_e / \dot{m}_T = [(1 - \alpha) / (1 + \alpha K_{m.СТ}^0)] K_{m.СТ}^e, \quad (2.69)$$

а затем энергию, которая может выделиться при дожигании:

$$N_D / \dot{m}_T = A_1 \beta_{\epsilon(\alpha=1)}^2 [(1 + K_{m.СТ}^e) / (1 + \alpha K_{m.СТ}^0)] (1 - \alpha) \quad (2.70)$$

На рис. 2.18 приведены результаты расчетов энергетике струи продуктов сгорания кислородно-водородного топлива. При  $\alpha < 0.3$  энергия, которая может быть реализована при дожигании (кривая 2), становится соизмеримой с энергией, выделяемой в камере сгорания (кривая 1). Однако, энергию дожигания, рассчитанную по (2.70), следует рассматривать как предельную. Реальное выделение энергии зависит от условий взаимодействия струи продуктов сгорания с окружающим воздухом.

Кинетическая энергия единицы массы рабочего тела в  $j$ -ой точке процесса можно определить выражением:

$$N_{кин} / \dot{m}_T = w_j^2 / 2, \quad (2.71)$$

потенциальную:

$$N_{ном} / \dot{m}_T = p_j / \rho_j = R_{\mu} T_j / \mu_j. \quad (2.72)$$

Оставшаяся часть представляет собой внутреннюю энергию продуктов сгорания. В критическом сечении она составляет большую часть располагаемой тепловой мощности генератора (рис. 2.18, 2.19 здесь  $\bar{N} = N_{кин} / N$ ;  $N_{ном} / N$  и т.д.) уменьшаясь с увеличением степени расширения струи.

Часть кинетической энергии струи расходуется на создание акустических колебаний в окружающей среде. В [94] показано, что при подогреве струй уровни дискретных составляющих в акустическом спектре уменьшаются и, для каждого значения нерасчетности сопла ( $n_a$ ), при определенной температуре рабочего тела ( $T_a$ ) исчезают. Это позволяет в характерном для ХГКПЭ диапазоне  $n_a$ ,  $T_a$  для расчета акустической мощности использовать формулу

$$N_{ак} = 0,7 \cdot 10^{-4} \rho_p \omega_p^8 F_p a_n^{-5}, \quad (2.73)$$

где  $\rho_p$ ,  $\omega_p$  – плотность и скорость струи при полном расширении,

$F_p$  – площадь струи при полном расширении,

$a_n$  – скорость звука в окружающей среде.

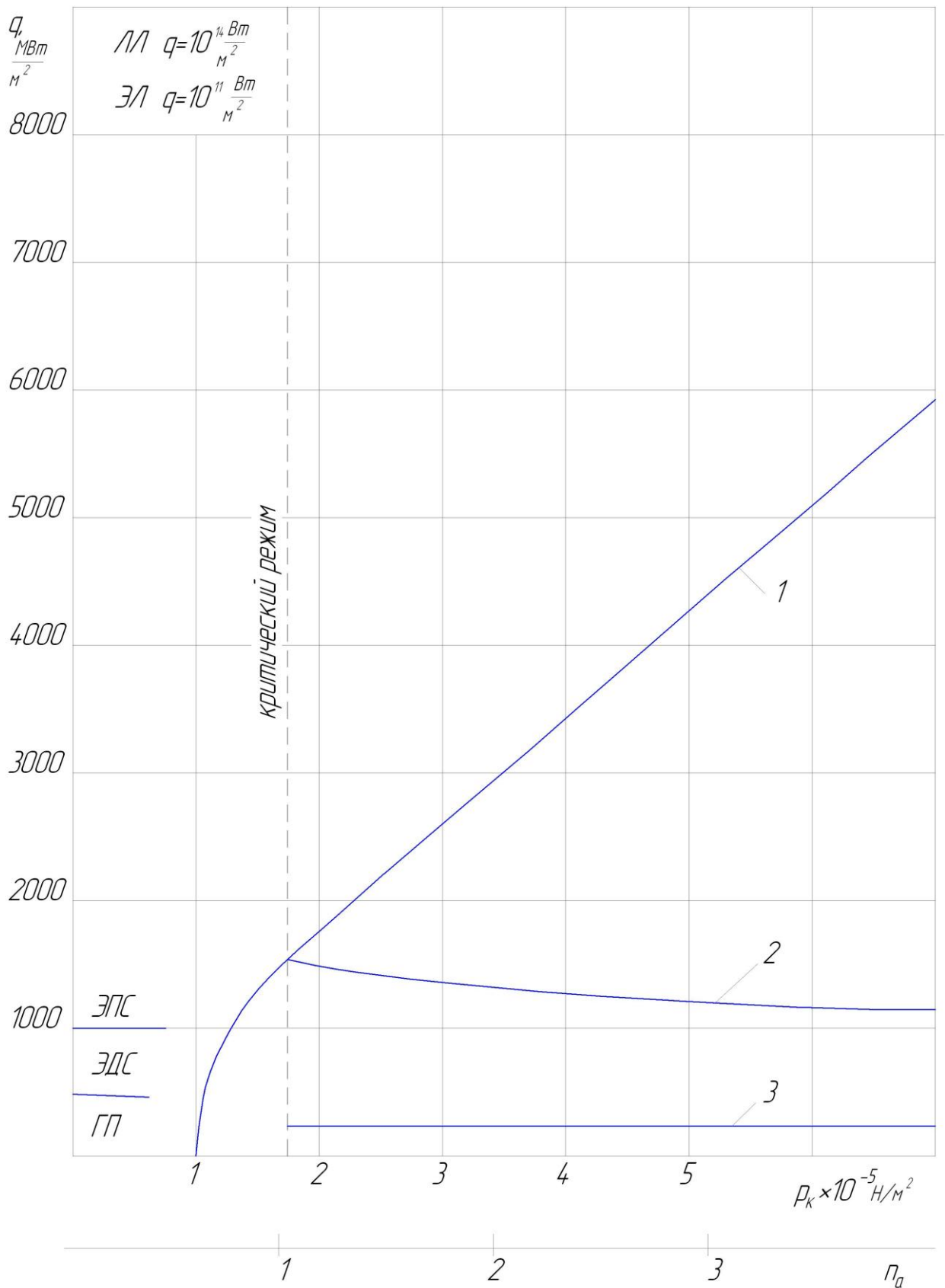


Рис. 2.15. Зависимость удельного теплового потока от давления в камере сгорания ХГКПЭ на  $\text{H}_2 + \text{O}_2$  (1 – в критическом сечении, 2 – в прямом скачке, 3 – на звуковом участке веерной струи). Предельные уровни удельных тепловых потоков ГП, ЭСД, ЭПС, ЭЛ, ЛЛ.

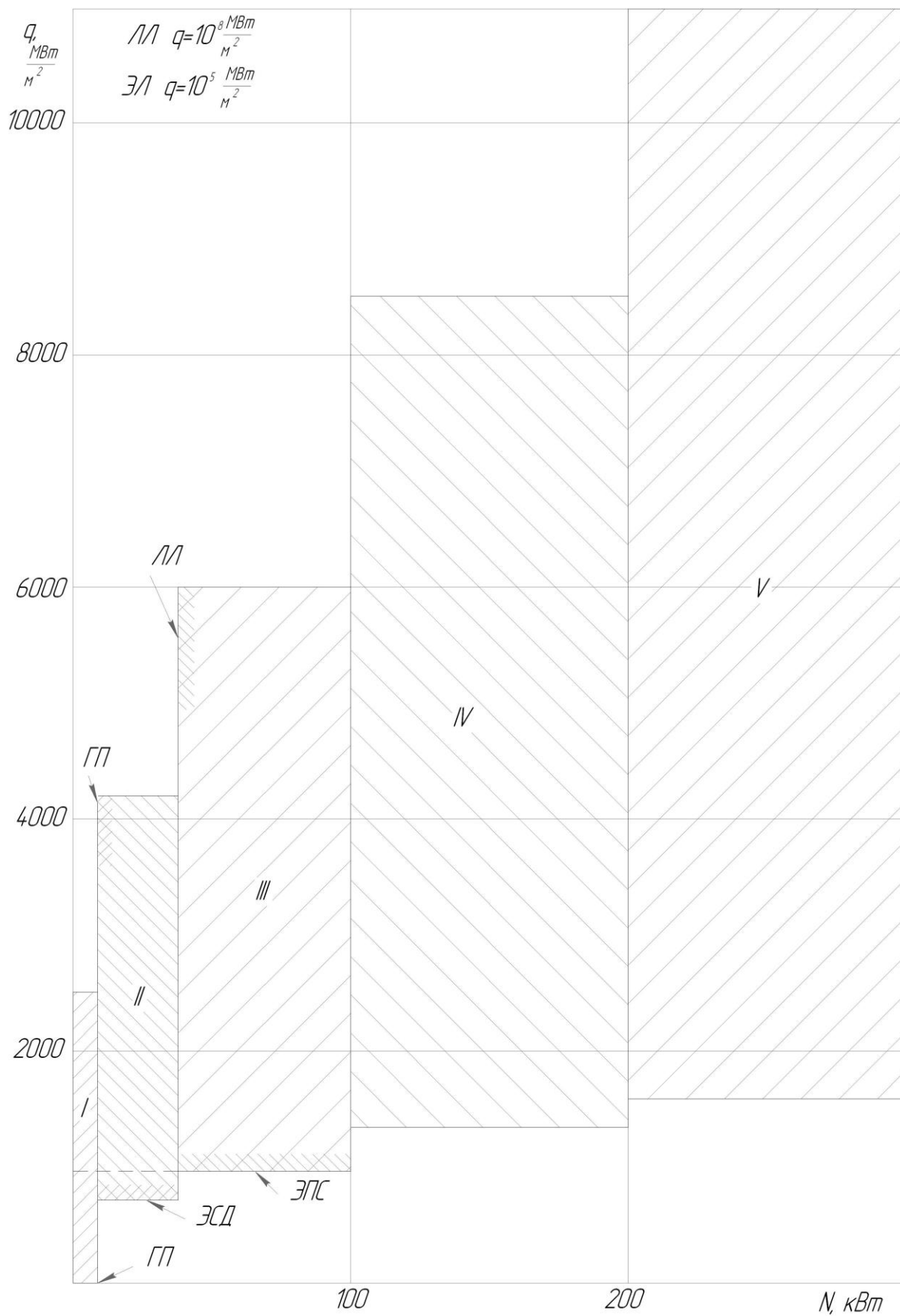


Рис. 2.16. Предельные характеристики различных ХГКПЭ





Рис. 2.17. Основные этапы преобразования энергии в ХГКПЭ.

С учетом уравнения неразрывности и соотношения  $w_p = w_{кр} \lambda_p$  можно записать:

$$N_{ак} / \dot{m}_T = 0,7 \cdot 10^{-4} d_n^{-5} w_{кр}^7 \lambda_p^7 \quad (2.74)$$

где  $\lambda_p$  – коэффициент скорости при полном расширении,

$w_{кр}$  – критическая скорость потока.

Акустическая мощность составляет незначительную часть располагаемой тепловой мощности трансзвуковой струи (рис. 2.20), уменьшаясь с увеличением  $\alpha$  и увеличиваясь пропорционально расходу топлива.

Тем не менее, уровень шума струи продуктов сгорания при расходах 3...5 г/с составляет 110 Дб для  $\alpha = 0,3$ .

Оценка энергетического баланса продуктов сгорания определяет возможность формирования целевой функции лишь в рамках идеального (без потерь) генератора.

Для газообразного топлива преобразование химической энергии в тепло в камере сгорания при непрерывной работе генератора определяется процессом диффузионного горения, т. е. Смесеобразованием компонентов топлива. Чем качественнее проведено смесеобразование, тем полнее химическая энергия топлива перейдет в тепло в камере сгорания, а значит и в остальные виды энергии, реализуемые в процессах 2...4, тем меньше окажется химическая энергия струи (процесс 5), тем меньше потери. В процессе 1 это прежде всего потери на неоднородность состава топлива в поперечном сечении камеры сгорания, потери на неадиабатность и потери на неполноту смешения. Опыт развития ракетной техники показывает, что уровень этих потерь возрастает с уменьшением размерности генератора и может достигать 20..40%.

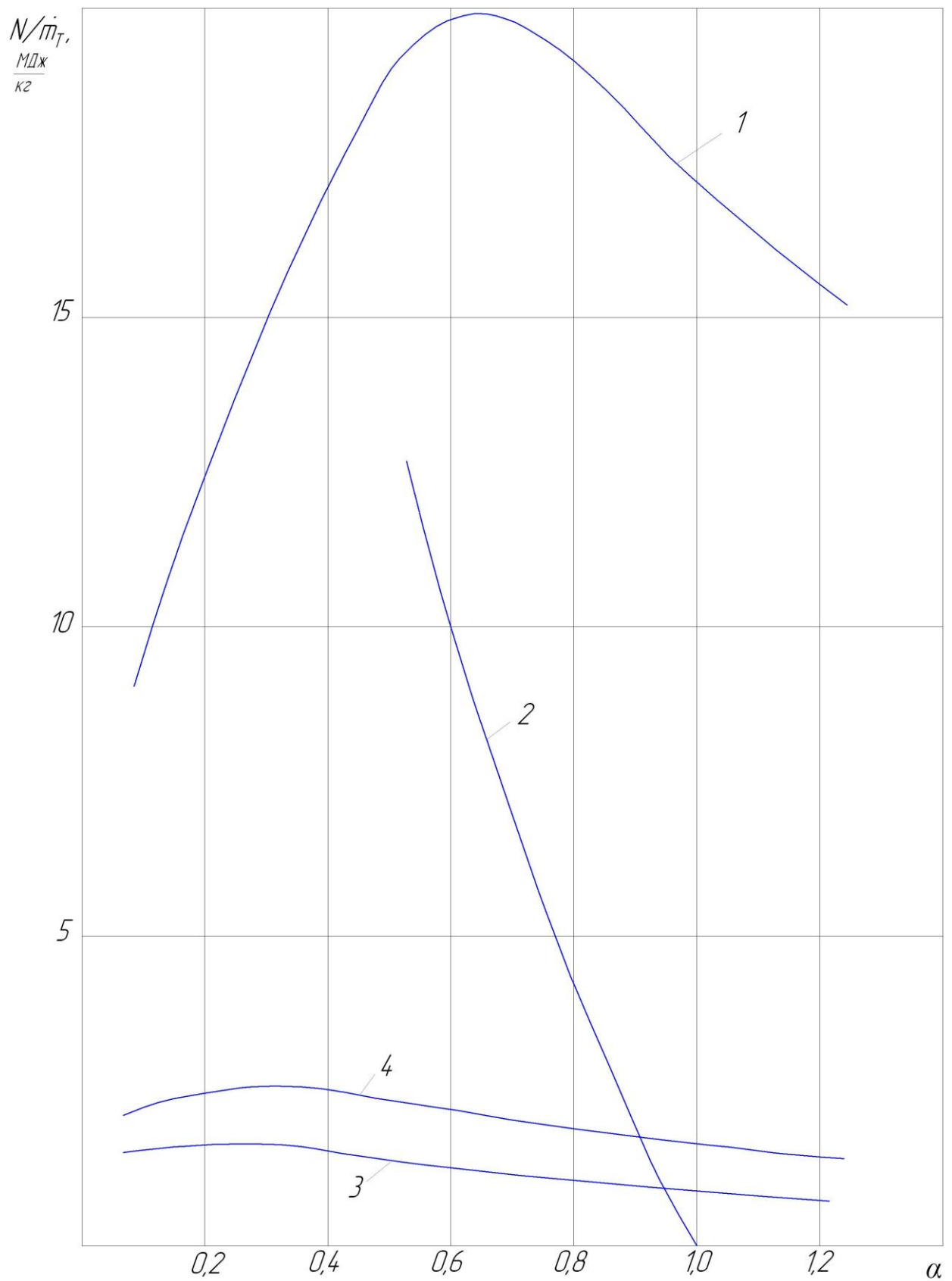


Рис. 2.18. Энергетика трансзвуковой струи продуктов сгорания кислородно-водородного топлива, 1 – располагаемая энергия, 2 – энергия дожигания горючего в воздухе, 3 – кинетическая энергия струи, 4 – потенциальная энергия

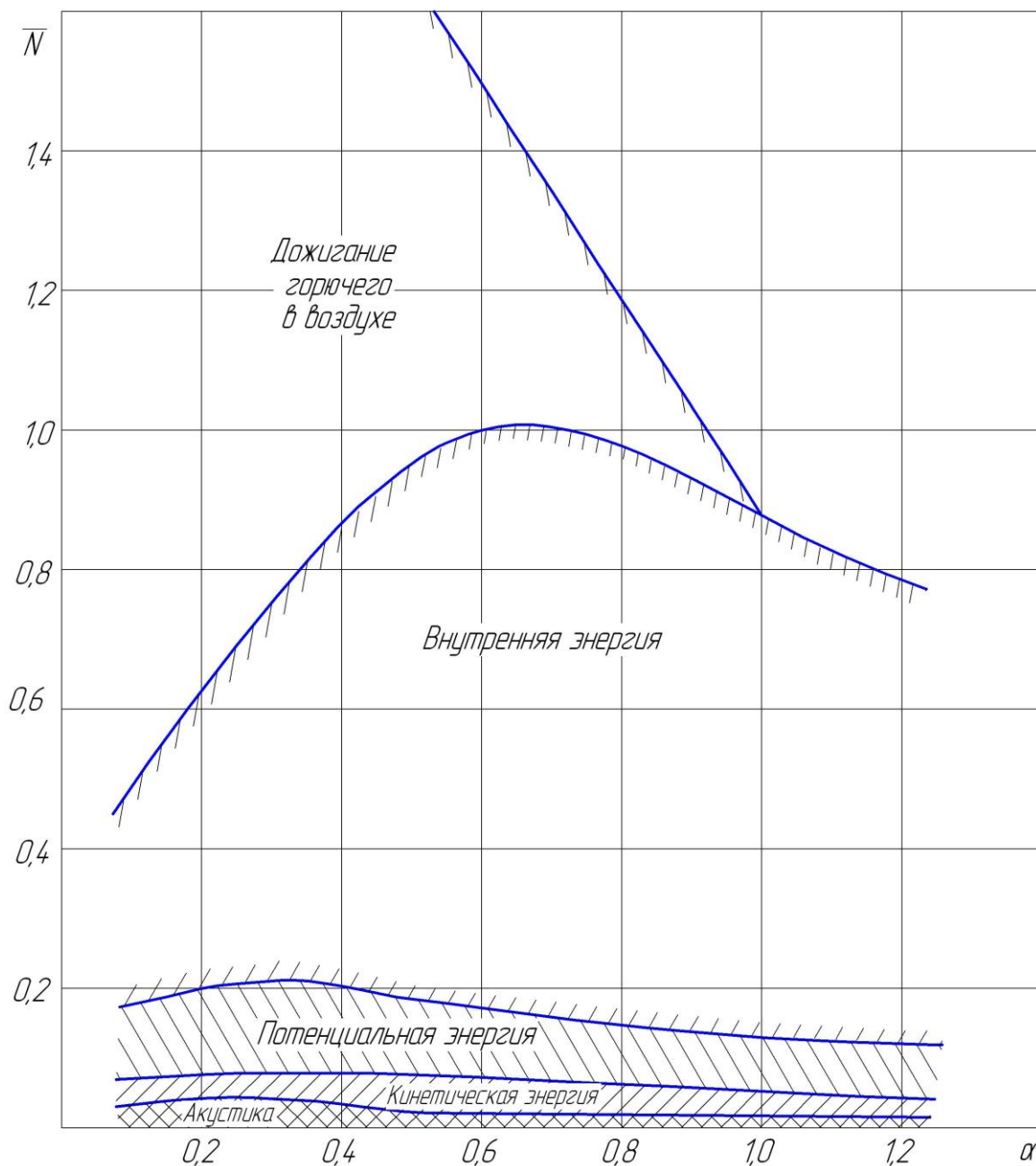


Рис. 2.19. Энергетический баланс трансзвуковой струи продуктов сгорания.

В значительной степени смесеобразование определяет и эффективность протекания процессов 2...4, т. к. формирует пристеночный слой, от состава которого, в свою очередь, зависят потери на трение в сопле, дожигание и другие потери. Причем, условия реализации предельных возможностей топлив определяются, помимо наличия потерь в реальном рабочем процессе, также условиями воспламенения несамовоспламеняющихся топлив.

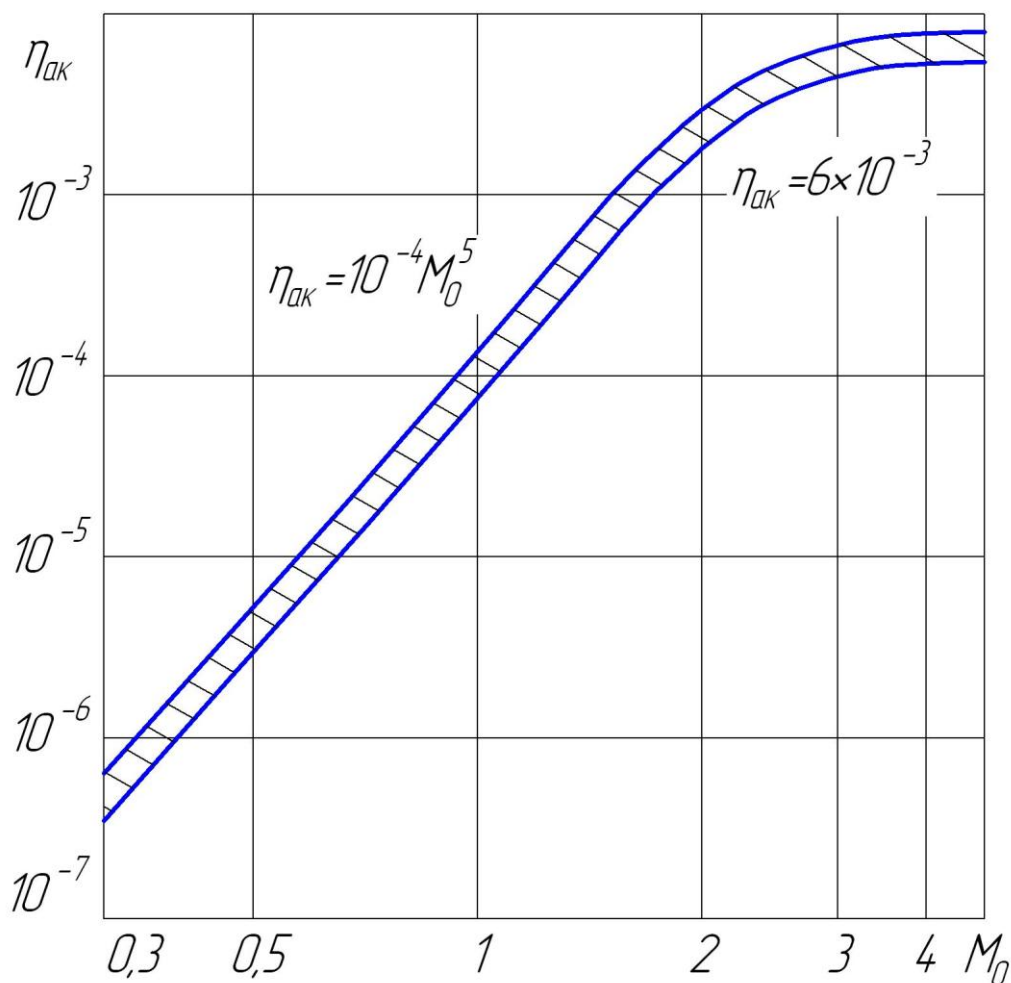


Рис. 2.20 Зависимость акустического к.п.д. от скорости струи

### Особенности воспламенения газовых смесей электрической искрой

В настоящее время существует ряд теорий воспламенения горючих смесей электрической искрой. Из них наиболее разработаны тепловая и электрическая.

В искре создаются высокие температуры и, кроме того, происходит образование ионов, электронов, радикалов и другие явления, обусловленные протеканием электрического тока в газе. На процесс воспламенения влияют как тепловые, так и электрические явления, протекающие в искровом разряде. Как показывают данные исследований, основную роль при воспламенении обычно играют тепловые процессы [83, 155]. Соотношения, полученные в рамках тепловой теории зажигания, позволяют определять влияние на минимальную энергию искры, обеспечивающую надежное воспламенение, большинства факторов, имеющих важное значение в малоразмерных газогенераторах.

Одно из подобных соотношений для минимальной энергии воспламенения  $Q_{min}$  получено в [109]:

$$Q_{min} = (a^2 \lambda^3 / C_p^2 \rho_o^2 U_o^3) (T_{II} - T_o) \quad (2.75)$$

где  $\lambda$  – среднее значение коэффициента теплопроводности,

$C_p$  – средняя теплоемкость при постоянном давлении,

$\rho_c$  – плотность горючей смеси,

$U_o$  – скорость ламинарного адиабатического пламени,

$T_{II}$  – адиабатическая температура пламени,

$T_o$  – температура горючей смеси,

$a \approx 40$  – константа, слабо зависящая от условий реализации воспламенения.

Соотношение (2.75) хорошо описывает зависимость минимальной энергии от температуры давления и состава воспламеняемой смеси /109/. Однако, для его использования при анализе малоразмерных газогенераторов, необходимо все входящие в (2.75) факторы выразить через параметры, характеризующие рабочий процесс ХГКПЭ.

Теплоемкость в условиях, характерных для генераторов, можно считать практически не зависящей от температуры и давления воспламеняемой смеси. Однако, она зависит от соотношения в топливе горючего и окислителя тем сильнее, чем больше различие в теплоемкостях горючего и окислителя. В первом приближении для большинства топлив этой зависимостью можно пренебречь. Таким образом, можно принять, что:

$$C_p = const \quad (2.76)$$

Коэффициент теплопроводности для условий малоразмерных газогенераторов можно считать не зависящим от давления. Кроме того, для большинства топлив, в первом приближении можно пренебречь зависимостью  $\lambda$  от соотношения компонентов топлива /38/. При таких допущениях основное влияние на коэффициент теплопроводности оказывает температура горючей смеси /35, 145/. В первом приближении можно принять

$$\lambda \sim T_o, \quad (2.77)$$

а плотность смеси определить соотношением:

$$\rho_o = p_o \mu / R_\mu T_o \quad (2.78)$$

где  $p_o$  – давление горючей смеси,

$R_\mu$  – универсальная газовая постоянная,

$\mu$  – средняя молярная масса смеси.

Скорость ламинарного адиабатического пламени увеличивается с уменьшением давления и ростом температуры

$$U_o \sim I / p_o^n, \quad (2.79)$$

$$U_o \sim T_o^m, \quad (2.80)$$

а значит

$$U_o \sim U_o(\alpha) [T_o^m / p_o^n] \quad (2.81)$$

где  $U_o(\alpha)$  – скорость пламени при нормальных условиях для данного значения коэффициента избытка окислителя.

С учетом (2.75), (2.76), (2.77), (2.81) соотношение для минимальной энергии воспламенения можно записать в виде:

$$Q_{\min} \sim (T_n - T_o) \mu / T_o^{3m-5} p_o^{2-3n} U_o^3(\alpha) \quad (2.82)$$

В первом приближении можно принять  $m = 1,75$ ,  $n = 0,22$ . Тогда

$$Q_{\min} \sim (T_n - T_o) \mu / T_o^{0,25} p_o^{1,34} U_o^3(\alpha) \quad (2.83)$$

Соотношение (2.83) показывает характер влияния на минимальную энергию воспламенения температуры, давления и состава горючей смеси /113/. Видно, что

$Q_{min}$  уменьшается с ростом давления, что соответствует экспериментальным зависимостям рис. 2.21 полученным для различных топлив.

Функциональная зависимость минимальной энергии воспламенения от температуры, как следует из (2.80), имеет сложный вид

$$Q_{min} \sim (T_n - T_o) / T_o^{0,25} \quad (2.84)$$

Однако, при условии эксплуатации малоразмерных газогенераторов  $T_n > T_o$ . Поэтому изменение  $T_o$  практически не будет сказываться на величине числителя выражения (2.84). Следовательно, с ростом температуры, минимальная энергия будет уменьшаться, что и видно из экспериментальных зависимостей (рис. 2.22).

Как следует из (2.38), в первом приближении можно считать, что коэффициент избытка окислителя оказывает влияние на минимальную энергию воспламенения только через скорость пламени:

$$Q_{min} \sim 1 / U_o^3(\alpha) \quad (2.85)$$

Так как скорость пламени имеет максимум (рис. 2.23) /151/, то минимальная энергия воспламенения должна иметь минимум при изменении  $\alpha$ , что и показывают данные экспериментов (рис. 2.24) /151/ для различных топлив.

Соотношение (2.83) для минимальной энергии воспламенения не учитывает влияния отвода тепла из зоны воспламенения в электроды искровой свечи, а также аэродинамику газа, т. е. тго турбулентность, скорость и ряд других факторов.

Влияние электродов на минимальную энергию воспламенения может быть весьма существенным (рис. 2.25) /77/. Материал электродов практически не влияет на энергию воспламенения /77/. В то же время увеличение расстояния между электродами  $d$  и изменение их формы может значительно увеличить минимальную энергию. На рис. 2.25 кривая 1 получена для метано-воздушной смеси при двух плоских электродах в виде фланцев, кривая 2 – один электрод плоский фланец, другой электрод – шарик диаметром 1,59 мм, кривая 3 – форма электродов та же, что и во втором случае, но полярность напряжения на электродах обратная. Как видно, минимальная энергия для электродов различной формы совпадает до некоторого критического значения искрового промежутка. Критическое расстояние при этом оказывается равным расстоянию гашения, т. е. Минимальному размеру прямоугольного отверстия, через которое еще может проходить пламя. Расстояние горения и, соответственно, критическое расстояние для электродов свечи зависят от соотношения компонентов и имеют ярко выраженный минимум около стехиометрического соотношения компонентов (рис. 2.26) /77/. С увеличением температуры газовой смеси критическое расстояние уменьшается.

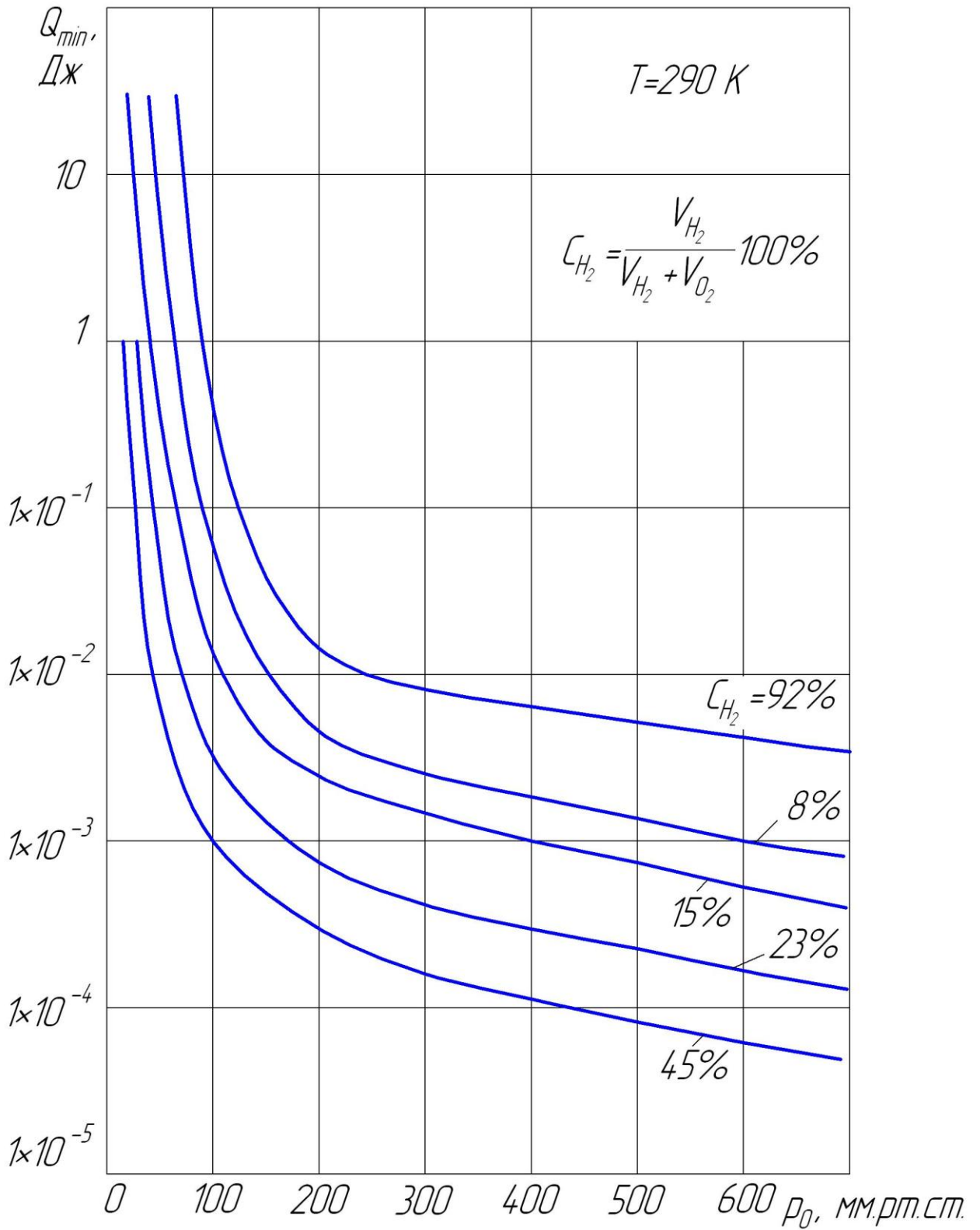


Рис. 2.21. Зависимость минимальной энергии воспламенения от давления для топлива кислород + водород



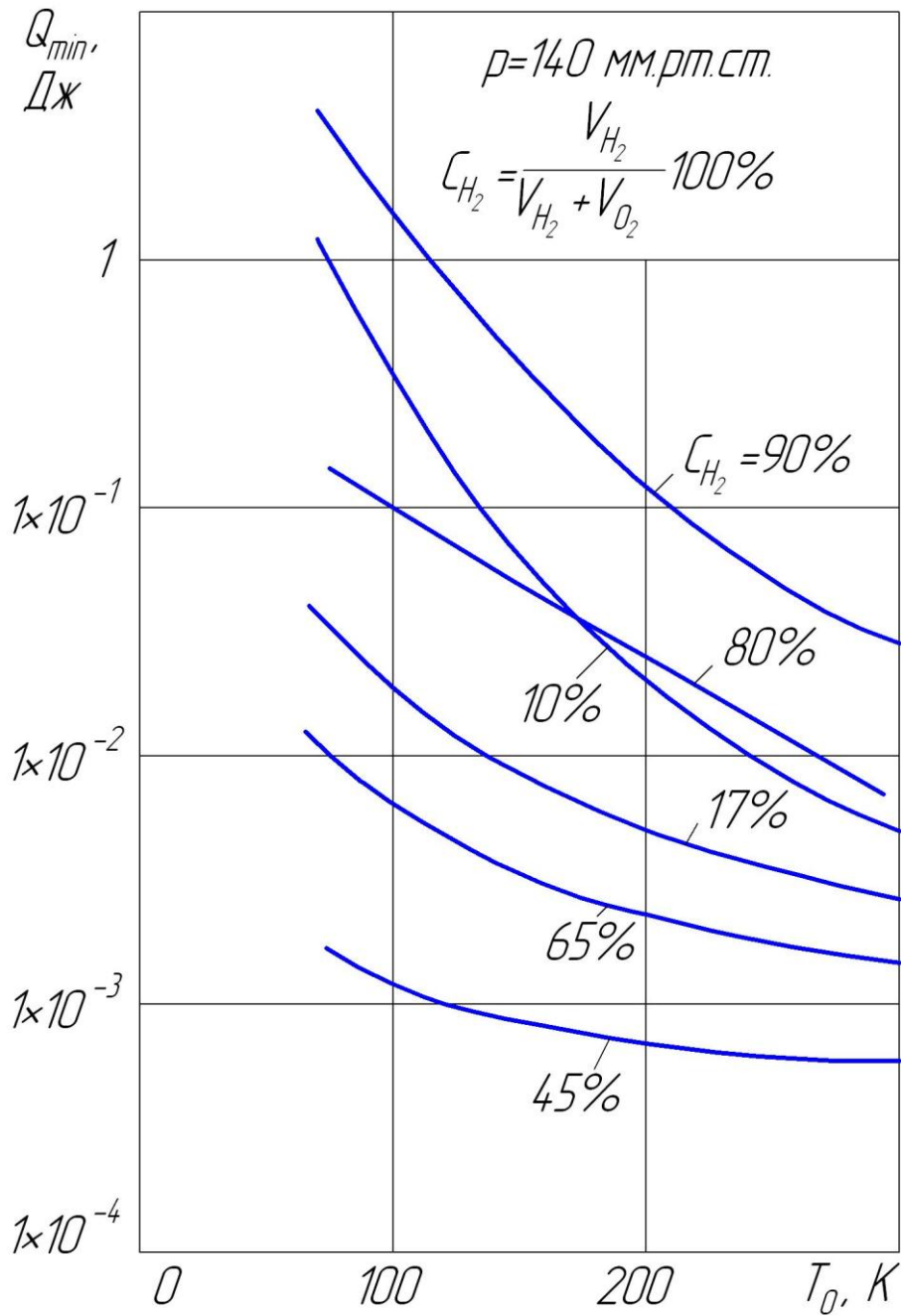


Рис. 2.22. Зависимость минимальной энергии воспламенения от температуры для топлива кислород + водород

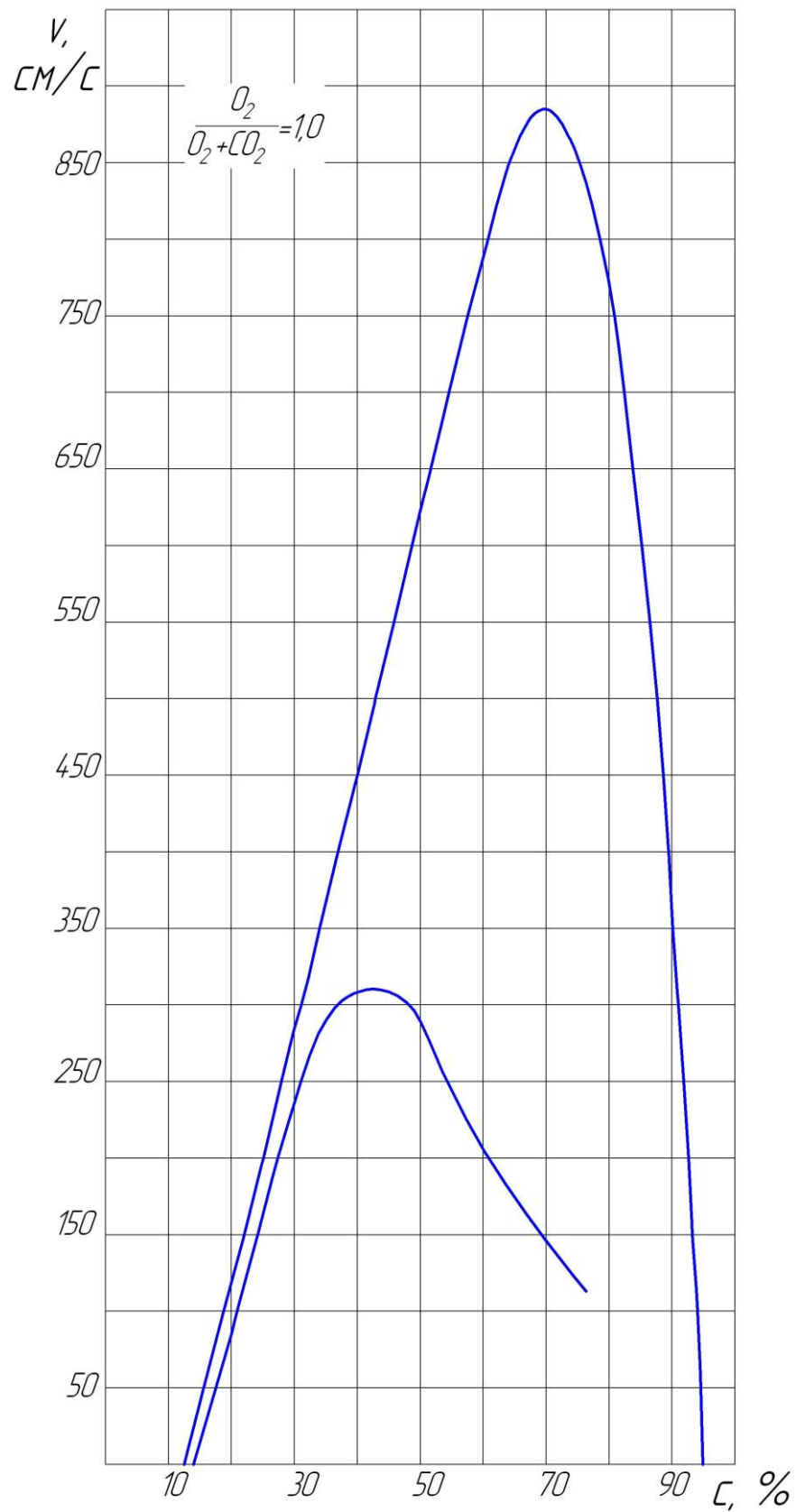


Рис. 2.23. Скорости горения смесей водорода с кислородом (кривая – 1) и воздухом (кривая -2) при комнатной температуре и давлении ( $C$  – концентрация водорода в объем.%)

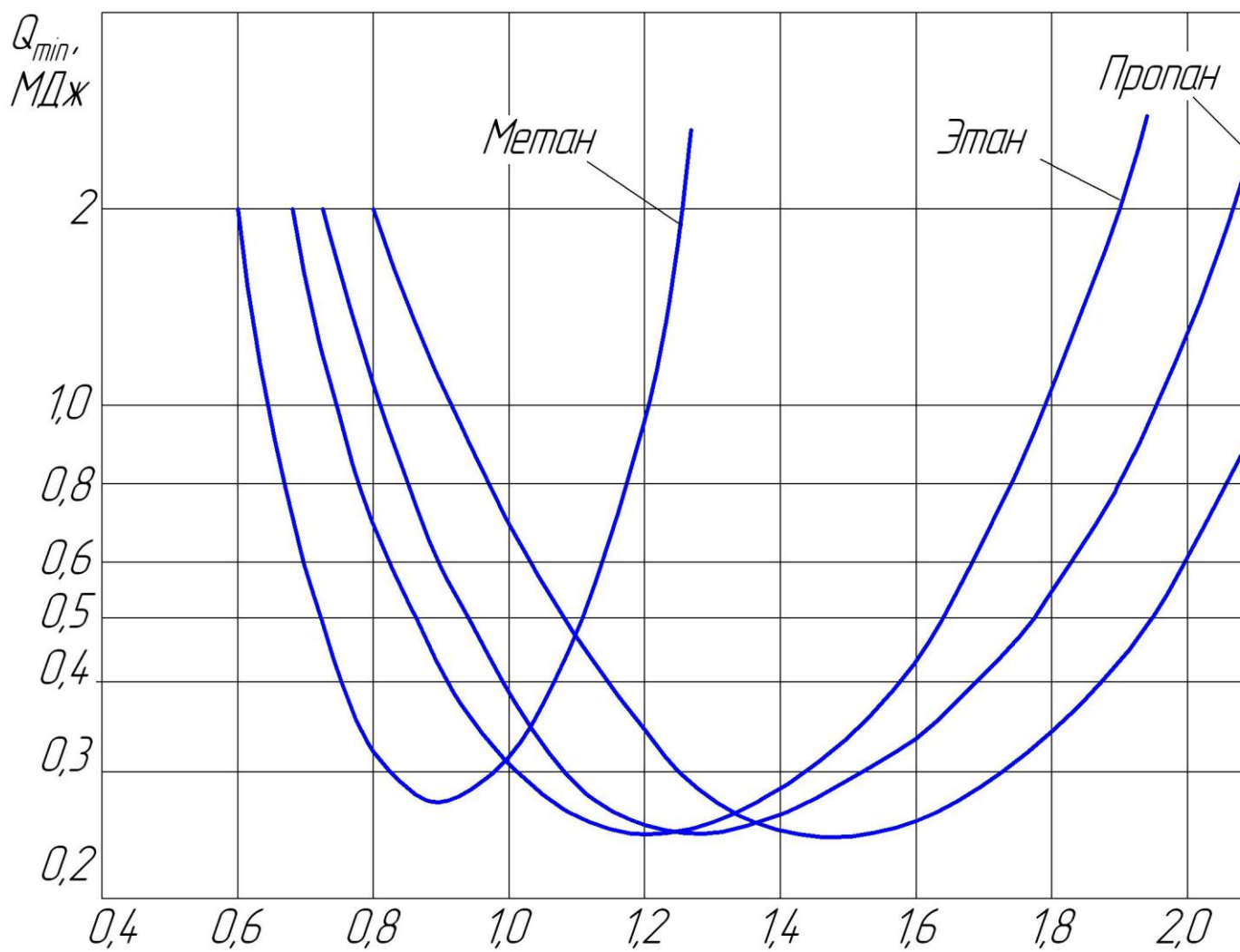


Рис. 2.24 Минимальные энергии зажигания для смесей горючих газов с воздухом.

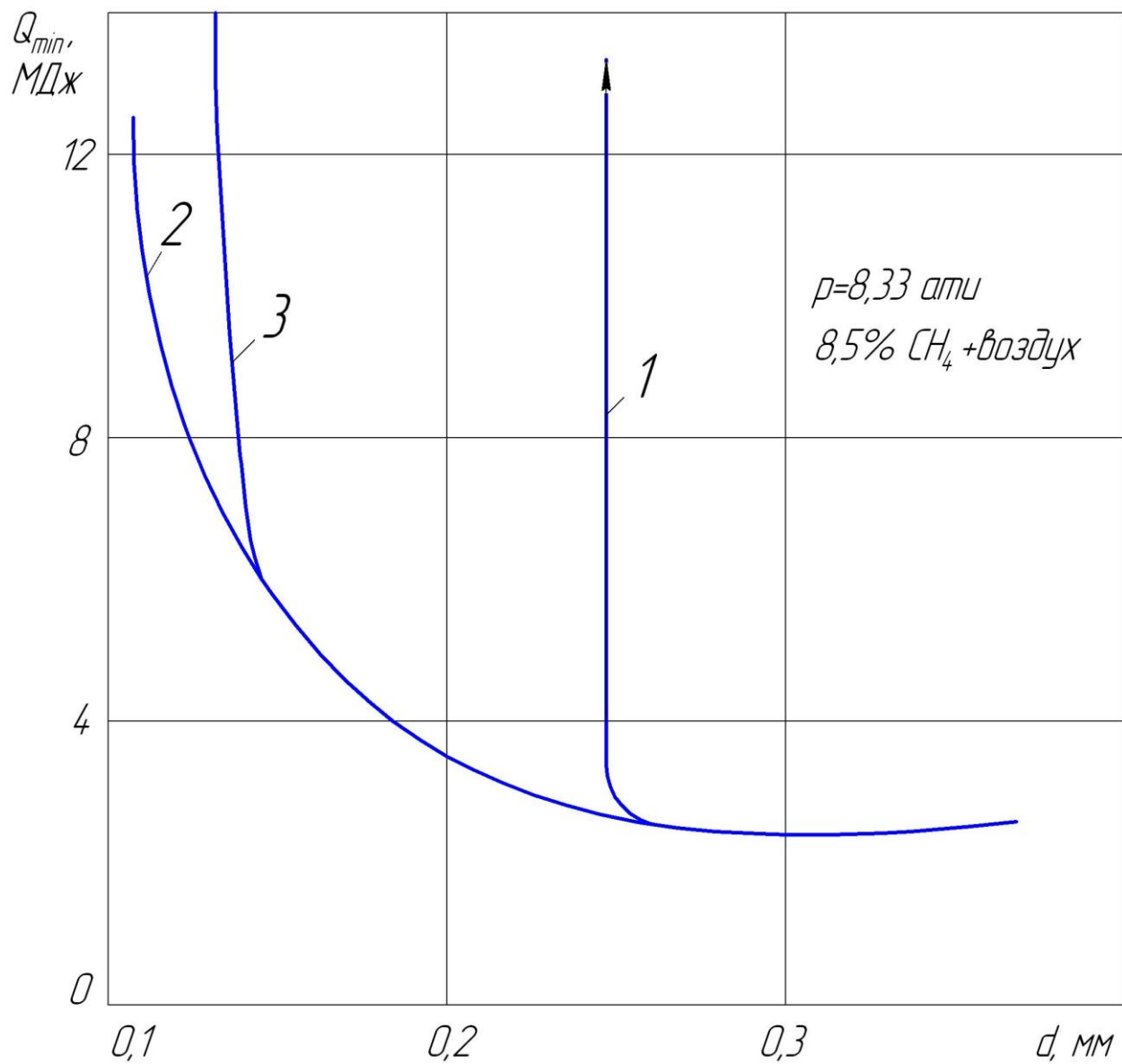


Рис. 2.25. Зависимость минимальной энергии воспламенения от расстояния между электродами.

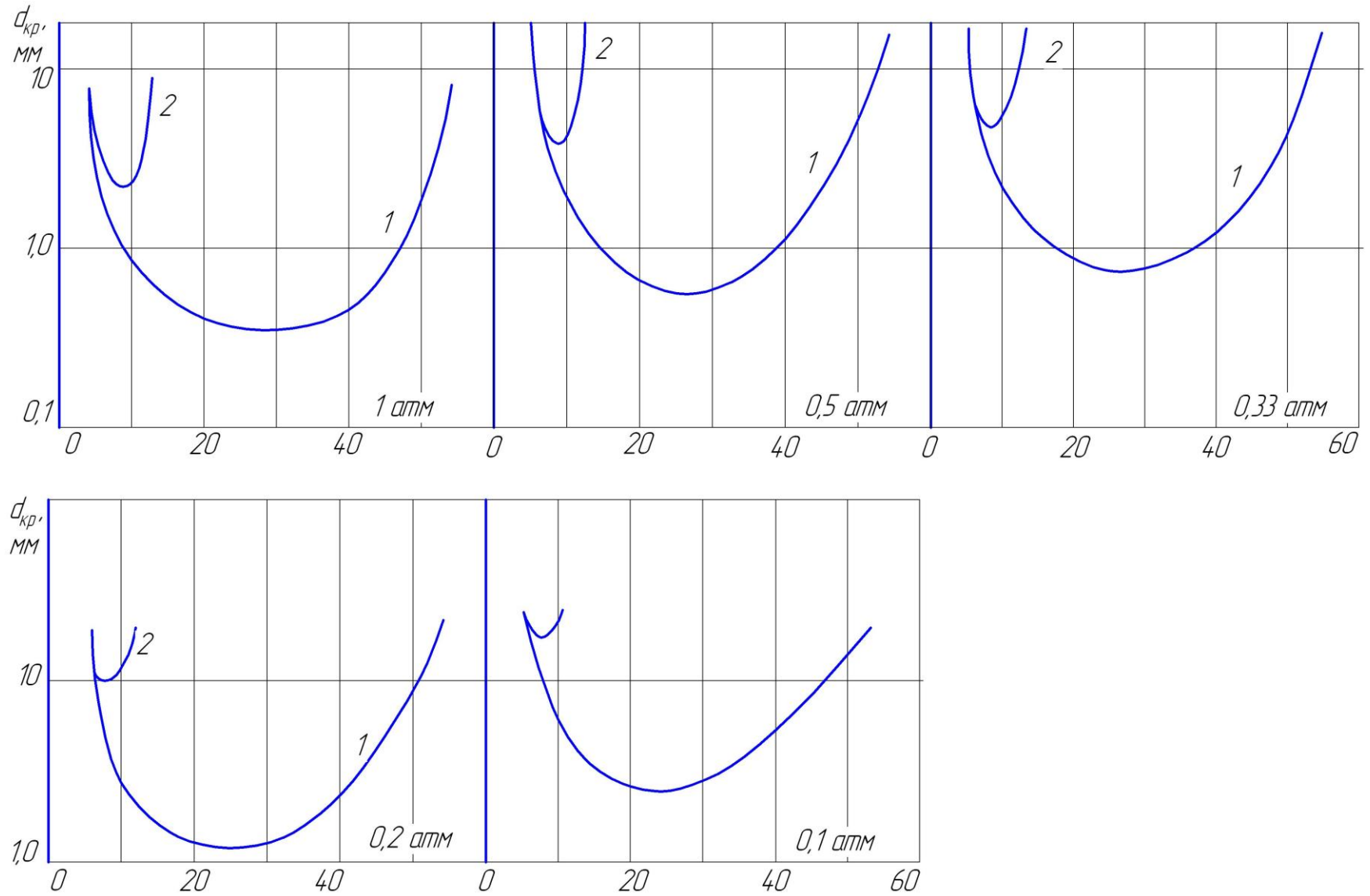


Рис. 2.26. Критические расстояния для смесей метана с кислородом (кривые 1) и воздухом (кривые 2)

При расстояниях между электродами меньше критического, минимальная энергия воспламенения резко возрастает. Причем характер и быстрота возрастания зависит от формы электродов, а при несимметричных электродах, и от полярности напряжения на электродах. Чем тоньше электроды, тем меньше рост  $Q_{min}$  с уменьшением расстояния между электродами /90/.

На минимальную энергию воспламенения оказывает влияние и длительность искры. При ее увеличении в интервале 125...25000 мкс энергия зажигания возрастает примерно по степенному закону, а при уменьшении длительности искры до ~2 мкс энергия также возрастает /90/. Влияние частоты искр на минимальную энергию не наблюдалось, что, по-видимому, объясняется тем, что воспламенение происходит от первой искры /90/. В принципе, может существовать некоторое влияние при больших частотах следования, когда происходит перекрытие искр. С увеличением турбулентности, как и с увеличением скорости горючей смеси (рис. 2.27) /90/, минимальная энергия воспламенения возрастает.

Существует давление, ниже которого воспламенение не происходит. Оно определяется расстоянием между электродами свечи, размерами камеры сгорания и другими факторами. Однако, это давление невелико, порядка нескольких десятков мм.рт.ст. /103/.

Таким образом, минимальная энергия воспламенения зависит от очень многих факторов. Это объясняет различие минимальных энергий воспламенения, приводимых в различных работах, в которых, по-видимому, условия проведения экспериментов неидентичны.

Выполненный анализ, подтвержденный большинством известных экспериментальных данных, показывает, что при соответствующем расстоянии между электродами свечи и длительностью искры, в рамках выражения (2.83) минимальная энергия воспламенения, а значит его надежность и экономичность, определяется следующими характерными параметрами рабочего тела в области свечи /115/:

- коэффициентом избытка окислителя,
- давлением, температурной и скоростью горючей смеси перед запуском.

Причем, выражение (2.83) предлагает лишь качественную связь перечисленных параметров с минимальной энергией воспламенения и определяет критериальный подход к поиску надежных воспламенительных устройств для различных топлив.

## Заключение

Раскрыта важная научно-техническая проблема разработки основ проектирования высокоэффективных генераторов сверхзвуковых струй продуктов сгорания. Приведены результаты теоретического и экспериментального исследований, выявлены и обоснованы основные этапы преобразования химической энергии топлива в полезную работу в различных технологических процессах, а также в камерах сгорания РДМТ. Разработаны принципы формирования облика генератора для решения заданной технологической задачи.

Приведен метод оценки предельных энергетических возможностей топлив по удельной мощности и удельным тепловым потокам в характерных точках струи. Показано, что удельный тепловой поток в веерной зоне зависит только от вида и состава топлива и может служить критерием эффективности использования топлива в технологических процессах, связанных с воздействием струи на преграду в звуковой области. Выявлен состав топлива ( $\alpha = 0,7 \dots 1,0$ ), обеспечивающий его максимальную энергетiku.

Показано, что при расходах топлива более 10 г/с ГСС могут превосходить по мощности электросварочную дугу, плазменную струю, газовое пламя, электронный луч, луч лазера, а по концентрации энергии уступают лишь двум последним методам. Предложена классификация ГСС с учетом их мощности, особенностей рабочего процесса, эксплуатации и областей применения.

Предложена и обоснована система критериев, определяющих надежную работу воспламенителя, экономичность и тепловое состояние конструкции ГСС на основе разработанных моделей, оценки состава и параметров рабочего тела в предкамере перед запуском с учетом особенностей воспламенения горячих газовых смесей электрической искрой и оценки влияния закрутки на эффективность смешения топлива в основной камере сгорания.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Агафонов К.Н., Аралов А.Д. Численный расчет взаимодействия закрученной газовой струи с пластиной // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1983. Вып. 3. – с. 65-70.
3. Агеенко Ю.И. Однокомпонентные и двухкомпонентные ЖРДМТ нового поколения для малых спутников. // Малые спутники, новые технологии, достижения, проблемы и перспективы международного сотрудничества в новом тысячелетии: Материалы докладов 1 международной научно-технической конференции. 16-20 ноября 1998. – Королев: ЦНИИМАШ. 1998. Секция VIII// Двигательная установка. – с. 166-172.
4. Акулов С.Н. Оптимизация конструктивных и режимных параметров газоструйных нагревателей // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1990. – с. 95-102.
5. Акулов С.Н., Бут Н.П., Пелых С.Н. Газоструйные теплогенерирующие устройства и перспективы применения их в народном хозяйстве // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1990. Вып. 5. – с. 93-95.
6. Акулов С.Н., Першин А.П., Фурсов А.П., Экспериментальное исследование теплообмена в окрестности критической точки при взаимодействии высокотемпературной сверхзвуковой газовой струи с преградами // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1987. Вып. 4. – с. 4-12.
7. Анализ возможности создания кислородно-водородных двигателей малой тяги и их применение в системах управления космическими аппаратами / Левин В.Я., Первышин А.Н. и др. Отчет 3238. – Куйбышев: КуАИ. – 1972.
8. Анцупов А.В. Исследование параметров нерасчетной сверхзвуковой струи газа.// Журнал технической физики, 1974, Т.44. – с. 372-379.
9. А. с. 258206 СССР МКИ<sup>3</sup> 21 с 21/00. Устройство для термического разрушения пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов и др. (СССР), - Опубл. 12.10.73. – Бюл. № 41.
10. А. с. 93484 СССР, МКИ<sup>3</sup>. Способ резки материалов и устройство для резки. / В.А. Попов, заяв. 13.06.1949.
11. А. с. 128796 СССР, МКИ<sup>3</sup>. Термобур для бурения и оттаивания грунта / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов, А.П. Моторненко, А.В. Серогодский, П.П. Быков, А.А. Банастов, В.П. Дунаев. – Заявл. 22.06.59; Опубл. В Бюл. № 10. – 1960.



12. А, с. 165148 СССР, МКИ<sup>3</sup>. Термобур / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов, А.П. Фурсов. – Заявл. 09.08.62; Оpubл. в Бюл. № 18. – 1964.
13. А.с. 322496 СССР, МКИ<sup>3</sup>. Устройство для термического разрушения горных пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Г.С. Жердев, А.П. Фурсов, Н.Н. Попов, А.П. Першин, Л.Ф. Яльницкий. – Заявл. 14.07.70; Оpubл. в Бюл. № 36. – 1971.
14. А. с. 387115 СССР, МКИ<sup>3</sup>. Термобур для разрушения горных пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов, А.П. Моторненко, Г.С. Жердев, В.Г. Калеберда, В.В. Смесищев, В.П. Сабадаш. - №1715631/22; Заявлено 19.11.71; Оpubл. 19.11.71, Бюл. № 27.
15. А. с. 209357 СССР. Термобур для разрушения горных пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов, А.П. Фурсов, Г.С. Жердев, В.П. Черепанов. – Заявл. 11.07.68; Оpubл. в Бюл. – 1973.
16. А. с. 359389 СССР. Термоинструмент для прорезания щелей горных пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов, А.П. Фурсов, Г.С. Жердев, Н.П. Бут. – Заявл. 23.03.71; Оpubл. в Бюл. № 35. – 1972.
17. А. с. 402620 СССР. Термобур для бурения и оттаивания грунта / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов, Н.П. Бут, В.В. Жданов. – Заявл. 10.11.72; Оpubл. в Бюл. №42. – 1973.
18. А. с. 4211768 СССР. Устройство для термического разрушения горных пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.П. Попов, В.В. Жданов, Н.П. Бут. – Заявл. 23.08.72; Оpubл. в Бюл. № 12, - 1974.
19. А. с. 298748 СССР. Машина для прорезания щелей в массиве горных пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.П. Попов, А.П. Фурсов, Н.П. Бут, В.В. Жданов, Г.С. Жердев, - Заявл. 17.12.69; Оpubл. в Бюл. № 11. – 1971.
20. А.с. 488920 СССР Машина для прорезания вертикальных щелей в массиве горных пород / Е.П. Полевичек, Н.П. Бут, В.В. Жданов, В.В. Рублевский Е.К. Сорокин. Заявл. 22.01.74; Оpubл. в Бюл. №39. – 1975
21. А. с. 415373 СССР. Машина для прорезания щелей в массиве горных пород / И.П. Голдаев, Е.П. Полевичек, Н.Н. Попов, Н.П. Бут, В.В. Жданов, В.В. Рублевский. – Заявл. 04.04.72; Оpubл. в Бюл. №6. – 1974.
22. А.с. 120187 СССР. Газопламенная горелка / Кичкировский М.Е. , Мазильников Е.А. – Оpubл. в Бюл. №11, - 1959.
23. А.с. 1218169 СССР МКИ<sup>4</sup> F02P23/004, F02G5/02. Система зажигания для двигателя внутреннего сгорания./Орлов В.В., Реузюк А.М. (СССР). – 1986. – Оpubл. в Бюл.. №10.
24. Балагуров В.А. Аппараты зажигания. - М.: Машиностроение, 1968. – 352 с.

25. Безуглый С.В. Исследование малогабаритных камер сгорания генераторов газовых струй повышенного ресурса // *Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика* /ХАИ. – Харьков, 1981. – с. 18-25.
26. Безуглый С.В., Грушенко А.М. Экспериментальное исследование режимов работы газовой камеры сгорания (ГВКС) // *Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика*/ ХАИ. – Харьков, 1981. – Вып. 1. – с. 40-44.
27. Безуглый С.В., Грушенко А.М. Теоретическое описание процессов в самовытеснительных системах подачи топлива генератора газовых струй // *Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика*/ ХАИ. – Харьков, 1987. – Вып. 4. – с. 25-34.
28. Беляев Н.М., Уваров Е.И. Расчет и проектирование реактивных систем управления космических летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1974. – 200 с.
29. Бричкин А.В., Генбач А.Н. Прибор для обработки блочного камня./ *Сборник ГНТК Каз. ССР // Горнодобывающая промышленность Казахстана.* - Алма-Ата. – 1959. - №2.
30. Бричкин А.В., Генбач А.Н. Термическое бурение горных пород. Куйбышев: изд. Оргэнергострой, 1958.
31. Бричкин А.В., Перевертун В.В., Генбач А.Н. Обработка крепких горных пород, бетона и железобетона высокотемпературной газовой струей // *Изв. Вузов. Горный журнал.* – 1961.- №6
32. Буланова Е.А. Модель движения полидисперсного потока частиц в сверхзвуковой струе продуктов сгорания / Е.А. Буланова, А.Н. Первышин // *Актуальные вопросы тепло- и массообмена, энергоэффективность, исследование вихревых закрученных потоков: Спец. выпуск. Известия Самар. науч. центра РАН.* – 2008.– С. 71-78.
33. Бут Н.П. Камеры сгорания с подвижными устройствами зажигания и стабилизации пламени // *Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика* /ХАИ. – Харьков, 1987. – Вып. 4. - с. 75-82.
34. Бут Н.П., Пелых С.Н. Методика расчета пускового режима газогенератора. // *Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика.* – Харьков: Изд-во ХАИ. – 1990. – Вып.5. – с. 16-28.
35. Варгафтик Н.Б. справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720с.

36. Воздушный термоотбойник – эффективный инструмент для обработки крепкого естественного камня. // Полевичек Е.П. и др. Строительные материалы. – 1965. № 12. цессов. – М.: Высшая школа, 1988. – 560 с.
37. Вспомогательные системы ракетной техники. – М.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
38. Выбор способов воспламенения топлива, создание методики расчета и анализ распределения параметров закрученных потоков компонентов на входе в камеру ХГКПЭ : Отчет о НИР (промежуточный) / Куйбышев. Авиац. Ин-т (КуАИ); Рук. А.Н. Первышин. Отв. Исп. А.И. Осипов, А.И. Косенко, Т.А. Васякина. – 4В-БЗ – 2; № ГР 0192 0047805. – Куйбышев, 1991. – 141с.
39. Грищенко А.В. Вопросы повышения надежности, запуска генератора газовых струй./ Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика: Сб. статей. /ХАИ. – Харьков, 1981. – с. 36-40.
40. Грушенко А.М., Безуглый С.В. О пневматическом распыливании горючего в камерах сгорания генераторов высокотемпературных струй.// Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков, 1983,. – Вып.3. – с. 109-114.
41. Грушенко А.М., Спесивцев В.В. Система питания автономной газоструйной установки // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1982. Вып. 2. – с. 23-26.
42. Двигательные установки и РДМТ на газообразных кислороде и водороде / Первышин А.Н., Егорычев В.С. и др. : Отчет №650. – Куйбышев: КуАИ. – 1989. – 88 с.
43. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания . – М.: Госэнергоиздат, 1962. -288с.
44. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания . – М.: Госэнергоиздат, 1962. -288с.
45. Егоров А.Г. Процессы горения порошкообразного алюминия в прямоточных камерах реактивных двигательных установок. Самара: Самарский научный центр РАН, 2006. – 376 с.
46. Елисеев Ю.Б, Черкес А.Я. Об эффекте повышения температуры торможения при обтекании газом глубоких полостей // Механика жидкости и газа. – 1971.- №3. – с.44-47
47. Епищенко С.В. Экспериментальное определение параметров дисперсности огнетушащего аэрозоля генерируемым ракетным генератором аэрозолей на холодном пуске [Текст] / С. В. Епищенко, А.Н. Первышин, Д. В. Корнилин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Матер. междунар. научн.-технич. конф. (24-26 июня 2009 г.). - Самара: СГАУ, 2009. - В 2Ч.Ч.1. - С. 65-66.

48. Жердев С.Г. Газодинамический анализ скоростных воздушных камер сгорания. // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика / ХАИ. – Харьков, 1983. – Вып.3. – с. 100-109.
49. ЖРД малой тяги. Серия ЖРД. Вып. VII: Обзор иностранной литературы №22, 28, - М.: ГОНТИ, 1971. – 15 с.
50. Завьялов Э.И. Исследование запуска многогорелочного генератора высокотемпературных газовых струй // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1987. Вып. 4. – с. 105-116.
51. Завьялов Э.И., Моторненко а.П., Шерышев В.А. Экспериментальное исследование дистанционного запуска безвоздушного генератора газовых струй // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1987. Вып. 4. – с. 97-105.
52. Зрелов В.Н., Серегин Е.П. Жидкие ракетные топлива. – М.: Химия, 1975. – 320 с.
53. Импульсно-частотные характеристики ракетного двигателя малой тяги, работающего на газообразных кислороде и водороде / Левин В.Я., Нигодюк В.Е. и др. Отчет № 232. – Куйбышев: КуАИ. – 1972.
54. Исследование параметров осесимметричных недорасширенных струй идеального газа / Аверенкова Г.И., Ашратов Э.А. и др. // Вычислительные методы и программирование. – Изд-во ВЦ МГУ. – 1970. – ч.2; 1971. – ч.2.
55. Исследование по организации рабочего процесса РДМТ на газообразных кислороде и водороде в диапазоне тяг 10...150 Н: Отчет о НИР (промежуточный) / Куйбышев. авиац. ин-т (КуАИ); Рук. А.Н. Первышин. Отв. Исп. В.С. Егорычев. – 87-2. – Куйбышев, 1990. – 50 с.
56. Исследование тепловых процессов в камере сгорания РДМТ на газообразных  $H_2 + O_2$  / Лукачев В.П., Первышин А.Н. и др. Отчет №285с. – Куйбышев: КуАИ. – 1975.
57. Исследование эффективности использования высокотемпературной сверхзвуковой газовой струи для резки металлических конструкций / В.М.Кисель, В.В. Пасичный, В.С. Цыганенко и др; // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ХАИ. – Харьков, 1987. – Вып.4. – с.82-87.
58. Калеберда В.Г. Интенсификация процесса сгорания в малогабаритных генераторах газовых струй. / Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ХАИ. – Харьков, 1982. – Вып.2. – с. 16-23
59. Калеберда В.Г. Исследование конструктивных схем фронтных устройств малогабаритных генераторов газовых струй.// Высокотемпературные газовые

- потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков, 1987. – Вып.4. – с.125-132.
60. Калеберда В.Г. Предварительный подогрев воздуха в теплообменниках // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1990. Вып. 5. – с. 108-114.
61. Калеберда В.Г. Разработка и исследование форсированного генератора высокотемпературных газовых струй.// Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков, 1981. – Вып.1. – с.14-18.
62. Калеберда В.Г., Сабадаш В.П., Фурсов А.П. Методика инженерного расчета генераторов газовых струй, работающих на сжатом воздухе // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1990. Вып. 5. – с. 3-9.
63. Канило П.М. Гибридное сжигание топлив в потоке воздуха. // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика. – Харьков: Изд-во ХАИ. - 1990. – Вып.5. – с.9-16.
64. Канило П.М., Письмиченко Е.А., Фурсов С.А. Использование водорода для распыливания жидких топлив в энерготехнологических установках.// Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ХАИ. – Харьков, 1990. – Вып.5. – с.121 – 126.
65. Канило П.М., Фурсов С.А. Перспективы применения водорода как дополнительного топлива в газотурбинных и газоструйных установках.// Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ХАИ. – Харьков, 1990. – Вып.5. – с.114-121.
66. Ковалев Б.Д., Мышенков В.И. Расчет вязкой сверхзвуковой струи, истекающей в затопленное пространство // Ученые записки ЦАГИ. – 1978. – Т.9, №2. – с. 9-18.
67. Конструирование и изготовление двигателей малой тяги, работающих на топливе  $H_2/O_2$ : Технический перевод № 11974. – М.: ЦИАМ, 1972.
68. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей: учебник для студентов ВУЗов./ Под ред. Г.Г. Гахуна. М.: Машиностроение, 1989. – 424 с.
69. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.
70. Космические двигатели: состояние и перспективы. М.: Мир, 1988. – 454 с.
71. Кочанов А.В. Клименко А.Г. Исследование проблем создания ракетных двигателей малой тяги на экологически газообразных топливах. //Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение», 2006. – с. 62-73.

72. Кочанов А.В. Клименко А.Г. Исследование проблем создания ракетных двигателей малой тяги на экологически газообразных топливах. //Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. вып. Сер. «Машиностроение», 2004. – с. 85-89.
73. Левин В.Я. Исследование рабочего процесса двухкомпонентных ракетных двигателей малой тяги: Дис. на соиск. уч. степ. д.т.н. – Куйбышев: КуАИ. – 1973.
74. Ли, Книстаутас. Воспламенение химически активных газов вспышкой, вызываемой лазером.//Ракетная техника и космонавтика. – 1969.- Т.7 , №2.
75. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – м.: Наука, 1973. – 848с.
76. Лукьянов Г.А. Сверхзвуковые газовые струи. // Сверхзвуковые газовые струи. – Новосибирск, 1983. – с.3-21.
77. Льюис Б., Эльбе Г. Горение, пламя и взрывы в газах. – М.: Мир, 1968. – 592 с.
78. Метод расчета данного давления в многосопловых ракетных компоновках.// Новое в зарубежном авиадвигателестроении. – 1971. - №4. – с.36-46.
79. Методика расчета процесса взаимодействия высокотемпературной сверхзвуковой струи продуктов сгорания: Отчет о НИР (промежуточный): Куйбышев. Авиацион-т (КуАИ); Рук. А.Н. Первышин. Отв. Исп. А.И. Осипов, Т.А. Васянина. – Б18-2. – Куйбышев, 1991. – 56 с.
80. Методика расчета процесса взаимодействия высокотемпературной сверхзвуковой струи продуктов сгорания с разрушающей преградой или прожига отверстия в пластине.: Отчет о НИР (заключительный)/ Сам. Гос. Аэрокосм. Ун-т (СГАУ); Рук. А.Н. Первышин. Отв. Исп. А.И.Осипов, В.С. Егорычев, В.К. Маношин. – 11В-Б018-002. – Самара, 1992. – 93с.
81. Мирошниченко Н.Н., Порубай В.В., Сабадаш В.П. Совершенствование процессов смесеобразования и горения в генераторе сверхзвуковой газовой струи с регенеративным воздушным охлаждением.// Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ХАИ. – Харьков, 1983. – Вып.3. – с.94-100.
82. Михеев В.П., Медников Ю.П. Сжигание природного газа. Л.: Недра, 1975. – 392 с.
83. Морган Д. Принципы зажигания. – М.: Машгаз, 1947. – 127 с.
84. Моторненко А.П, Основные теоретические положения термогазоструйной техники и процесса разрушения мерзлых грунтов // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1983 Вып. 3 – с. 13-142.

85. Моторненко А.П. Практические результаты исследования термогазоструйного и комбинированного разрушения и технико-экономические показатели созданных инструментов и машин // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1983. Вып. 3. – с. 154-165.
86. Моторненко А.П. Сверхзвуковая высокотемпературная газовая струя как источник энергии для разрушения твердых пород // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1981. Вып. 1. – с. 65-71.
87. Мошкин Е.К. Развитие отечественного ракетного двигателестроения. М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
88. Ниценко А.Я., Акулов С.Н. Высокотемпературные газоструйные малогабаритные радиационные нагреватели // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1990. Вып. 5. – с. 102-108.
89. Олсен Х., Гейхарт Е., Едмонсон Р. Исследование начальной стадии распространения пламени от искрового источника зажигания в водородно-воздушных и пропаново-воздушных смесях. // Вопросы горения и детонации. Четвертый симпозиум (международный) по вопросам горения и детонации волн. – М., 1958. – с.21-28.
90. Основы горения углеводородных топлив. – М.: ИЛ, 1960. – 664с.
91. Обработка РДМТ с камерами сгорания из теплостойких материалов / Г.А. Кравецкий, А.М. Лукин, В.А. Примазов и др. // Вопросы микроэнергетики: Труды V ВКМЭ/ КуАИ. – Куйбышев, 1975. – ч.1. – с.76-79.
92. Оценка эффекта балластирования кислородно-водородного топлива отходами систем КЛА: Отчет о НИР №304 / КуАИ. – Левин В.Я., Заботин В.Г., Первышин А.Н. – Куйбышев, 1975.
93. Пасичный В.В., Фролов Г.А., Чоба А.В. Исследование параметров в струе газогенератора при пониженном давлении окружающей среды // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика / ХАИ. – Харьков, 1982. – Вып.2. – с.135-140.
94. Пат. 3050694 ФРГ МКИ<sup>3</sup> f23Д14/38. Устройство для газоструйной резки материалов. / В.Г. Заботин, А.И. Косенко, А.Н. Первышин и др. (СССР).
95. Пат. 595941 ФРГ Кл. 4g, гр. 44<sub>40</sub>. Газовая горелка для подводного резания / Хуго Куитманн. – Опубл. 25.07.34. - 3 с.
96. Пат. 1992618 ФРГ, Кл. ДЕ-GM; Пат. 284919 США Газовая горелка. – Опубл. 17.05.68.

97. Пат. 3463601 США, МКИ<sup>2</sup> F23r1/04, B23k7/00, B05b7 /10. – Оpubл. 26.08.69.
98. Пат. 63253111 Япония МКИ<sup>4</sup> F02И 5/00; F02B9/90/ Лазерная система зажигания. / Цурусима Капуоки; Сони к.к. Япония.
99. Пат. 3600255 ФРГ МКИ<sup>4</sup> F02P23/04; F02P7/ - 73/ Оптическая система зажигания. Optische Zund system fur verben – nungsmotoren / Kuchman Jurgen; Telefunken electronic Gmb H (ФРГ).
100. Пат. №3712059 США МКИ А02К/02. Reverse flow inyernally – cooled rocket engine / Drexhage Martin G.
101. Пат. 4021188 США МКИ<sup>3</sup> F23R1/00. Горелка со ступенчатым горением / Yamagishi и др. 1977.
102. Пат. 3439502 США МКИ<sup>3</sup> F02K9/02. Охлаждение газогенератора / Lee S.L. – 1969.
103. Пат. 3439503 США МКИ<sup>3</sup> F02k11/02,9/02,11/04. Система охлаждения ракетного двигателя / Friedman I. и др. – 1969.
104. Пат. 3595023 США МКИ<sup>3</sup> F02k9/02. Охлаждение камеры сгорания ЖРД / Stockel K. - 1971
105. Пат. 3067582 США МКИ<sup>3</sup> F02k9/02. Метод организации горения / Schirmer R. M. - 1962
106. Пат. 3717999 США МКИ<sup>3</sup> F02k9/02. Ракетный двигатель с малым отношением L/D и тангенциальным впрыском топлива / Wilson В.Ф. – 1973.
107. Пат. 4003692 США МКИ<sup>3</sup> F23r1/02. Высокоскоростная горелка / Moore E.E. – 1977.
108. Пат. США №1393912 США, МКИ<sup>3</sup> 21/00, B23K7/00. Способ металлорезания и газовый резак. – Оpubл. 14.05.75.
109. Пат. 4427367 США МКИ<sup>3</sup> F23D13/40. Горелочное устройство распылительного типа / Yagisawa K. – 1984.
110. Пат. 3640072 США МКИ<sup>3</sup> F02K9/02. Ракетный двигатель / Lutz Tilo Kayser. – 1972.
111. Первичное экспериментальное исследование ГРМД, работающего на  $O_2 + H_2$  в вакууме / Левин В.Я., Нигодюк В.Е. и др. Отчет №168с. – Куйбышев: КуАИ. – 1969.
112. Первышин А.Н., Заботин В.Г., Косенко А.И. Тепловой механизм разрушения преграды трансзвуковой струей продуктов сгорания ракетных топлив // Инженерно-физический журнал. – 1983. – том. XLIV, №5. – с.775-760.
113. Первышин А.Н., Заботин В.Г., Лапшин А.В. К оценке энергозатрат энергоискрового форкамерного воспламенителя кислородно-водородного РДМТ // Труды VI ВКМЭ. Ч.1/КуАИ. – Куйбышев, - 1977.



114. Первышин А.Н., Заботин В.Г., Левин В.Я. Об энергетических возможностях космического летательного аппарата на кислородно-водородном топливе // Труды XII Чтений К.Э. Циолковского. – М.:ИИЭТ АН СССР, 1979.
115. Первышин А.Н., Косенко А.И. Воспламенение газообразного топлива в условиях ХГКПЭ // процессы горения и охрана окружающей среды / РАТИ. – Рыбинск, 1992. – 35-41 с.
116. Первышин А.Н., Осипов А.И. Энергетические возможности генераторов концентрированных потоков энергии // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1990. Вып. 5. – с. 28-36.
117. Перминов. А.Н. Космическая деятельность России. Состояние и перспективы. // Актуальные проблемы Российской космонавтики: Труды XXXIII Академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2009. / Под общ. редак. А.К. Медведевой. М., 2009. - с. 3-8.
118. Першин А.П. Экономичность струйного нагрева // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1981. Вып. 1. – с. 61-65.
119. Першин А.П., Ниценко А.Я. Оценка возможности интенсификации теплового воздействия газовых струй на преграды // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1982.- Вып. 2. – с. 92 -98.
120. Пехович А.И., Жидких В.М. Расчеты теплового режима твердых тел. – Л.: Энергия, 1976. – 350с.
121. Подгорный А.Н., Варшавский И.Л. Водород – топливо будущего. – Киев. – Наукова думка, 1978 – 133 с.
122. Поляев В.М., Генбач А.А., Пчелин А.Л. Термический способ разрушения материала // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – М., 1992. - №2.
123. Поляев В.М., Генбач А.Н., Генбач А.А. Предельное состояние поверхности при термическом воздействии // Теплофизика высоких температур. – Алма-Ата, 1991. – Т.29. - №5.
122. Разработка и исследование кислородно-водородного газового ракетного двигателя малой тяги / Лукачев В.П., Левин В.Я., Заботин В.Г., Косенко А.И., Егорычев В.С., Первышин А.Н., Козлов С.П.: Отчет №299. – Куйбышев: - КуАИ. – 1975.
123. Разработка методов проектирования генераторов сверхзвуковой струи продуктов сгорания и исследование эффективности передачи энергии топлива технологическим объектам: Отчет о НИР (заключительный) / Куйбышев. Авиаци. Ин-т (КуАИ); Рук. Первышин А.Н. Отв. Исп. Косенко А.И., Осипов А.И. – Б2-2. – Куйбышев, 1990. – 244 с.

124. Рыкалин Н.Н., Зуев И.В., Углов А.А. Основы электронно-лучевой обработки материалов. – М.: Машиностроение, 1978. – 239с.
125. Рыкалин Н.Н., Пугин А.И. Тепловые процессы при сварке плавлением. – М.: Профиздат, 1959. – 95с.
126. Рыкалин Н.Н., Углов А.А., Кокора А.Н. Лазерная обработка материалов. – М.: Машиностроение, 1975. – 246с.
127. Сабадаш В.П. Особенности проектирования бензовоздушных генераторов газовых струй с регенеративным охлаждением // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков, 1982. – Вып.2. – с.11-16.
128. Сапрунов Г.С. Концептуальной долгосрочный прогноз развития космической деятельности с учетом возможности экономики страны. // Актуальные проблемы российской космонавтики: Труды XXXIII Академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2009, Под общ. редак. А.К. Медведевой. М., 2009. – с. 228.
129. Сарнер С. Химия ракетных топлив. М.: Мир, 1969. – 488 с.
130. Сварка в СССР. Справочник в 2т. – М.: Наука, 1981. – 1027с.
131. Сварка и резка материалов: учеб.пособие для нач. проф. образования/ [М.Д. Банов, Ю.В. Казаков, М.Г. Козулин и др.] под ред. Казакова. - 5-е изд., стер. - М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 400 с.
132. Сварка и резка материалов: учебное пособие. / Под ред. Ю.В. Казакова. М.: Академия, 2006. – 392 с.
133. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.
134. Соколов И.И. Газовая сварка и резка металлов. – М.: Высшая школа, 1981. – 320с.
135. Спесивцев В.В. Особенности взаимодействия сверхзвуковой газовой струи с поверхностью теплообмена в окрестности критической точки // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков, 1981. – Вып.1. – с.53-56.
136. Теоретические и расчетные основы термобура./ Бричкин А.В., Генбач А.Н., Жакупов Т.Е. и др.// Горный журнал. – 1957. №4.
137. Теоретическое и экспериментальное исследование кислородно-водородных газовых ракетных двигателей малой тяги в импульсных режимах работы: Отчет о НИР/ Куйбышев.авиацио ин-т (КуАИ); Рук. Левин В.Я. Отв.исп. Заботин В.Г., Егорычев В.С. Отчет №321с. – Куйбышев: КуАИ. – 1976.

138. Теоретическое исследование рабочего процесса кислородно-водородного газового ракетного двигателя малой тяги / Левин В.Я., Первышин А.Н. и др. Отчет №266. – Куйбышев: КуАИ. – 1973.
139. Теория сварочных процессов / Волченко В.Н., Ямпольский В.М. и др. – М.: Высшая школа, 1988. – 560с.
140. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания: Справочник в 10т./ В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.П. Тишин, В.А. Худяков. – М.: ВИНТИ, 1971 – 80.
141. Тимнат И. Ракетные двигатели на химическом топливе. М.: Мир, 1990. – 294 с.
142. Фурсов А.П. Газоструйные тепловые установки для новых технологических процессов. Классификация ГСУ.// Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ХАИ. – Харьков, 1981. – с.3-7.
143. Фурсов А.П. Исследование эффективности использования различных топлив в качестве рабочих тел газоструйных тепловых установок // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1981. Вып. 1. – с. 8-13.
144. Теория сварочных процессов./ Волченко В.Н., Ямпольский В.М. и др. – М.: Высшая школа, 1988. – 560с.
145. Ценденберг Н.В. Теплопроводность газов и жидкостей. – М.: Госэнергоиздат, 1963. – 408 с.
146. Чуян Р.К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.
147. Шерышев В.А. Влияние тепломассопереноса на процесс формирования поверхности разрушения многофазной среды в зоне контакта с газовой струей // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1981 Вып. 1. – с. 71-76.
148. Шерышев В.А. Исследование интенсивности разрушения преграды при ортогональном натекании высокотемпературной газовой струи // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1983 Вып. 3 – с. 52-57.
149. Шерышев В.А. О формировании высокотемпературной газовой струей поверхности разрушения в зоне контакта с преградой // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1983 Вып. 3 – с. 57-65.
150. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 711 с.

151. Штехер М.С. Топлива и рабочие тела ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1976. – 302 с.
152. Экономичность теплового воздействия струи в системах струйного нагрева / С.Н. Акулов, А.П. Першин, А.П. Фурсов и др; // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1982. Вып. 3. – с. 3-15.
153. Экспериментальное исследование параметров кислородно-водородного ГРМД / Левин В.Я., Нигодюк В.Е. и др. Отчет № 176. Куйбышев: КуАИ. - 1970
154. Экспериментальное определение предельной нерасчетности сверхзвуковой струи, натекающей на нормально расположенную безграничную плоскую преграду / Соколов Е.И., Старцев А.В., Усков В.Н. и др. // Инженерно-физический журнал. – 1977. – Т.32, №2. – с. 247-250.
155. Электрические системы зажигания, обогрева и освещения самолетов / В.С. Кулебакин, И.М. Сиднев, П.Ф. Давыдов и др.; - М.: Оборонгиз, 1960. – 372с.
156. Юдаев Б.Н., Гавриленко И.П., Шанин Ю.И. Экспериментальное исследование газодинамического и теплового воздействия сверхзвуковой импактной струи // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика/ ХАИ. – Харьков. 1983. Вып. 3. – с. 32-42.
157. Юдаев Б.Н., Михайлов М.С., Савин В.К. Теплообмен при взаимодействии струи с преградами. – М.: Машиностроение, 1977. – 248 с.
158. Appel M. A., Schaeman L., Bercman D.K. Oxygen // Hydrogen Thrusters For The Space Station Auxilliary propulsion System – IANNAF Propulsion conference, 1984.
159. Experimental investigation of thermal characteristics of the Hartmann – Sprenger tube / Bondarenko V.L., Kadaba Prasanns V., Arkharov A.M. // Etat connais CFC –Sist.frigar.et.propr.ic.r.reum Commis...B1, B2, E1, E2, - Paris, 1988. - с.281-287.
160. Falkenstein G.L., Domoscoc S.J. High-pressure gaseous hydrogen/ gascousoxygen// “AIAA Paper”, 1973, №737.
161. Ionach E., Tomaris W.A. Current research and development an thrust chambers // Proc. NASA-Univ.Conf. Sci. and Technol. Spase Explorat.,Chicago vol.2, 1962, Washington, D.C., Nat. Aeronfut, and Spase Administr, 1962.
162. Lee W.B. Cryagening ignition of hydrogen and oxigen with Raney nickel // “Inductter and Chem. Prod. Res and Developm.” – 6, №1ю
163. Masiar S.A. Catalyting attitude-control racket motor (United Aircraft Corp.), pat. USA, с1. 60-257 (F02k)

164. Pat. 3463601 USA, Cl. F23r1/04; B23k7/00; Bosb 7/10; U.S. Cl.431-158. Torch assemblj / Herman T. Childree (USA).
165. Pat. 3666393 USA. Int. Cl. F23n3/00; F23r1/02; U.S.Cl. 431-90/ Burner structure and method / Theodore E. Dazies (USA).
166. Pat. 1393912 GB, Int.Cl. F23D21/00, B23k7/00. Method far cutting metal and cutting torch therefor/
167. Twardy H. On a variable-thrust hudrogen-oxygen rocket engine // Acta astronautica. – 1975. – 2, № 7-8.
168. Wagner w.R. Future higner perfomance  $O_2/H_2$  engine combustion cycle alternatives // AIAA – 1976. Pap. N709.
169. Wendekamm W. Untersuchungen an Zweistoff – Kleinststrubwerken fur Bahnkorrektur und Lageregelung //Raumfahrtforschung. – 16, 1972. - №15.
170. Zurawski Robert L. Green James M. Catliting ignition of Hydrogen and Oxygen Propellants//AIAA Paper. – 1988.- №3300. – c.1-18.

## 2.3 Образовательный контент по разделу технологические методы обеспечения надежности двигателей летательных аппаратов

### Основные понятия и определения в теории надежности двигателей летательных аппаратов.

Под изделием в авиационной технике понимают:

1. воздушное судно (планер);
2. авиационный двигатель;
3. винт.

Надежность двигателя – основной показатель качества изделия, в силу специфики этого технического устройства.

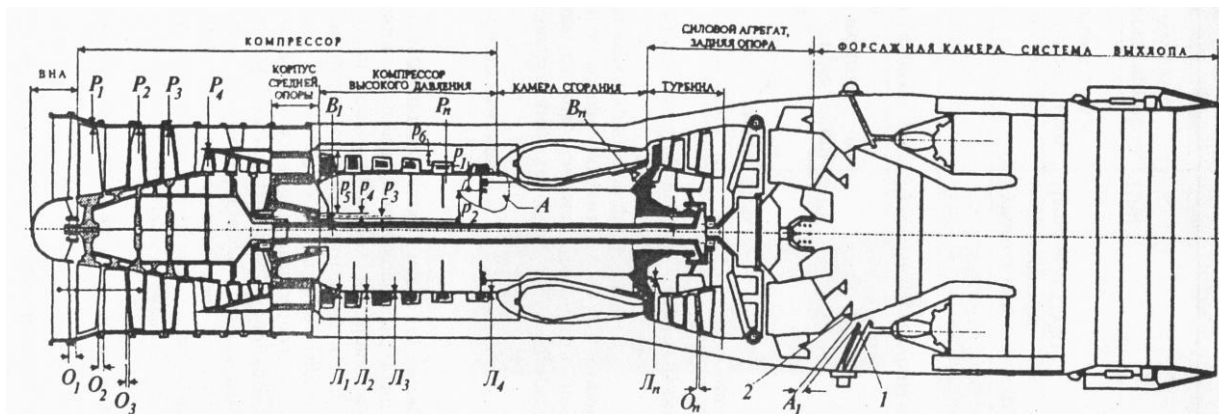


Рисунок 1.1 – Схема турбореактивного двухконтурного двигателя с форсажной камерой

Таблица 1.1 – Материалы и условия работы узлов ГТД

Узел и требования к нему	Материалы, используемые для изготовления
<i>Вентилятор (винт)</i>	
<b>Вентилятор:</b> Диапазон рабочих температур ~ -40 ... 40 °С, высокая прочность, малый вес, безопасность при разрушении вентилятора, сопротивление воздействию ударов (столкновения с птицами и проч.)	Полимерные композиционные материалы или титановые сплавы. Предпочтительна слоистая структура материала
<b>Детали узла вентилятора:</b> Диапазон рабочих температур 200 ... 300 °С, высокие аэродинамические качества (всасывающее действие), компактность	Сплавы на никелевой основе, титановые сплавы, полимерные композиционные материалы
<i>Компрессор</i>	
<b>Лопатки:</b> Диапазон рабочих температур 400 ... 650 °С, усталостная прочность, сопротивление эрозии	Титановые сплавы, стали, сплавы на никелевой основе
<b>Диски:</b> Диапазон рабочих температур 400 ... 650 °С, высокая прочность; сопротивление центробежным нагрузкам; сопротивление усталости	Титановые сплавы, сплавы на никелевой основе

<i>Камера сгорания</i>	
Рабочая температура около 1550 °С, сопротивление термическим ударам, сопротивление окислению и газовой коррозии	В настоящее время сплавы на никелевой основе с жаростойкими покрытиями, иногда с термобарьерными покрытиями и облицовкой керамикой. В перспективе керамокомпозиты
<i>Турбина</i>	
Диапазон рабочих температур 550 ... 1095 °С, прочность при центробежных и осевых нагрузках, жаропрочность, сопротивление ползучести, жаростойкость, сопротивление термическим ударам	Диски – сплавы на никелевой основе. Лопатки – сплавы на никелевой основе с монокристаллической структурой и жаростойкими и термобарьерными покрытиями
<i>Валы</i>	
Диапазон рабочих температур 50 ... 850 °С, высокая прочность и жаропрочность	Высокопрочные стали и сплавы на никелевой и железоникелевой основах
<i>Сопло</i>	
Диапазон рабочих температур 650 ... 1300 °С, жаростойкость, сопротивление эрозионному воздействию газового потока	Сплавы на никелевой основе с жаростойкими и термобарьерными покрытиями, титановые сплавы, керамокомпозиты

Качество изделия – совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением.

Качество изделий авиационной техники оценивается следующими группами показателей:

- I. Показатели назначения – характеризуют свойство продукции, определяя основные функции, для выполнения которых она предназначена.
  - тяга (мощность);
  - удельный расход топлива;
  - габариты, масса.
- II. Показатели надежности – характеризуют свойства изделия сохранять во времени свою работоспособность, т.е. обеспечивать в установленных пределах значения всех параметров в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортировки.
- III. Показатели технологичности – характеризуют свойства изделия определяющие его приспособленность к достижению оптимальных затрат в производстве, эксплуатации и ремонте:
  - трудоемкость изготовления;
  - технологическая себестоимость;
  - КИМ.
- IV. Показатели транспортабельности – характеризуют приспособленность изделия к транспортировке различными видами транспорта, как неделимым агрегатом, так и с частичной разборкой и отражают трудоемкость, связанную с подготовкой к погрузке, самой погрузкой, а так же разгрузкой.
- V. Показатели стандартизации и унификации – характеризуют насыщенность изделия стандартными, унифицированными или оригинальными деталями и сборочными единицами (унифицированные изделия – изделия выполняются по ОСТам, стандарты - по ГОСТам).

- VI. Патентно-правовые показатели – характеризуют степень обновления технического решения и его патентную чистоту.
- VII. Экологические показатели – характеризуют уровень вредных воздействий на окружающую среду при эксплуатации изделия.
- VIII. Показатели безопасности – характеризуют свойства изделия, обуславливающие безопасность человека при эксплуатации.

Как показывает опыт, качество изделия примерно на 40% закладывается на этапе проектирования и конструирования, на 50% обеспечиваются на этапе изготовления двигателей, на 10% поддерживаются при эксплуатации.

Надежностью называется свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения, установленные эксплуатационными показателями в заданных пределах, соответствующие оговоренным режимам и условиям применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Применительно к АД надежность есть комплексный показатель, обусловленный такими свойствами, как безотказность, сохраняемость, ремонтпригодность, долговечность.

Прежде, чем дать определения этих свойств, необходимо разобраться с некоторыми понятиями, которые используются для оценки надежности:

а. отказ – это такая неисправность, без устранения которой дальнейшее выполнение изделием его функций (всех, или даже одной) невозможно, т.е. это событие, заключающееся в нарушении работоспособности;

б. предельное состояние – это такое состояние изделия, при котором его дальнейшая эксплуатация должна быть прекращена по причинам: неустранимого нарушения безопасности; выхода параметра за установленные пределы; снижения эффективности эксплуатации; необходимости ремонта;

в. дефект – каждое отдельное несоответствие требованиям нормативной документации.

### Статистика отказов АД

Применительно к двигателям НК отказы составили на 520 двигателей → 950 отказов ( $K_{отк} = 1,8 \text{ отк/дв}$ ) за время 1970...1992 годы.

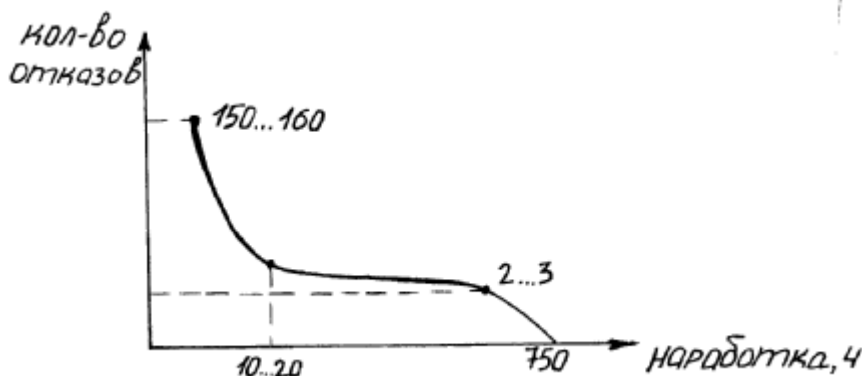


Рисунок 1.2 – Закономерность отказов двигателей по наработке

Вывод: ≈50% всех отказов приходится на первые 10...20 часов работы  
 На двигатель приходится ≈750 тыс. технических требований (требований КД).



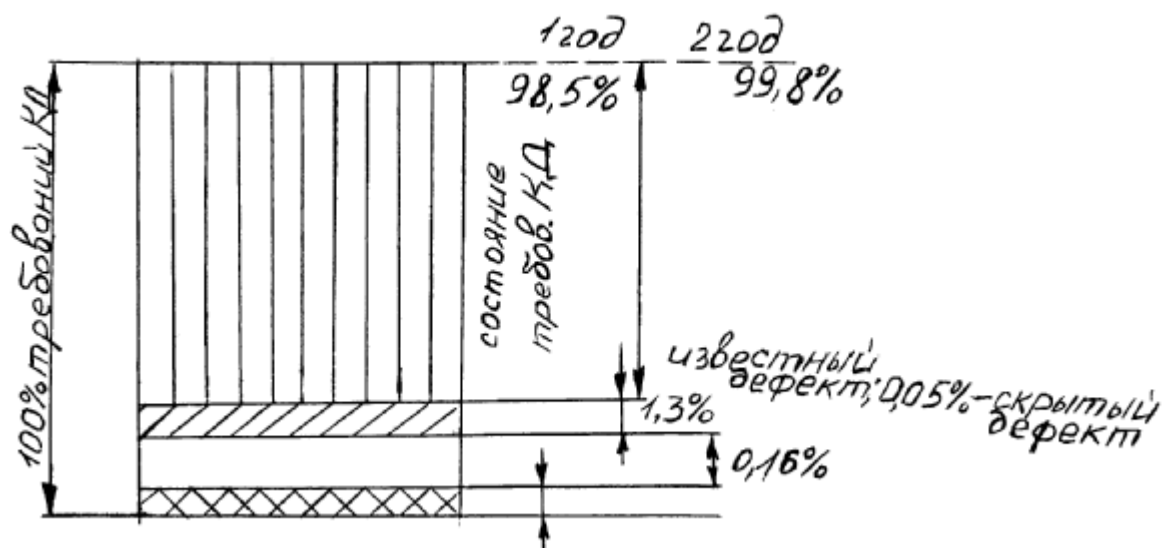


Рисунок 1.3 – Статистика выявления дефектов при доводке двигателя

Таблица 1.2 – Статистика отказов узлов для двигателя НК-8-4

Сборочная единица	Количество отказов, %
КВД, КНД	16,2
Турбина	10,2
Передние и средние опоры	9,7
КС	8,5
Другие	Остальное

Таблица 1.3 – статистика отказа двигателя НК-8-4 по причине технологических операций

Технологическая операция	Количество отказов, %
Сборка	33
Очистка, промывка	14
Литье	7
Точение	7
Другие	Остальное

Вывод:

1. Несмотря на наличие систем контроля за выполнением требований КД и различных испытаний, проводимых с агрегатами, в изделия проходят скрытые дефекты;
2. Производственные отказы проявляются на всем этапе эксплуатации двигателя.

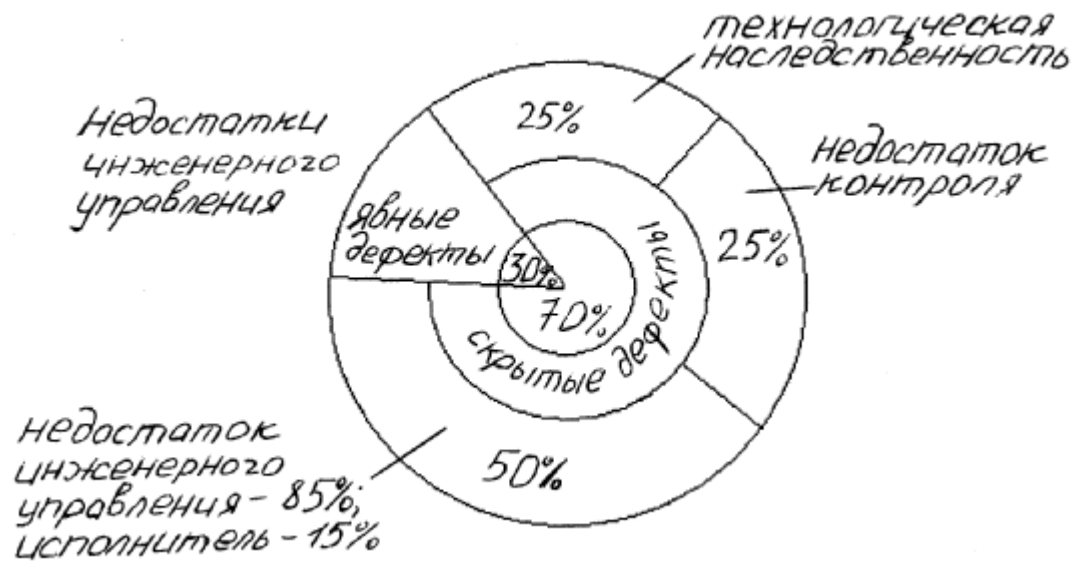


Рисунок 1.4 – Причины образования дефектов

Недостатки инженерного управления – недостатки технологии (неправильные методы и режимы обработки, нарушение правильной последовательности выполнения операций, недостаточная точность технологических систем).

Причины образования скрытых дефектов:

1. Связанные с конструктивными разработками:

- неправильный учет нагрузки;
- несовершенство выявления скрытых дефектов, т.к. некоторые дефекты изменяют свойства и прочностные характеристики детали не сразу, а постепенно, по истечению некоторой наработки;
- конструктор назначает условия испытания детали, которые отличаются от рабочих условий (испытание на герметичность трубопроводов);
- неизвестна методика проведения испытаний (необходимо установить, когда отвернется незашплинтованная гайка);

2. Связанные с изготовлением:

- ошибка при разработке тех. процесса;
- не учет элемента технологической наследственности при проектировании и изготовлении детали;
- наличие процессов, которые изменяются во времени (релаксация внутренних остатков напряжения, фазовые превращения в металле);
- деформация детали при сборке, связанная с приложением различных монтажных усилий;
- наводораживание титановых сплавов, приводящее к появлению водородной хрупкости титановых сплавов;
- наличие «слепых» операций в ТП, т.е. таких операций, когда исполнитель не видит результатов своего труда.
- наличие погрешности измерения при контроле;

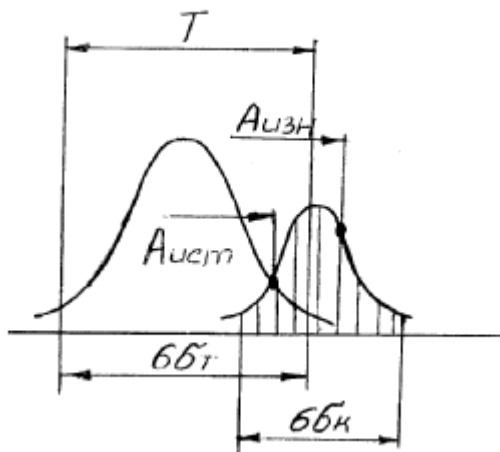


Рисунок 1.5 – Влияние погрешностей измерения на качество контроля

- психофизический фактор контроля, из которого следует, что в среднем только на 80% контролер может выявить дефект;

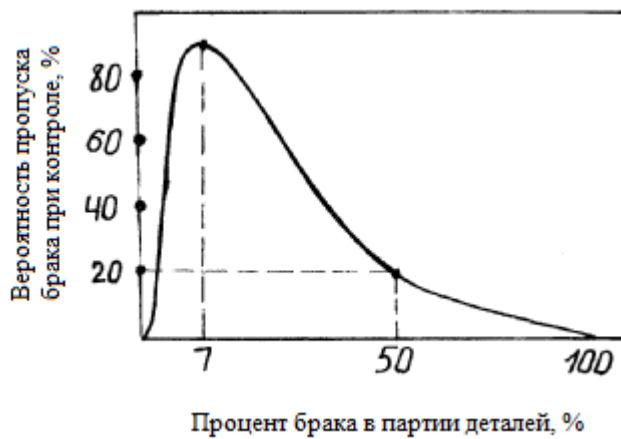
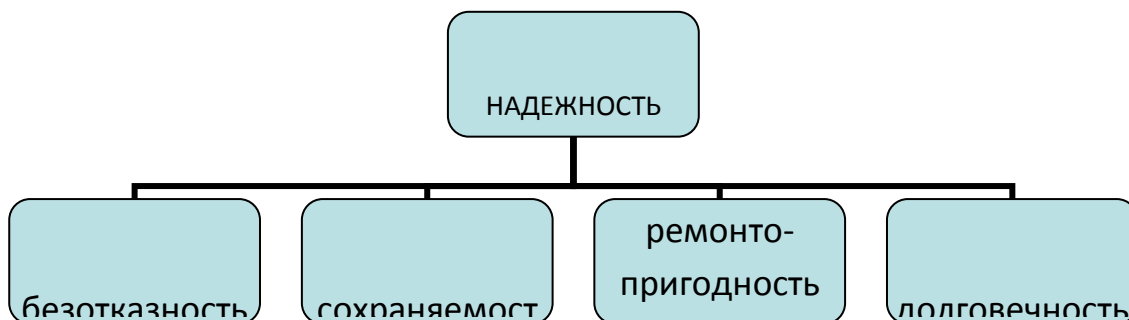


Рисунок 1.6 – Психофизический фактор контроля

Надежность характеризуется 4 группами показателей, каждый из которых определяется определенными параметрами



- |   |                               |   |                         |
|---|-------------------------------|---|-------------------------|
| • вероятность безотказной работы $P(t)$ ; | • средний срок сохраняемости; | • вероятность восстановления работоспособности; | • ресурсы; срок службы. |
| • интенсивность                           | • $\gamma$ -                  |   |                         |

- средняя наработка до отказа  $T_{CP}$ ;
  - наработка на отказ  $T_{НАР}$ .
- (первые три пункта относятся к неремонтируемому двигателю, последние к ремонтному.)
- процентный, срок хранения.
- среднее время восстановления.

Безотказностью называется свойство изделия сохранять свою работоспособность в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов.

Вероятность безотказной работы есть вероятность того, что в заданный интервал времени или в предел заданной наработки не произойдет отказа изделия.

$$P(t) = \frac{N - n}{N},$$

где  $N$  – количество изделий в начале испытаний или эксплуатации;  
 $n$  – число изделий, вышедших из строя за время испытания  $t$ .

Вероятность отказа  $Q(t) = 1 - P(t)$

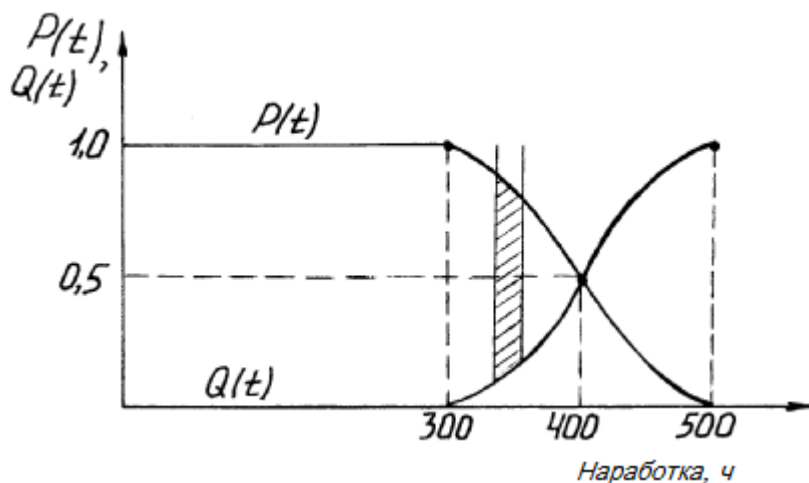


Рисунок 1.7 – Закономерность изменения  $P(t)$  и  $Q(t)$  по времени наработки

Интенсивность отказа есть вероятность отказа, неремонтируемого двигателя в единицу времени

$$\lambda(t) = \frac{\Delta N}{N(t) \cdot \Delta t}, \quad \left[ \frac{1}{\text{час}} \right]$$

где  $\Delta N$  – количество изделий, вышедших из строя в течение рассматриваемого промежутка  $\Delta t$ ;

$N(t)$  – число изделий, оказавшихся работоспособными к началу наступления  $\Delta t$ .

$\Delta t = 350 - 320 = 30$ , (час);

$N = 10$ ,  $N(t) = 8$ ,  $\Delta N = 1$

$$\lambda(t) = \frac{1}{8 \cdot 30} = \frac{1}{240} \left[ \frac{1}{\text{час}} \right]$$

$\lambda(t)$  – есть характеристика, показывающая какая часть изделия выходит строя в единицу времени.

из

Как показывает опыт, применительно к авиационным двигателям характер изменения интенсивности отказов по времени имеет следующий вид (рис. 1.8).

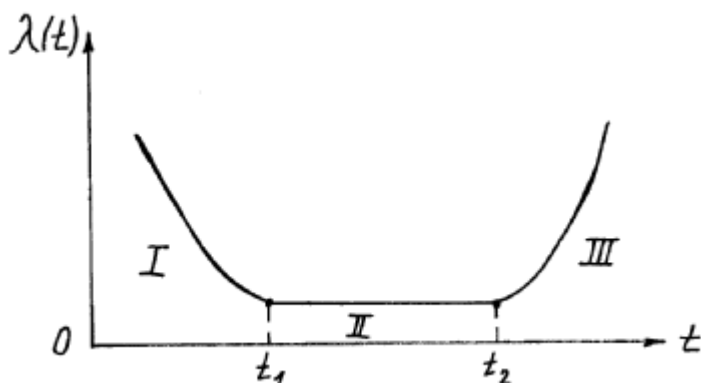


Рисунок 1.8 – Изменение интенсивности отказов во времени

- I. Период приработки.
- II. Период нормальной эксплуатации.
- III. Период старения.

Отказы в первом периоде носят преимущественно конструктивно-технологический характер. Причины этого следующие:

- недостаточная подготовленность конструктора;
- несовершенство опережающей поузловой проверки агрегата и узлов двигателя на стенде;
- малое число изделий и недостаточная наработка до внедрения в серийное производство;
- отставание технологии от нужного конструктору уровня;
- специфика серийной технологии (рассеивание параметров).

Во втором периоде причины отказа следующие:

- эксплуатационная не технологичность;
- нарушение правил эксплуатации;
- несвоевременность или несовершенство информации о внезапных отказах и поведении двигателя.

В третьем периоде причины связаны с выработкой ресурса агрегатов и двигателя в целом.

Средняя наработка до отказа – это ожидаемое время исправной работы изделия в партии до его первого отказа.

Наработка на отказ – (это понятие, относящееся к ремонтируемым двигателям) это есть время наработка двигателя между двумя отказами.

Сохраняемость – свойство изделия сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение и после срока хранения и транспортировки, который установлен в технической документации (средний срок сохраняемости).

$\gamma$  – процентный срок сохранности – период сохранения эксплуатационных показателей, которые имеют обусловленное число процентов изделий данного типа. Это срок сохранности, достигаемый изделием с заданной вероятностью  $\gamma$ , выраженной в %.

Ремонтопригодность – свойство изделия, заключающееся в его приспособленности к предусмотрению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технологического обслуживания и ремонта.

Долговечность – свойство изделия сохранять свою работоспособность до наступления предельного состояния при установлении системы технического обслуживания и ремонта.

Технический ресурс – наработка изделия от начала эксплуатации или ее возобновления после ремонта до предельного состояния, оговоренного в технической документации.  
Срок службы – календарная продолжительность эксплуатации до списания (перехода в предельное состояние).

### **Работа по обеспечению надежности на этапе создания нового двигателя**

Работа по обеспечению надежности в КБ проходит в три этапа. На первом этапе формируются требования к надежности (ТЗ). Второй этап (математический), при котором на базе вероятностно-статистического подхода определяются показатели надежности (прогнозируются), при этом сама надежность рассматривается как вероятность безотказной работы. При этом имеют место следующие сложности: статистические методы опираются на понятие массовости событий, а на стадии проектирования двигателя этого нет.

Третий этап (инженерно-физическое обеспечение надежности) устанавливает зависимости основных показателей надежности от физических параметров деталей, от интенсивности эксплуатации воздействий и от изменений этих параметров во времени. На этом этапе используются средства диагностики, испытания проводятся на узлах и агрегатах, в результате получают уточненные расчеты параметров прочности и нагрузки.

Особо важно учитывать затраты (цену) надежности.

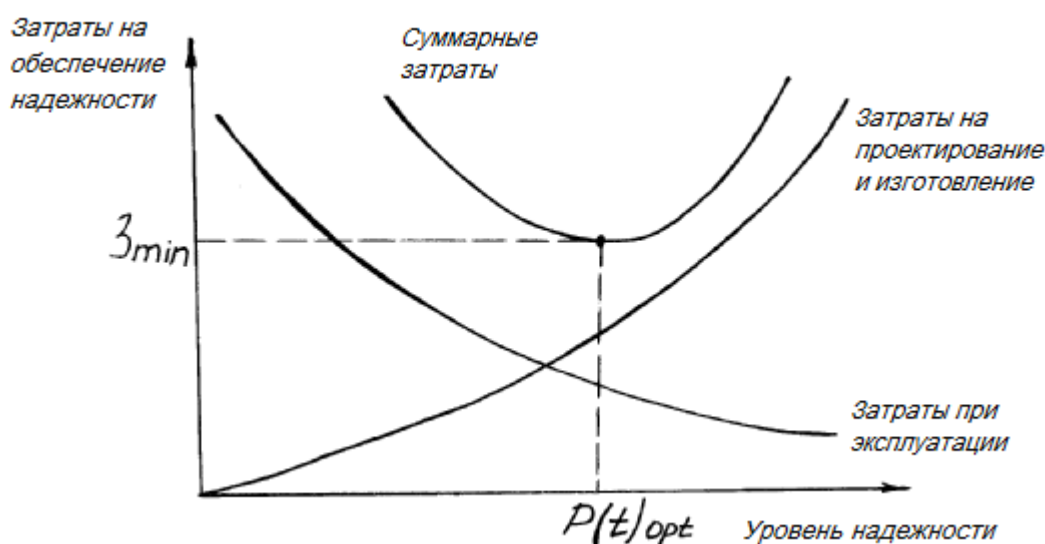


Рисунок 1.9 – График зависимости затрат на создание и эксплуатацию изделия от уровня его надежности

Наука о надежности ДЛА изучает и предлагает условия и методы обеспечения надежности изделия и решает следующие задачи:

- систематизация отказов и изучение их причин, выяснение физических закономерностей появления отказов;
- изыскание способов обеспечения надежности при проектировании, изготовлении и эксплуатации изделия;
- разработка качественных методов оценки надежности;
- управление и организация комплекса работ по обеспечению надежности изделия.

### **Математические законы распределения отказов в теории надежности.**

В зависимости от того, с какой точки зрения рассматривать отказы, их можно оценить:

- а) по возникновению во времени в ходе испытаний и эксплуатации;
- б) по наличию на данный момент.

Закономерности, рассматриваемые в надежности, базируются на основании теории вероятности и математической статистики. Связано это с тем, что отказы являются случайными событиями, возникающими от совокупного влияния большого числа случайных факторов. Поэтому ряд характеристик надежности определяется из условия, что распределение во времени изучаемого параметра надежности задано некоторой непрерывной функцией  $f(t)$ , выражает плотность распределения вероятности времени отказа как случайных величин в определенный промежуток времени наработки. При этом необходимо выбрать и обосновать закон распределения и установить его характеристики. Первая достигается путем анализа причин появления отказа, а вторая получается на основании обработки статистического материала, который может быть получен либо в ходе испытания, либо при эксплуатации двигателя.

### I. Закон нормального распределения

Для подвижных элементов машин (подшипники, контактные уплотнения, цилиндрические пары) характерны постепенные отказы за счет износа, которые влияют на геометрические параметры движущихся соединений. Для таких элементов распределение сроков службы подчиняется закону Гаусса:

$$f(t) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(t-\bar{t})^2}{2\sigma^2}}$$

$\sigma$  – среднее квадратичное отклонение сроков службы

$\bar{t}$  - центр группирования (средняя наработка)

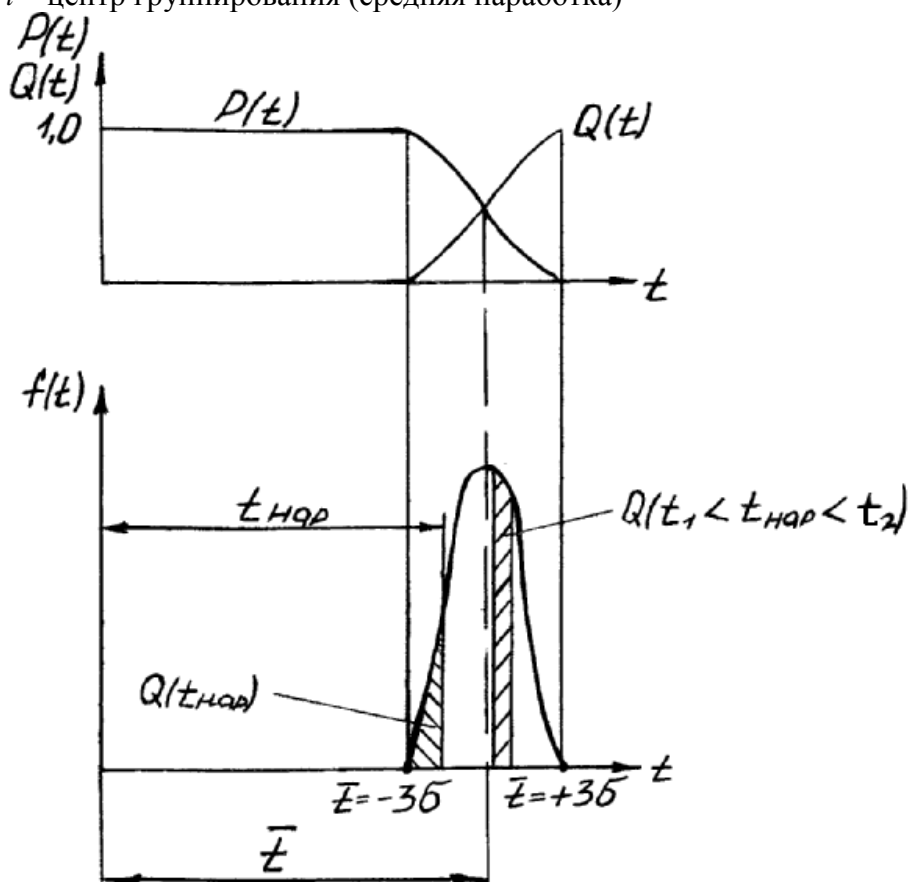


Рисунок 1.10 – Закон нормального распределения времени отказов

$$Q(t_{нар}) = \int_0^{t_{нар}} f(t) dt = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{\bar{t}-3\sigma}^{\bar{t}+3\sigma} e^{-\frac{(t-\bar{t})^2}{2\sigma^2}} dt$$

$$P(t_{нар}) = \int_{t_{нар}}^{\bar{t}+3\sigma} f(t) dt$$

или

$$P(t_{нар}) = 1 - Q(t_{нар})$$

## II. Экспоненциальный закон распределения

Большинство отказов технических устройств не подчиняется закону Гаусса, так как причина их отказов не износостовая, а носит внезапный случайный характер. Исследованиями установлено, что плотность распределения времени отказов хорошо описывается экспоненциальным законом. Этому закону следует наработка до отказа неремонтируемого двигателя, а также наработка между двумя отказами ремонтируемого двигателя.

$$f(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda \cdot t}$$

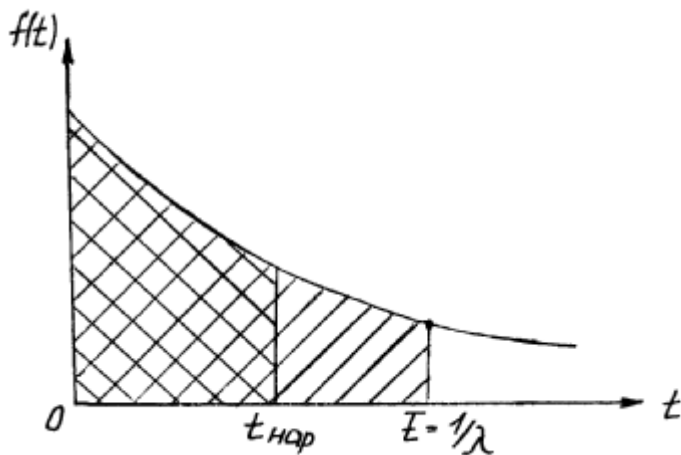


Рисунок 1.11 – Закон экспоненциального распределения времени отказов

Основным и единственным параметром распределения является  $\lambda$  – интенсивность отказа. Он показывает, какая доля работающих на данный момент изделий выходит из строя в единицу времени.

$$Q(t_{нар}) = \int_0^{t_{нар}} f(t) dt = \int_0^{t_{нар}} \lambda e^{-\lambda \cdot t} dt = 1 - e^{-\lambda \cdot t_{нар}}$$

$$\lambda = Const \quad (\text{принимаем})$$

$$P(t) = e^{-\lambda \cdot t} \text{ - основное уравнение надежности}$$

Как показывает опыт,  $\lambda$  – величина переменная, она зависит от времени.



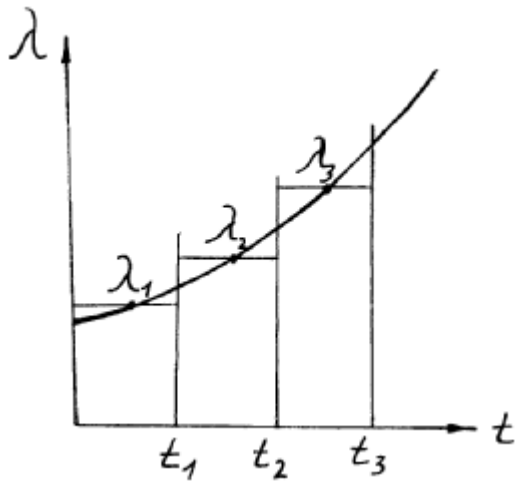


Рисунок 1.12 – Характер изменения интенсивности отказов во времени

В реальных случаях при работе двигателя имеют место как постепенные (износные) отказы, так и случайные.

$P_{постеп}(t) \rightarrow$  Гаусс

$P_{внезапн}(t) \rightarrow$  экспонента

$$P_{\Sigma}(t) = P_n(t) \cdot P_e(t) = \frac{e^{-\lambda \cdot t}}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot \int_0^t e^{-\frac{(t-i)^2}{2\sigma^2}} dt$$

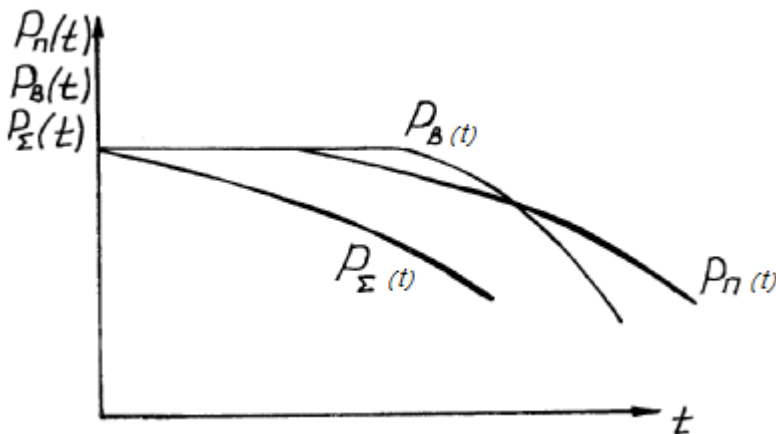


Рисунок 1.13 – Изменение вероятности безотказной работы во времени, когда действуют постепенные и случайные отказы

### III. Распределение Вейбула

Это распределение получается эмпирически в результате исследования распределения сроков службы технических устройств. Для непрерывной случайной величины (время наработки):

$$f(t) = \frac{m}{t_0} \cdot t^{m-1} \cdot e^{-\frac{t^m}{t_0}},$$

где:

$m$  – переменный параметр, подбираемый в ходе обработки данных

экспериментальных

$m = 1$  – экспоненциальное распределение;

$m < 1$  – при возрастании  $t$  функция  $\lambda(t)$  уменьшается;

$m > 1$  – при возрастании  $t$  функция  $\lambda(t)$  увеличивается;  
 $t_0$  – параметр, связанный со средней наработкой на отказ следующей зависимостью:

$$t_0 = \left( \frac{\bar{t}}{b_m} \right)^m, \text{ где}$$

$$b_m = \Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right), \text{ где}$$

$\Gamma$  – табличная функция

$$\Gamma(m) = \int_0^{\infty} x^{m-1} \cdot e^{-x} dx$$

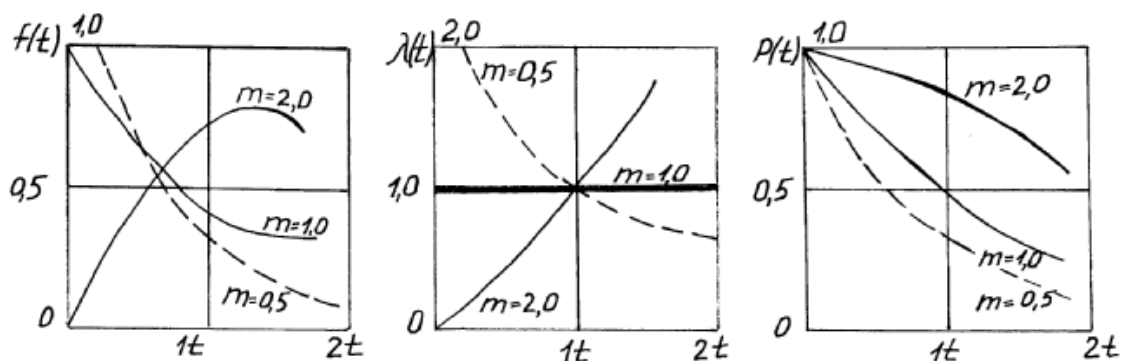


Рисунок 1.14 – Характер изменения во времени  $f(t)$ ,  $\lambda(t)$  и  $P(t)$  при различных значениях  $m$

#### IV. Биномиальное распределение

Применяется:

1. При статистическом контроле качества выборки изделий, составляющих не более 10% от объема партии;
2. При определенном количестве отказов, не восстанавливаемых изделий в течение заданного времени испытания.

Физический смысл распределения – это определение вероятности появления в малых выборках отказа.

Пусть  $q$  – вероятность появления отказа в каждом из испытаний,  $n$  – число испытаний,  $m$  – возможное число появления отказов в этих испытаниях ( $m = 0 \dots n$ ). Вероятность возможного значения появления  $m$  отказов определяется по формуле Бернулли:

$$P(x = m) = C_n^m \cdot q^m \cdot (1 - q)^{n-m},$$

где

$C_n^m$  – число всех возможных сочетаний, которые можно образовать из  $n$  испытаний, наблюдая в них  $m$  отказов;

$$C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}$$

#### V. Распределение Пуассона (закон редких явлений)

При очень малых вероятностях появления отказов в каждом из испытаний биномиальное распределение заменяется распределением Пуассона ( $q \leq 0,1$ ). В этом случае вероятность появления в малых выборках различных значений случайной величины имеет следующий вид:

$$P(x = m) = \frac{1}{m!} \cdot a^m \cdot e^{-a} = \frac{1}{m!} \cdot (nq)^m \cdot e^{-nq},$$

$$a = nq$$

### Два метода обеспечения надежности

1. Метод физического обеспечения

2. Метод схемного обеспечения

Метод физического обеспечения надежности базируется на изучении физических явлений и причин отказов в зависимости от нагрузок механических и физико-химических свойств материала деталей и от изменения этих параметров во времени. Сущность метода заключается в том, что все элементы изучаемого объекта составляют единую функциональную последовательность и при отказе одного из элементов работоспособность всего изделия нарушается.

$$P_{\Sigma}(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t)$$

Пусть:

$$P_1(t) = P_2(t) = P_3(t) = 0.9 \Rightarrow$$

$$P_{\Sigma} = 0.9 \cdot 0.9 \cdot 0.9 = 0.729$$

$$P_{\Sigma} = 0.97 \cdot 0.97 \cdot 0.97 = 0.91$$

Иногда столь высокий уровень надежности (0,97) каждого из элементов может быть либо не достижим, либо на это требуются огромные средства. В этом случае прибегают ко второму методу схемного обеспечения надежности, суть которого следующая: в конструкцию изделия вводят несколько параллельно действующих одинаковых элементов, надежность каждого из которых не очень велика.

### Формулы в теории надежности

I. Последовательное соединение

Вероятность безотказной работы:

$$P_{\text{носл}} = P(A_1, A_2, \dots, A_n) = \prod_{i=1}^n P(A_i)$$

Вероятность отказа

- для двух последовательно соединенных элементов:

$$Q = Q(A_1) + Q(A_2) - Q(A_1) \cdot Q(A_2)$$

- для трех последовательно соединенных элементов:

$$Q = Q(A_1) + Q(A_2) + Q(A_3) - Q(A_1) \cdot Q(A_2) - Q(A_1) \cdot Q(A_3) - Q(A_2) \cdot Q(A_3) + Q(A_1) \cdot Q(A_2) \cdot Q(A_3)$$

II. Параллельное соединение

Вероятность безотказной работы

- для двух элементов

$$P = P(A_1) + P(A_2) - P(A_1) \cdot P(A_2)$$

- для трех элементов

$$P = P(A_1) + P(A_2) + P(A_3) - P(A_1) \cdot P(A_2) - P(A_1) \cdot P(A_3) - P(A_2) \cdot P(A_3) + P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot P(A_3)$$

- вероятность отказа

$$Q_{\text{над}} = Q(A_i) = \prod_{i=1}^n Q(A_i)$$

## **Инженерно – физические показатели надежности.**

При проектировании и доводке двигателя из-за отсутствия статистических данных оценка надежности базируется на инженерно-физических показателях. Правила их выбора должны гарантировать требуемый уровень надежности. Для этих показателей характерны следующие группы оценок:

- статистическая прочность элементов;
- вибрационное состояние деталей и узлов;
- тепловое состояние;
- устойчивая работа всех систем и двигателя на земле и в полете;
- проверка длительными испытаниями.

Количественные показатели надежности:

- коэффициент запаса прочности при работе деталей на наиболее напряженных режимах;
- ползучесть лопаток и дисков;
- уровни вибростойкости деталей агрегатов, запасы по автоколебаниям;
- уровни температур и равномерность температурных полей;
- стабильность статических и динамических характеристик.

Пример:

### Инженерно – физические показатели качества и надежности компрессора ГТД

#### 1. Показатели надежности:

Показатели безотказности:

- Нарботка на неисправность на земле и в межрегламентный период;
- Нарботка на отказ в полете;
- Нарботка на отказ, приводящая к досрочному съему;

Показатели долговечности:

- Ресурс до первого капитального ремонта;
- Нарботка основных элементов не менее трех ресурсов;

Прочностные показатели

- Запасы статической прочности рабочих лопаток;
- То же для НА;
- Запасы статической и динамической прочности дисков;
- Запасы по переменным напряжениям рабочих лопаток и НА;
- Расчетные статистические напряжения от газовых сил в РЛ и НЛ;
- Толщина упроченного слоя в лопатках;
- Максимально допустимая пластическая деформация дисков с учетом превышения наиболее допустимых оборотов ротора на 5%.

#### 2. Показатели безопасности:

- Показатель сопротивления эксплуатационным повреждениям;
- Сохранение работоспособности и параметров при содержании воды в воздухе до  $50\text{г/м}^3$ ;
- Сохранение работоспособности при попадании в компрессор посторонних частиц (град и птицы);
- Показатели сопротивления критическим ситуациям;
- Непробиваемость корпуса лопатки.

## **Обеспечение надежности при проектировании.**

При проектировании рекомендуется выдерживать следующие мероприятия:

- 1) Тщательное изучение причин отказов;

- 2) Оценка надежности вновь созданного двигателя путем сопоставления с предыдущими изделиями по условиям работы, по свойствам материалов, по технологии изготовления (метод эквивалентного двигателя);
- 3) Упрощение схемы конструкции, сокращение числа последовательно соединенных элементов;
- 4) Агрегатирование – объединение элементов конструкции, выполняющих замкнутый комплекс функций, в единый легкоъемный и легко ремонтируемый агрегат (блочно-модульная конструкция);
- 5) Унификация и стандартизация позволяют использовать во многих изделиях одинаковой надежности узлы и агрегаты;
- 6) Резервирование определенных систем (схемные методы обеспечения надежности);
- 7) Ограничения последствий отказов (непробиваемые кожухи);
- 8) Введение неразрушающих проверок;
- 9) Выделение в конструкторской документации параметров, определяющих надежность.

### **Выделения требований КД по обеспечению надежности.**

Многие эксплуатационные свойства деталей обеспечиваются в КД ее геометрическими параметрами, физико-химическими свойствами материала, параметрами качества поверхностного слоя, а также рядом других требований, которые предъявляются к узлу и агрегату при сборке. Именно эти требования являются определяющими и выполнение их на этапе изготовления являются обязательными. Зачастую требуется предъявлять особые технологии и особое отношение к выполнению операций, которые исключают даже возможность образования того или иного дефекта. Данные требования относятся к наиболее ответственным деталям и называются КЭПОН (конструктивные элементы и параметры, определяющие надежность) – 0,5...0,7% всех требований к двигателю.

Пример: выделение КЭПОНов на примере болта (рис 1.15)

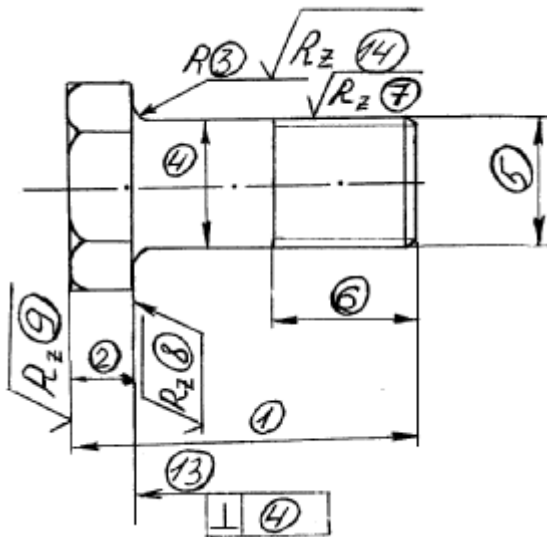


Рисунок 1.15 - Болт

$$D_{вн} = 5'$$

$$D_n = 5''$$

Материал:

$$\sigma_6 = 10$$

$$\sigma_{0,2} = 11$$

$$HRC_3 = 12$$

Для того чтобы назначить КЭПОН, необходимо выяснить условия работы детали и какими эксплуатационными характеристиками она должна обладать.

Пример 1:

Деталь вращается относительно болта и передает нагрузку (рис. 1.16).

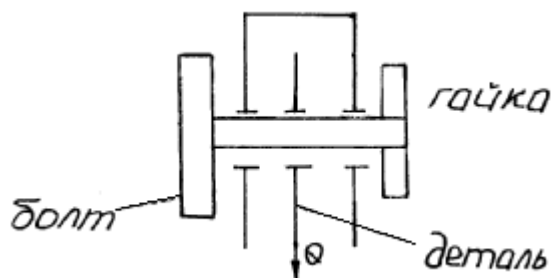


Рисунок 1.16 – Схема работы болта в узле

Требования к болту:

- обеспечение необходимой износостойкости;
- обеспечение прочности на срез.
  - 1) Износостойкость определяется зазором, шероховатостью и твердостью материала: 4, 7, 12;
  - 2) Прочность на срез определяется прочностью сечения болта и пределом прочности материала  $\sigma_b$ : 4, 10;

4, 7, 10, 12 – КЭПОН

Пример 2:

Соединение трубопроводов (рис. 1.17).

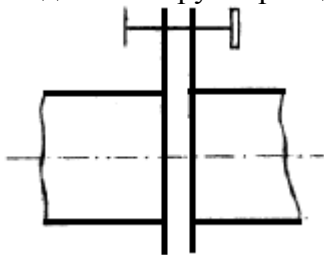


Рисунок 1.17 – Схема соединения трубопроводов

Требования:

- Прочность на растяжение в стыке;
- Усталостная прочность при пульсирующей нагрузке.
  - 1) Прочность на растяжение зависит от площади контакта по резьбе, от самого малого сечения болта, от предела прочности материала и от контакта головки болта с фланцем 5', 5'', 8, 10, 13;
  - 2) Усталостная прочность зависит от всех предыдущих требований и от качества исполнения концентраторов напряжения: 3, 14.

3, 5', 5'', 8, 10, 13, 14 - КЭПОН

Таблица 1.2 - Перечень требований КД (КЭПОН), которые требуется обеспечивать технологией на примере основных деталей двигателя.

Деталь	Требования КД, определяющие надежность узла и двигателя	Показатель качества
<b><u>Лопатка компрессора</u></b>		
1.Перо и поверхности перехода к замку и полкам	1. Толщина пера у корня. 2. Параметры остаточных напряжений. 3. Отсутствие подрезов, забоин, рисков, прижогов, не равномерного наклепа.	- прочность. - сопротивление усталости. - запас прочности.
2.Замок	1. Допуск плоскостности рабочих поверхностей. 2. Конусность по длине хвостовика. 3. Взаимное смещение рабочих поверхностей зубьев хвостовика. 4. Угол клина рабочих поверхностей хвостовика.	- контактная выносливость. - долговечность. - долговечность. - долговечность.
3.Бандажные полки	1. Толщина и твердость покрытия по торцам. 2. Прочность сцепления покрытия с поверхностью. 3. Допуск плоскости. 4. Координаты полки, определяющие посадку при сборке.	- износостойкость. -износостойкость. - прочность. - прочность.
<b><u>Лопатка турбины</u></b>		
1. Тело	1. Отсутствие дефектов в материале	- сопротивление усталости
1.Перо, поверхности перехода к замку и полкам внутри поверхности.	1.Толщина стенки. 2.Отсутствие засорений внутри полости. 3.Пропускная способность по проходной щели и по перфорации. 4.Отсутствие дефектов защитных покрытий.	-длительная прочность. -длительная прочность. -длительная прочность. -длительная прочность. -длительная прочность.
<b><u>Диск К и Т</u></b>		
1.Материал.	1.Отсутствие дефектов в материале.	-сопротивление усталости
2.Полотно диска.	1.Отсутствие забоин, рисков, вмятин и неравномерного наклепа. 2.Параметры остаточных напряжений.	-сопротивление усталости. -сопротивление усталости.
3.Пазы крепления лопаток.	1.Параметры остаточных напряжений.	-сопротивление усталости.
4.Поверхности лабиринта гребешкового типа	1.Шероховатость. 2.Скругление острых кромок. 3.Параметры остаточных напряжений.	-сопротивление усталости. -сопротивление усталости. -сопротивление

		усталости.
--	--	------------

### **Запасы прочности и вероятность разрушения детали.**

Многие детали при работе в двигателе испытывают усталостное напряжение, неприятность которого заключается в опасности внезапного разрушения детали (перед разрушением нет никаких видимых причин, что оно сейчас произойдет).

Закономерности усталостного разрушения носят статистический характер, когда под действие одного и того же циклического напряжения число циклов до разрушения отличается на однотипичных деталях в несколько раз. Наиболее характерно это явление на лопатках турбины. Поэтому достоверные прогнозы надежности в этом случае можно сделать лишь на основе вероятностного подхода.

В сопротивлении материалов прочностная надежность оценивается:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

Такая оценка допустима для каких-то однотипных конструкций, эксплуатирующихся в стабильных условиях напряжения. В двигателестроении этого нет, здесь распространение получило условие прочности надежность по запасам прочности по напряжениям:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_{\max}} \geq K_{\min} = \frac{\sigma_{пред}}{[\sigma]}$$

$$\sigma_{пред} = \begin{pmatrix} \sigma_{\sigma} \\ \sigma_{\sigma/\tau} \\ \sigma_{-1} \end{pmatrix}$$

Такая оценка прочности является детерминированной оценкой, т.е. она не связана с оценкой достоверности разрушающего и действующего значения параметров прочности, т.е. не учитывает разброс нагрузки и характеристик прочности.

Поэтому в двигателестроении чаще всего определяются и используются статистические коэффициенты запаса прочности, при расчете которых оценивается достоверность разрушающего и действующего параметра:

$\zeta$  – параметра нагрузки

$\eta$  – параметра прочности



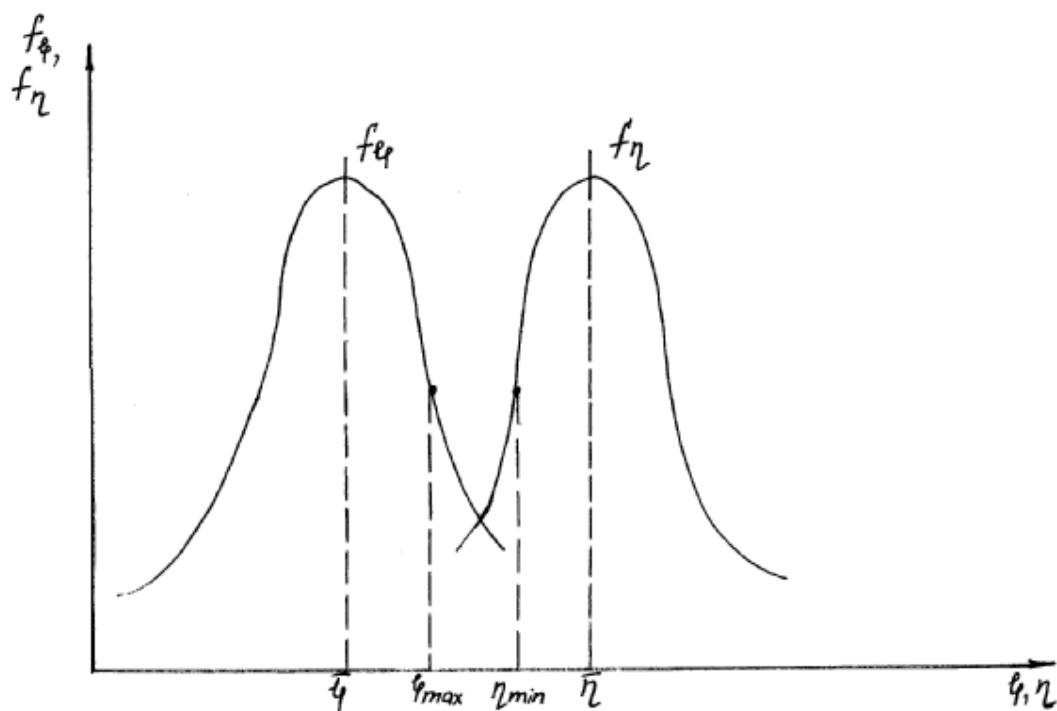


Рисунок 1.18 - Характер распределения прочности и нагрузки при определении статического коэффициента запаса прочности

$$K_{дет} = \frac{\bar{\eta}}{\bar{\zeta}}$$

$$K_{стат} = \frac{\eta_{min}}{\zeta_{max}}$$

$$K_{стат} = 0,5...0,8 K_{дет}$$

$$\eta_{min} = \bar{\eta} - K_1(n_1, q_1, P_{g1}) \cdot S_\eta$$

$$\zeta_{max} = \bar{\zeta} + K_2 \cdot (n_2, q_2, P_{q2}) \cdot S_\zeta$$

Где:

$K_1, K_2$  – толерантные коэффициенты, которые определяются из таблиц в зависимости от:

$n$  – число испытаний;

$q$  – уровень значимости;

$P_g$  – величина доверительной вероятности.

$K(6; 0.01; 0.95)=2$

Только из 1% всех деталей запас прочности может оказаться ниже 2, причем это справедливо для 95% случаев, а  $\sigma$  определена при 6 испытаниях.

Практика показала, что на вероятность разрушения разброс прочности влияет сильнее, чем разброс нагрузки. Отсюда вытекает необходимость предъявления более высоких требований к прочностным характеристикам материалов и деталей, а это в большей степени зависит от технологии.

### Роль испытаний в обеспечении надежности.

Основным видом испытаний вновь созданного двигателя являются 150-200 часовые длительные стендовые испытания, а так же дополнительные виды испытаний. К ним относятся: проверка при максимальной возможности температуры газа перед турбиной, проверка температуры при повышенных оборотах (на 5% от номинальной); виброрафирование; тензометрических лопаток К и Т; проверка рабочей способности Д, на забрасывание в К льда, воды, песка; проверка ГДУ.

На этих этапах испытаний снимают данные по параметрам с целью устранения их номиналов и полей рассеивания. После этого уже можно получить сведения для оценки ресурса и надежности двигателя.

Следующий этап – лётные испытания (двигатели устанавливаются на летающую лабораторию). В полете фиксируются все его параметры. Все эти испытания проводятся в ОКБ. После этого двигатель передают в серийное производство, на заводе-изготовителе обязательными являются испытания по контролю качества. При этом контроле важно правильно установить объем выборки при испытаниях, он может быть либо 1 к 1 либо 1 к 10.

### **Организация работ по устранению дефектов и отказов при доводке изделия и его опытной эксплуатации.**

Все дефекты, обнаруженные при опытной эксплуатации или при разборке двигателя фиксируются в специальной документации. По особо опасным отказам выпускается специальный бюллетень с разработкой рекомендаций по его недопущению.

Основные принципы системы работ на данном этапе следующие:

1. Своевременное выявление и немедленная информация.
2. обязательный разбор, устранение причин и 100%-ая фиксация независимо от размера кажущейся случайности.
3. Разработка и внедрение мероприятий по устранению.

Все эти действия позволяют судить об интенсивности работы и определяют время поставки двигателя на государственные испытания.

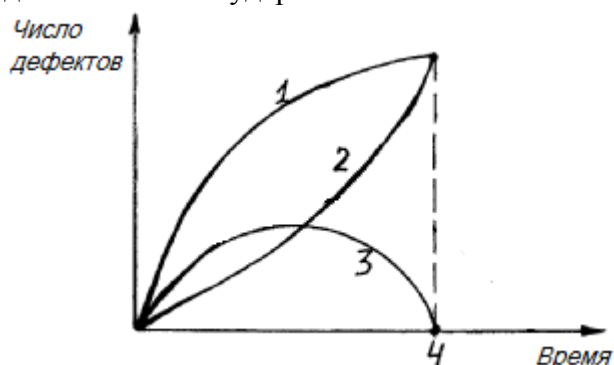
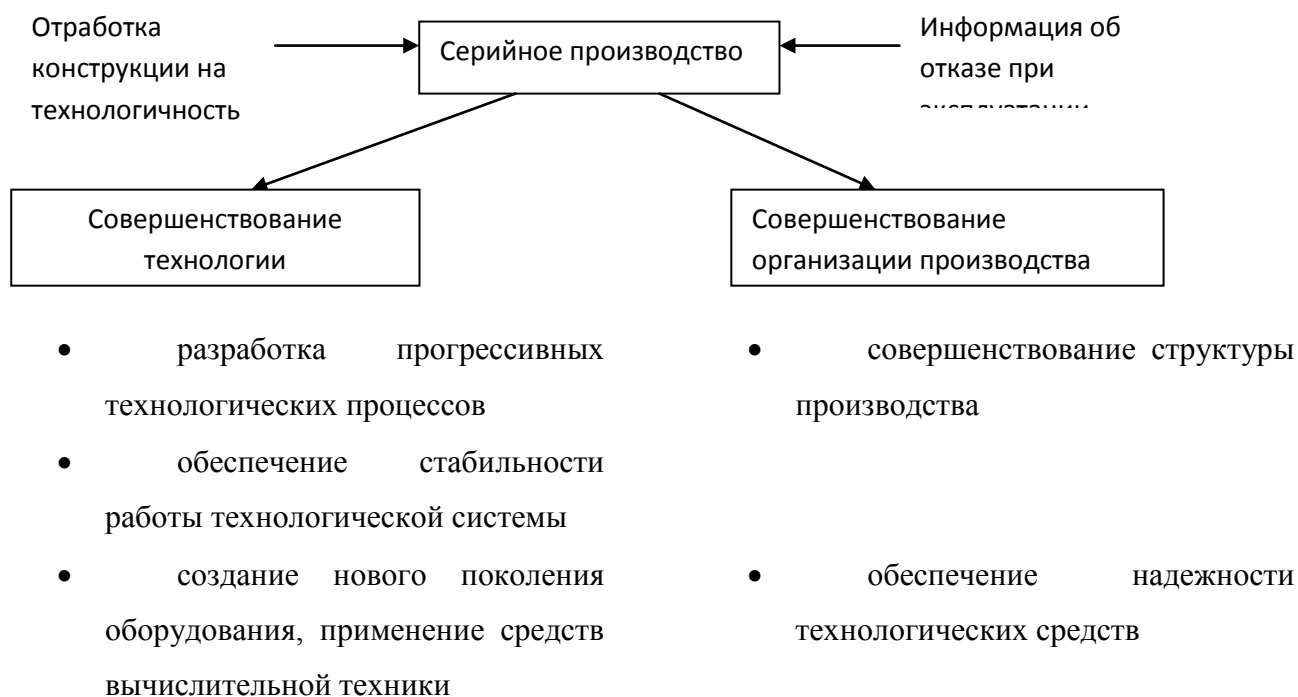


Рисунок 1.19 – Закономерность выявления дефектов при опытной доводке двигателя

- 1 – накопление дефекта
- 2 – устранение дефектов
- 3 – оставшиеся неустраненными
- 4 – время предъявления изделия на государственное испытание.

## Обеспечение надежности ДЛА в условиях серийного производства

Обеспечение надежности в условиях серийного производства можно представить в виде следующей схемы:



### Понятие технологичности продукции

Технологичность конструкции изделия – есть совокупность свойств конструкций, которые обеспечивают изготовление, ремонт и техническое обслуживание изделия по наиболее эффективным технологиям (с меньшими затратами) в сравнении с аналогичными конструкциями при одинаковых условиях их использования и эксплуатации, а так же при одних и тех же показателях качества. Различают производственную, ремонтную и эксплуатационную технологичность конструкции изделия (ТКИ).

Производственная ТКИ проявляется в сокращении средств и времени на конструктивную и технологическую подготовки производства, а так же на процесс изготовления и монтажа изделия заказчика.

Эксплуатационная ТКИ проявляется в сокращении средств и времени на подготовку к использованию изделия, на техническое обслуживание, ремонт и утилизацию.

Ремонтная ТКИ проявляется в сокращении средств и времени на все виды ремонта, кроме текущего.

ТКИ определяется системой качественных характеристик. К ним относятся: взаимозаменяемость узлов и агрегатов, регулируемость контроля пригодности, доступность

инструментов, технологичность по процессу изготовления и технологичность по форме, размерам и габаритам.

С другой стороны, ТКИ определяется рядом количественных показателей. Они называются показателями технологичности конструкции – ПТК.

1. Основные ПТК:

- трудоемкость изготовления (ТИ)
- технологическая себестоимость (ТС)
- уровень технологичности ТИ (УТТИ)
- уровень технологичности ТС (УТТС)

Уровень технологичности есть отношение достигнутого показателя к базовому (аналогичное изделие).

2. Дополнительные ПТК:

- относительная трудоемкость заготовочных работ
- относительная трудоемкость видов процесса изготовления
- КИМ
- коэффициент точности  $K = 1 - \frac{1}{A_{cp}}$ , где  $A_{cp}$  - средний квалитет обработанного

изделия.

$$A_{cp} = \frac{\sum A_i \cdot n_i}{\sum n_i}, \text{ где } A_i - \text{квалитет обработки, } n_i - \text{число поверхностей, соответствующих}$$

этому квалитету

- коэффициент шероховатости  $K_u = 1 - \frac{1}{B_{cp}}$ , где  $B_{cp}$  - среднее значение

параметра шероховатости

$$B_{cp} = \frac{100n_{100} + 10n_{10} + 0.1n_{0.1} + 0.008n_{0.008}}{n_{100} + n_{10} + n_{0.1} + n_{0.008}}, \text{ где } 100, 10, 0.1, 0.008 - \text{числители значения}$$

шероховатости по  $R_a$ ;  $n$  – число поверхностей с соответствующим значением шероховатостей

Имеет место еще ряд дополнительных показателей.

Весь этап серийного производства можно разбить на следующие подэтапы:

1. заготовительное производство;
2. механосборочное;
3. сборка;
4. испытания.

## Обеспечение надежности на этапе получения заготовок

Центральным вопросом в этом производстве является вопрос обеспечения требований. КД в части структуры и фазового состава материала. Это зависит от следующего:

- a) от способов и режимов нагрева (охлаждение при штамповке и термообработке)
- b) от способов кристаллизации при отливках
- c) от наличия газовых примесей в отливках
- d) от условий и режимов сварки.

Имеет место случай получения заготовок, когда четырех-пятикратные запасы прочности материала уничтожаются в ходе получения заготовок (наиболее это проявляется на титановых сплавах). Это связано с тем, что трудно обеспечить стабильный температурный режим при штамповке и уровень вакуума при отливке, а это сказывается на изменении фазового состава титанового сплава.

Поэтому на этапе получения исходных заготовок, основные условия обеспечения надежности следующие:

1. четкая организация контроля режимов и состояния технологичности оборудования.
2. металлографические и другие виды контроля заготовок.

## Механосборочный этап

На первом месте обеспечения надежности выступает технологическая наследственность. Под технологической наследственностью понимают перенесение на готовую деталь в процессе ее изготовления погрешностей механических и физических свойств исходной заготовки, а так же погрешностей и всех этих свойств, формирующихся на деталях в отдельных операциях.

Каждая операция ТП предназначена для достижения определенной цели. В тоже время, выполняя свое основное назначение, любой процесс обработки вносит в тело детали и ее поверхностный слой данные, сопутствующие этому процессу явления. Сопутствующими явлениями может быть следующее:

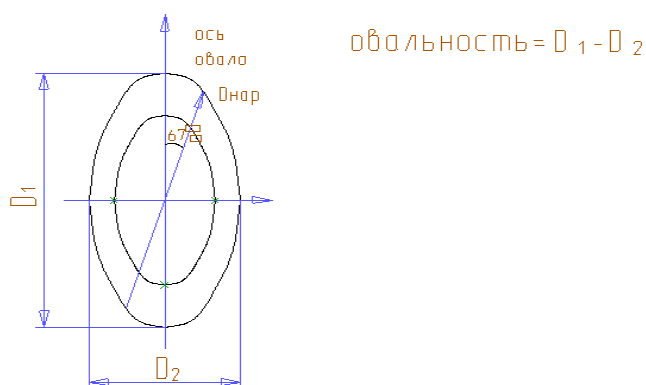
- копирование погрешностей ( $\omega_{дет} = \kappa \cdot \omega_{заг}$  - формула копирования);
- наклеп;
- изменение шероховатости;
- остаточные напряжения;
- структурные и фазовые изменения;
- повреждение поверхностей (риски, следы от зажимов, расстреливание);
- проявление химической реакции на поверхности детали;

- насыщение материала химическими элементами ТС;
- обеднение материала поверхностного слоя химическими элементами;
- инородные включения;
- анизотропия свойств (местное изменение свойств поверхностного слоя).

Технологически наследуются многие виды сопутствующих явлений, поэтому качество деталей создается не непосредственно на заключительной операции, а обеспечивается всем комплексом операций ТП.

### Примеры технологической наследственности

1. Исследовались кольца в количестве 200 штук из материала ШХ15.

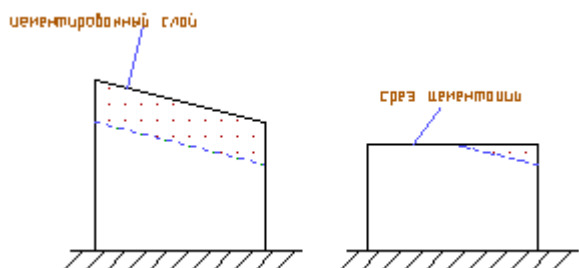


Операция	овал, отверстие, мм	положение большого овала отверстия
1. Заготовка	0,1	
2. Токарная	0,1	повернуто на 67° относительно оси большого овала
3. Т/О	0,03	
4. Вылеживание (15 дней)	0,036	
5. Шлифование	0,006	
6. Хранение (12 месяцев)	0,01	

Вывод: технологически наследуется величина овальности по наружной поверхности при токарной обработке заготовки, а так же положение оси овала внутреннего диаметра при всех последующих после токарной операциях.

2. Типичным примером проявления технологической наследственности является шлифование, цементирование и закалка поверхности, которая до данной химико-

термической операции (ХТО) была выполнена с некоторой погрешностью относительно базы. Это типичный случай шлифования профиля зуба. ХТО – это цементация + закалка (58...65 HRC) (подвергается сталь с  $C \leq 0,2\%$ )

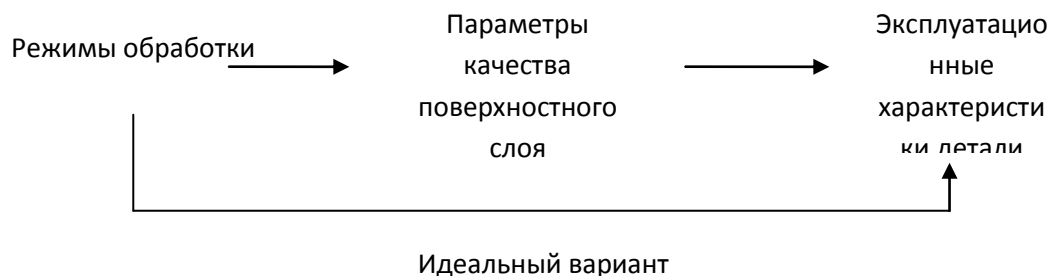


3. Типичный пример технологической наследственности – появление прижога. Прижогом называется местное структурное изменение металла и микротвердости поверхности в различных местах (пестрота микротвердости) при шлифовании. Прижог характерен для сталей, которые идут на изготовление зубчатых колес, валов, титановых сплавов. Слабые прижоги, сопровождающие падение микротвердости, способствуют возникновению в поверхностном слое растягивающих остаточные напряжения и визуально они не обнаруживаются. Поэтому все ответственные детали: шестерни, диски, лопатки – подвержены контролю на прижог (поверхность травится в кислоте).

Технологическая наследственность может проявляться с самой неожиданной стороны.

### Управление технологической наследственностью

Проявление наследственности может привести как к улучшению, так и к ухудшению эксплуатационных свойств. Для повышения фактического уровня наследственности необходимо усиливать эффект благоприятной технологической наследственности и ослаблять или уничтожать эффект неблагоприятной наследственности.



Установить зависимость режима обработки и эксплуатационной характеристики весьма сложно, а иногда результат получается противоположный (рис. 2.1).

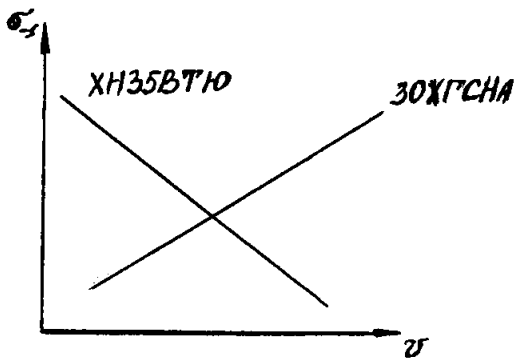


Рисунок 2.1 – Влияние скорости резания ( $V$ ) на усталостную прочность ( $\sigma_{-1}$ ) при точении для различных материалов

В практике чаще всего ограничивается качественными характеристиками. Например: при фрезеровании нержавеющей стали цилиндрическими фрезами, переход от попутного фрезерования к встречному позволяет повысить предел усталостной прочности примерно на 10%.

Управлять технологической наследственностью значит усиливать ее благоприятные проявления и ослаблять или уничтожать неблагоприятные с помощью создания специальных барьеров.

Барьерами являются термообработка и методы упрочнения.

Поскольку факторы, влияющие на надежность в процессе производства чаще всего действуют скрытно, важно, что технологи постоянно следили за обеспечением надежности путем выбора и строгого соблюдения всех предписаний, касающихся инструмента и его состояния, режимов резания, состояния оборудования. И все предложения по изменению технологии должны проверяться с позиции их влияния на качество детали.

#### **Рекомендации по управлению технологической наследственностью**

1. Разделение чистовых и черновых этапов обработки и операций по этапам.
2. Обеспечение возможно большей равномерности снимаемых припусков (особенно для лопаток).
3. Повышение жесткости технологической системы.
4. Строгое соблюдение технологической дисциплины (геометрия инструмента, СОЖ, оснастка и др.).
5. Стабилизация ТП (автоматизация и механизация, исключая субъективный фактор).
6. Использование типовых и унифицированных ТП.

#### **Методика и виды контроля в серийном производстве**



Высоконагруженное изделие невозможно изготовить без постоянного и разностороннего контроля качества выполненных работ, а так же технологического состояния элементов ТС.

В серийном производстве организованы следующие виды контроля:

1. Входной контроль материалов и комплектующих.
2. Цеховой операционный контроль на этапе производства и выходной контроль с предъявлением заказчику.
3. В ходе сборки контроль сборочных параметров и функциональных характеристик узлов и агрегатов.
4. Приемно-сдаточные испытания двигателя, проверка единого изделия на ресурс.

Все методы контроля в зависимости от объекта можно разделить на 2 группы:

1. контроль детали (объект – деталь)
  - 1.1 внешний осмотр и измерения
  - 1.2 магнитный контроль (магнофлекс)
  - 1.3 ультразвуковой контроль
  - 1.4 рентген-контроль
  - 1.5 люминесцентный контроль - контроль поверхностных дефектов
  - 1.6 контроль твердость (микротвердость)
  - 1.7 контроль шероховатости
  - 1.8 контроль функциональных характеристик
2. контроль образцов
  - 2.1 химический и фазовый состав
  - 2.2 твердость (микротвердость)
  - 2.3 физико-химические параметры поверхностного слоя (наклеп и остаточные напряжения)
  - 2.4 шероховатость поверхности
  - 2.5 усталостные испытания
  - 2.6 определение механических свойств материала
  - 2.7 межкристаллическая коррозия

#### **Специальные виды контроля**

- Магнитный контроль.

Используется для контроля внутренних дефектов материала. Сущность метода – регистрация магнитных полей рассеяния, которое возникает над внутренними дефектами детали при ее намагничивании. При этом в дефектоскопе во взвешенном состоянии находятся ферромагнитные частички, которые осаждаются на детали в том месте, где имеется дефект в сплошности материала (деталь надо размагничивать)

- Ультразвуковой контроль

Направлен на определение внутренних дефектов в материале. Сущность – в деталь с помощью специальных датчиков направляются волны (акустические), колеблющиеся с частотой 0,5...1,0 МГц. Если в металле есть дефект, то упругие волны от него отражаются и это регистрируется на показывающем приборе.

- Рентген-контроль (радиационная дефектоскопия)

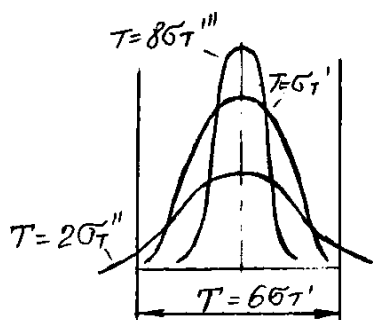
Сущность – регистрация ионизирующего излучения, проходящего через деталь на специальной пленке. В случае если имеет место дефект в материале, на пленке будет ослабление пучка, что регистрируется на рентгенограмме.

- Люм-контроль (капиллярная дефектоскопия)

Применяется для выявления поверхностных дефектов, а именно микротрещин. Позволяет обнаружить микротрещины, раскрытость которых от 0,002мм и глубиной от 0,02мм. Сущность – на контролируемую поверхность наносится жидкость (пенетрант), она либо имеет характерный цветовой тон, либо она люминесцирует под действием ультрафиолетового излучения. В случае наличия микротрещин под действием капиллярного эффекта жидкость затекает в трещину. Деталь промывается, наносится жидкость-проявитель, которая вытягивает пенетрант на поверхность. Под действием ультрафиолета этот след проявляется.

### Влияние точности контроля на качество продукции

Точность работы технологической системы (ТС) оказывает влияние на вероятность выхода дефектной продукции.



$T/\sigma_T$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
доля брака	1	0,617	0,317	0,134	0,046	0,012	0,0027	0,0004	0,00006

Сам процесс контроля носит вероятностный характер, т.е. контрольно-измерительные системы имеют определенную погрешность измерения. Когда истинное значение контролируемого параметра приближается к границе поля допуска, то всегда существует

вероятность того, что при измерении годная деталь будет объявлена бракованной, и наоборот, бракованная – годной.

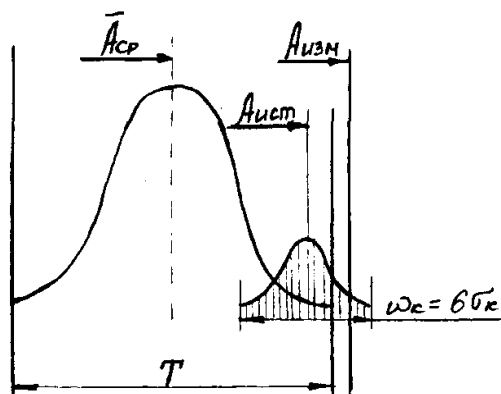


Рисунок 2.2 – Влияние погрешностей измерения на качество контроля

Для исключения негативных моментов, связанных с точностью работы контролирующей измерительной системы, предлагаются решения:

1. погрешность контрольно-измерительной оснастки не должна превышать  $\omega_k = (0,08...0,33)T$ ; где  $T$  – допуск на контролируемый; размер
2. рекомендуется проводить статический контроль качества при измерении.

Доля неправильно принятой и неправильно забракованной продукции зависит как от точности работы технологической системы ( $\sigma_T$ ), так и от точности контрольной системы ( $\sigma_k$ ).

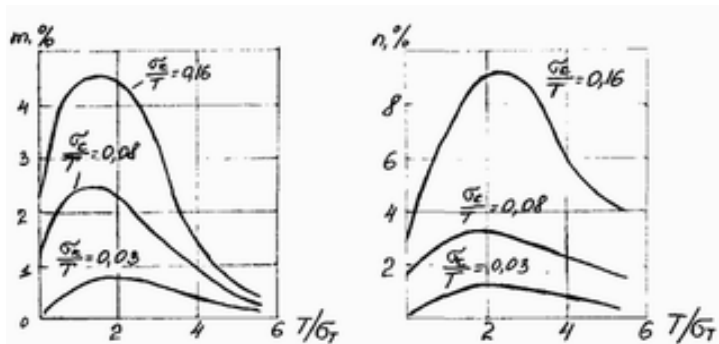


Рисунок 2.3 – Доля неправильно принятой бракованной продукции ( $m$ ) и неправильно забракованной годной продукции ( $n$ ) в зависимости от точности ТС и контроля и обработки

$m$  – доля неправильно принятой бракованной продукции в зависимости от точности ТС контроля и обработки.

$n$  – доля неправильно забракованной годной продукции в зависимости от точности ТС изготовления и контроля.

Для снижения этого неприятного факта рекомендуется перепроверка деталей в службе ОТК.

Таблица 2.1 - Результаты перепроверок в ОТК

Вид требований КД	Достоверность контроля, %
Неплоскостность и прилегание по краске	99
Биение, неперпендикулярность, отклонение от номинального положения	83
Контроль линейных размеров	
1.отливка	77
2.механическая обработка	96
Шероховатость	95
Сортировка по группам резьб	100
Дефекты гальванопокрытий	100

### Надежность технологических систем

Надежность и работоспособность выпускаемой продукции во многом определяется возможностью реализуемой технологии. Надежность ТП можно рассматривать с различных позиций:

1. С точки зрения обеспечения качества выпускаемой продукции
2. С точки зрения производительности
3. С точки зрения затрачиваемых ресурсов (материалы, энергия, исполнители)
4. С точки зрения техники безопасности

Общие требования, методы и порядки оценки ТС регламентированы ГОСТ 27.203-83.

Оценки надежности ТС осуществляются на стадии проектирования технологии, когда производится выбор оборудования, оснастки, режимов обработки, а также на этапе ее эксплуатации с целью оптимизации и поддержания необходимого уровня надежности.

В оценку надежности действующих ТС входят:

- Определение фактических показателей ТС
- Проверка выполнения требования нормативов по надежности.

Результаты оценки используются для:

- Нормирования показателей надежности
- Разработка мероприятий по повышению надежности
- Оптимизация методов обслуживания ТС и средств их оснащения
- Выбор оптимального варианта при проектировании ТП
- Оптимизация режимов обработки
- Выбор средств технического оснащения
- Определение периодичности смены инструмента
- Установление причин отказов ТС и путей их предотвращения

В зависимости от цели и вида ТС показатели надежности могут определяться:

- ✓ для одного цикла ТС
- ✓ на период изготовления партии деталей
- ✓ на все время выполнения установленной производственной программы

При комплексной оценке надежности ТС критерии, определяющие работоспособность системы, разделяются на три группы, которые характеризуют:

- качество изготовления (Q – критерий): параметры ТП, которые регламентированы технической документацией и показатели качества продукции.
- Производительность обработки (R – критерий): объем выпуска, продолжительность изготовления детали или партии, длительность цикла.
- Критерий затрачиваемых ресурсов (C – критерий): количество исполнителей, израсходованных инструментов и материалов, стоимость технического обслуживания.

Метод оценки надежности ТС выбирается в соответствии указанным критерием.

Так, по Q – критерию отказами служат выход одного из показателей качества продукции за допуск или выход режимов обработки за предельно допустимое значение.

По R – критерию отказом считается невыполнение установленного объема производства в заданный срок, остановка системы по причине выхода из строя какого-то элемента, превышение норм простоя ТС при техническом обслуживании и снижение ритма выпуска продукции.

По C – критерию отказом считается превышение себестоимости продукции против плановой из-за брака (стоимость брака переходит в стоимость продукции), превышение норм расхода материала, инструментов, энергетических ресурсов, численности работников.

### **Условия работоспособности ТС**

Состояние ТС считается работоспособным, если одновременно выполняются условия:

$$S(t) \in \tilde{S} \Rightarrow \begin{cases} Q(t) \in \tilde{Q} \\ R(t) \in \tilde{R} \\ C(t) \in \tilde{C} \end{cases}$$

S – состояние ТС

∈ - принадлежность

Q, R, C – значение параметров качества, производительности и затрат ресурсов по момент t.

$\tilde{Q}, \tilde{R}, \tilde{C}$  - множество допустимых значений параметров, при которых ТС работоспособна.

Условием безотказности ТС по j-ому параметру за наработку T является выполнение следующего условия:

$$E_{ij} \leq Y_j(t) \leq E_{sj} \quad \text{для } t \in (0, T)$$

$E_{ij}$  и  $E_{sj}$  – нижние и верхние пределы отклонения для j-ого параметра, определенного по нормативам.

$Y_j(t)$  – значение j-ого параметра в момент времени t.

T – время или цикл функционирования или единица производимой продукции.

Вероятность выполнения ТС задания по различным m параметрам есть следующая:

$$P_{1...m}(t) = P\{E_{i1} \leq Y_1(t) \leq E_{s1} \dots E_{im} \leq Y_m(t) \leq E_{sm}\}$$

Контроль оказывает значительное влияние на надежность функционирования ТС, при этом вероятность выполнения задания ТС по j-ому параметру качества при наличии контрольных операций в ТС определяется:

$$P_{kj}(t) = 1 - [1 - P_j(t)] \cdot \beta_j \cdot (t)$$

$\beta$  - риск потребителя по j-ому параметру качества.

Пример: пусть  $P_j(t) = 0.8$   
 $\beta_j(t) = 0.1$ , тогда  $P_{kj} = 0.9$  - вероятность выявления брака при контроле.

Если в ТП предусмотрены несколько различных контрольных операций, каждая из которых имеет свое значение  $P_{kj}$  при условии их взаимной независимости, то вероятность выполнения задания ТС по j-ому параметру качества будет:

$$P_{kj}(t) = 1 - [1 - P_j(t)] \cdot \prod_{i=1}^q \beta_{ij}(t)$$

Пример:  $P_j=0.8$ ;  $\beta_1=0.1$ ;  $\beta_2=0.2 \Rightarrow P_{kj}=0.996$

В тех случаях, когда контролю подвергаются m независимых параметров качества и значения по каждому равны  $\beta_1, \beta_2, \beta_m$ , то вероятность безотказной работы ТС есть произведение

$$P_k(t) = \prod_{j=1}^m \{1 - [1 - P_j(t)] \beta_j(t)\}$$

### Надежность ТС по параметрам производительности (R – критериям)

При расчете надежности ТС по R – критерию используются методы теории массового обслуживания. В начале исходных данных должны быть заданы:

- Структура системы (число рабочих мест, средства их обеспечения при работе, наличие накопителей, количество резервных элементов).

- Дисциплина поступления и обслуживания заявок (заготовки на рабочие места, детали и узлы на сборку).
- Продолжительность технического обслуживания (наладка оборудования, плановые ремонты).
- Установка времени и сроков выполнения задания, а также ритм выпуска продукции.

Методы оценки надежности должны предусматривать возможность определения показателей, которые характеризовали бы способность ТС:

- а) Выполнение задания определенного объема в течении времени  $t$ .
- б) Выполнение задания длительностью  $t_0$  в течении времени  $t$  ( $t_0 \leq t$ ).

Первое условие выражается через вероятность выполнения условия ТС следующим образом:

$$P_R = P\{V_1(t) \geq V_{01}, \dots, V_i(t) \geq V_{0i}, \dots, V_m(t) \geq V_{0m}\}$$

$V_i(t)$  – количество продукции  $i$ -ого наименования, изготовленного за время  $t$ .

$V_{0i}$  – заданное количество продукции (план).

Второе условие выражается через вероятность:

$$P_R = \prod_{i=1}^m [P\{V_i(t) \geq V_{0i}\}] (1 - a_i)$$

$a_i$  - риск поставщика на продукцию  $i$ -ого наименования.

### **Методы оценки надежности Тс по параметрам качества (по Q- критерию)**

Оценка надежности ТС по Q – критерию должна проводиться в случаях:

1. При проектировании ТП на стадии технологической подготовки производства.
2. При изготовлении ТП и определении периодичности подналадок оборудования.
3. При выборе методов и планов статического регулирования ТП и его операций.
4. При выборе и корректировании планов контроля готовой продукции.
5. При замене, модернизации или ремонте средств технического оснащения.
6. При совершенствовании ТП в плане повышения его надежности и качества выпускаемой продукции.

Исходными данными являются:

- Требуемые или базовые показатели (значения) надежности
- Состав ТС
- Вид выпускаемой продукции и длительность технического цикла
- Программа выпуска или объем производства
- Точностные характеристики заготовок
- Предельно допустимые значения выпускаемой продукции

- Данные о нарушении технической дисциплины
- Точностные характеристики применения методов обработки и средств контроля
- Результаты предшествующих оценок

При выборе методов оценки надежности ТС по Q – критерию необходимо различать следующие уровни рассматривания ТС:

1. ТС операции
2. ТС технического процесса
3. ТС, действующий в пределах производства подразделения
4. ТС предприятия

В зависимости от вида ТС (уровня) все показатели надежности подразделяются на следующие группы:

1. по точности ТП и средств оснащения
2. по технологической дисциплине
3. по выполнению заданий по качеству
4. комплексные показатели

Таблица 2.2. – Группы показателей надежности в зависимости от уровня технологической системы

Вид ТС	Группа показателей надежности			
	по точности	по технологической дисциплине	по качеству	комплексные
ТС операции	+	-	+	-
ТС ТП	+	+	+	+
ТС подразделения	-	+	+	+
ТС предприятия	-	+	+	+

Для оценки показателей надежности по Q – критерию в зависимости от вида ТС и целей оценки могут использоваться следующие методы:

1. Расчетные методы
2. Опытно-статистические
3. Регистрационные
4. Экспертные
5. Метод квалитетов



Расчетные методы основаны на следующем:

- Использование математических моделей изменения параметров качества или параметров ТП с учетом физических явлений, приводящих к отказам (износ инструмента, температурные и упругие деформации)
- Использование данных о закономерностях изменения во времени различных, перечисленных выше, факторов, влияющих на параметры качества продукции

Опытно-статистические методы могут основываться на использовании данных измерений параметров качества, которые получаются в результате специально выборочного обследования ТС, а также в результате специальных испытаний элементов ТС.

Регистрационные методы основываются на данных контрольной службы

Экспертные методы основываются на информации, полученной от экспертов.

Методы квалитетов основываются на сравнении требуемых значений параметров ТС с их предельно возможными значениями, оговоренных в нормативно-технической документации в зависимости от качества точности оборудования, оснастки, метода обработки и качества точности выпускаемой продукции.

#### **Методы оценки надежности ТС по параметру точности**

Целью данной оценки является:

- Определение возможности применения рассматриваемого ТП для выпуска продукции с определенными параметрами качества.
- Для оценки изменения точностных характеристик ТС во времени и определение их соответствия требованиям нормативно-технической документации.
- Для получения информации с целью регулирования ТП или операций ТП.

В процессе анализа точности определяют или уточняют следующее:

1. Модели формирования погрешностей обработки
2. Модели изменения точности ТС во времени
3. Зависимости между точностными характеристиками продукции и параметрами ТС
4. Зависимости между погрешностями обработки на различных операциях ТП
5. Основные факторы, изменяющие точностные характеристики ТС
6. Пути и средства повышения точности ТС в процессе эксплуатации
7. Оптимальная стратегия технического обслуживания и ремонта средств технического оснащения.

Контроль точности ТС производится по альтернативному или количественному признакам. В первом случае проверяют соответствие параметров тех процессов и средств технологического оснащения требованиям нормативно-технической документации. Обычно это выполняется на этапе проектирования технологии и технологической подготовки производства (метод квалитетов). Во втором случае определяется ряд коэффициентов, к которым относятся: коэффициент точности, коэффициент мгновенного рассеивания по контрольному параметру, коэффициент смещения, коэффициент запаса точности.

- Коэффициент точности по контрольному параметру

$K_T = \frac{\omega}{T}$ , где  $\omega = l(\varphi) \cdot \sigma$ , где  $l(\varphi)$  - коэффициент зависящий от закона распределения контрольного параметра.

$\sigma$  - среднеквадратичное отклонение параметра.

Для закона Гаусса:  $l(\varphi) = 6$

Для закона равной вероятности:  $l(\varphi) = 2\sqrt{3}$

Для закона Симпсона:  $l(\varphi) = 2\sqrt{6}$

Для закона Максвелла:  $l(\varphi) = 5,25$

- Коэффициент мгновенного рассеивания по контрольному параметру

$K_p(t) = \frac{\omega(t)}{T}$ , где  $\omega(t)$  - поле рассеяния параметра в момент времени t или в выборке.

- Коэффициент смещения контрольного параметра

$$K_c = \frac{\bar{\Delta}(t)}{T}$$

$\bar{\Delta}(t)$  - среднее значение отклонения контрольного параметра относительно поля допуска в момент времени t (в выборке).

$$\bar{\Delta}(t) = |\bar{X}(t) - X_o|$$

$\bar{X}(t)$  - среднее значение контрольного параметра в выборке

$X_o$  – значение параметра соответствующее середине поля допуска

- Коэффициент запаса точности

$$K_3(t) = 0.5 - K_c(t) - 0.5K_p(t)$$

Вывод: ТС считается надежной, если выполняются следующие условия:

$$K_T < 1, \text{ а } K_3(t) > 0$$

Если хотя бы один из параметров не выполняется, то ТС не надежна.

## **Оценка выполнения заданий в плане надежности ТС по нарушению технической дисциплины**

Целью данной оценки является определение уровня технологической дисциплины и характер ее изменения во времени. Она проводится при выборе методов и планов статистического регулирования технического процесса, а также планов технического контроля продукции.

Число объектов контроля по технической дисциплине состоит из ТП, в котором отмечается появление брака и особо ответственных ТП (диски, валы, лопатки).

### **Оценка по параметрам качества продукции**

Цель оценки – определение вероятности того, что ТС обеспечит изготовление продукции в соответствии с требованиями документации. Оценке подвергаются те операции и ТП, которые оказывают решающее влияние на качество готовой продукции.

Для оценки используют показатели:

1. Вероятность выполнения задания по  $j$ -ому параметру качества продукции.
2. Вероятность выполнения задания по  $m$  параметрам качества.

Эти показатели определяются расчетным, опытно-статистическим и регистрационными методами.

### **Оценка по комплексным показателям**

По комплексным показателям оцениваются как отдельные ТП, так и ТС подразделения и предприятия. При этом оценку осуществляют по критериям брака и возврата продукции. К показателям возврата продукции относятся: процент сдачи продукта с первого предъявления, вероятность соблюдения нормативов по бракам и возвратам.

## Качество поверхностного слоя и его влияние на эксплуатационные характеристики деталей.

### Теоретическая и техническая прочность материалов.

Теоретическая прочность материала определяется из условия разрушения идеальной кристаллической решетки монокристалла, в котором действию разрушающих сил противостоят атомные связи. Она определяется как максимальное напряжение, которое необходимо приложить для разъединения монокристалла на две части с разделением двух атомных плоскостей.

$$\sigma_{\max} = \left( \frac{E \cdot U_s}{r_0} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$E$  – модуль упругости;

$U_s$  – поверхностная энергия;

$r_0$  – межатомное расстояние;

$F_e \rightarrow \sigma_{\max}^T = 7000 \text{ МПа}$

$$\sigma_{\max}^{\text{реал}} = 300 \text{ МПа}$$

Несоответствие между теоретической и фактической прочностью есть результат отличия кристаллической решетки идеального металла от реального металла. В реальном материале в кристаллической решетке имеет место дефекты (несовершенства). К ним относят точечные дефекты (вакансии), замещающие атомы (в узлах) линейных дефектов и поверхностных дефектов.

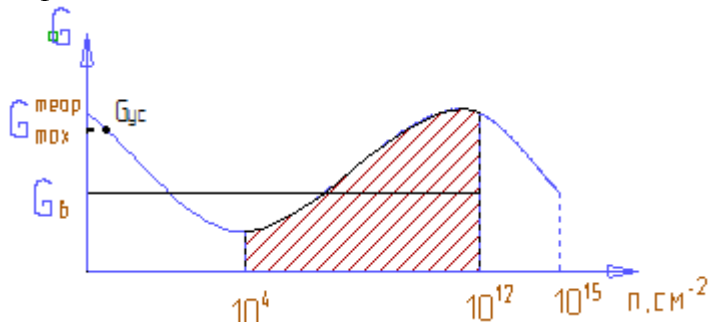


Рисунок 3.1 – Влияние числа дефектов кристаллической решетки ( $n$ ) на прочность материала  $U_c$  - специально выращиваемый нитевидный монокристалл, прочность которого выше прочности обычного металла в 10-20 раз.

На участке  $10^4 \dots 10^{12}$  имеет место упрочнение материала по мере роста числа дефектов  $10^{15}$  - это предельная область дислокации, при котором материал разрушается.

Любое разрушение металла есть результат пластичной деформации, а ее основе лежат необратимые перемещения дефектов кристаллической решетки. Пластичная деформация имеет двойственную природу: с одной стороны она ведет к упрочнению металла, а с другой стороны она подготавливает условия для его разрушения. Известно, что несовершенство структуры материала готовой детали зависит от предыстории получения металла и от технологии его обработки. Чтобы две одинаковые детали имели бы одинаковые эксплуатационные характеристики мало их выполнить из одного металла, но еще необходимо обеспечить одинаковость ТП обработки (резания, СОЖ и другие).

### Причины, обуславливающие связь параметров качества поверхностного слоя с эксплуатационными характеристиками деталей.

1. При всех способах нагружения поверхностный слой оказывается более нагруженным, чем сердцевина.

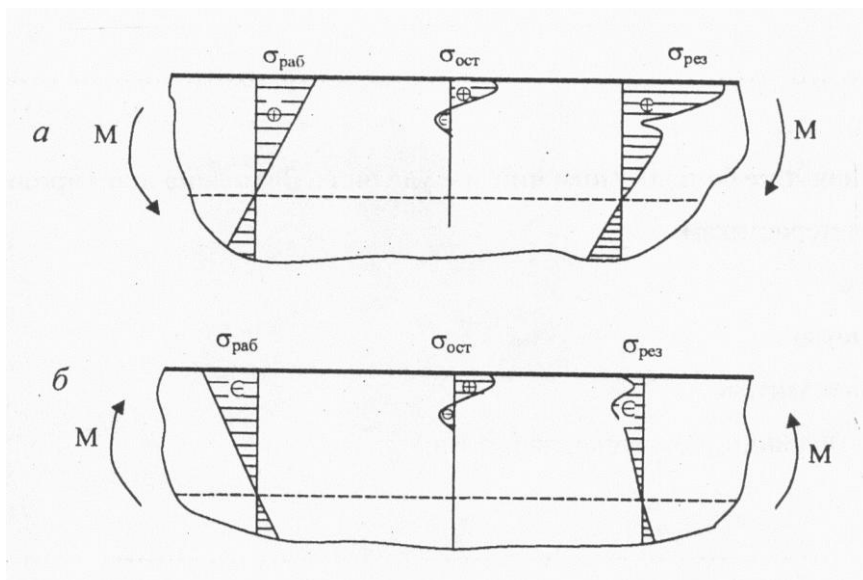


Рисунок 3.2 – Влияние остаточных технологических напряжений на результирующие напряжения, действующие при эксплуатации детали:

а – полуцикл растяжения,  
б – полуцикл сжатия

Под действием внешней нагрузки поверхностные слои металла с точки зрения напряженности оказываются в самом неблагоприятном условии, т. к. рабочая напряженность суммируется с технологией остаточных, а это приводит к резкому возрастанию результирующего напряжения. Работоспособность детали ухудшается. Становится ясным то, что нам не безразлично какая технология обработки была применена и какая эпюра напряжений имеет место в готовой детали после ее выпуска.

2. Любой метод обработки формирует свой макро, микро и субмикро рельеф обработки поверхности. Риски и неровности обработанной поверхности, а так же радиусы впадин профиля шероховатости является концентратор напряжений, что оказывает значительное влияние на эксплуатационные свойства детали.

3. Известно, что образование трещины в идеальной кристаллической решетке невозможно и разрушение такого материала происходит с одновременным разрушением всех атомных связей по всему сечению, без каких-либо пластичных деформаций, без образования и развития трещин. В реальном случае в металле под действием пластичной деформации всегда появляется трещина. Установлено, что при степени деформации 6-8% в металле возникает незалечивающаяся микротрещина и коэффициент сопротивления развитию трещин резко уменьшается. Эта трещина является причиной дальнейшего разрушения металла.

При механической обработке съемного металла осуществляется путем пластичной деформации и разрушения определенного слоя. Причем интенсивной деформации подвергается не только стружка, но и слой металла, лежащий ниже линии среза, образованная поверхность детали.

В результате новая только что образованная поверхность в тонком при поверхностном слое уже имеет очаги разрушения в виде субмикро трещин, а это также оказывает влияние на эксплуатационные характеристики.

4. В процессе эксплуатации поверхность детали подвергается воздействию внешней среды (механической, тепловой, коррозионной). В двигателе температура колеблется в широких пределах  $-50...+1500^{\circ}\text{C}$ . Причем работа многих деталей в горячей части тракта происходит в условиях частых теплосмен, при этом поверхность испытывает резкие тепловые удары, а это приводит к термо-усталости разрушения. Коррозионное воздействие представляет собой процесс разрушения металла поверхностного слоя в условиях агрессивной среды (сероводород, продукты сгорания). Главной причиной разрушения является понижение

коррозионной стойкости тела и границ зерен в поверхностном слое, а это приводит к тому, что параметры качества не остается const при эксплуатации имеет место повышение шероховатости поверхности, что также отрицательно сказывается на эксплуатационных свойствах.

В качестве примера на рис 3.3 представлено изменение шероховатости лопаток турбин по времени наработки.

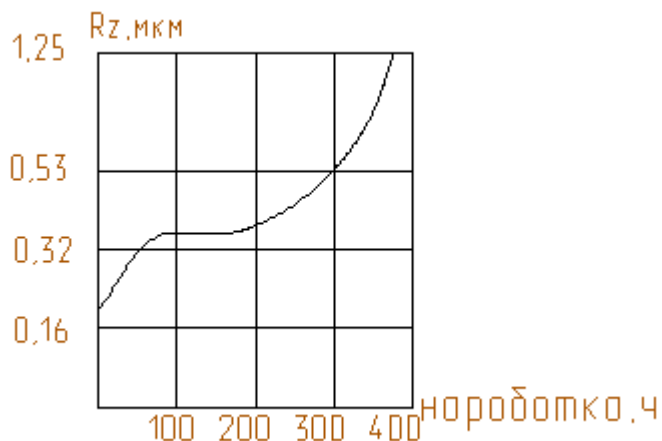


Рисунок 3.3 – Изменение шероховатости поверхности лопаток турбины из материала ХН70ВМЮГ во времени наработки при температуре 500°C

Исходная шероховатость ( $R_a$ ), задаваемая конструктором, составляет:

Лопатка Т

- замок 1,25...1,0 мкм
- перо 0,32...0,25 мкм

Лопатка К

- замок 1,25...1,0 мкм
- перо 0,63...0,5 мкм.

Применительно к лопаткам К повышение шероховатости при эксплуатации по сравнению с исходной происходит на 2-3 класса. Для обеспечения эксплуатационных свойств необходимо управлять несущей способностью поверхностного слоя. Это можно обеспечить различными технологическими методами, а само обеспечение можно представить в виде следующей схемы (рис. 3.4):

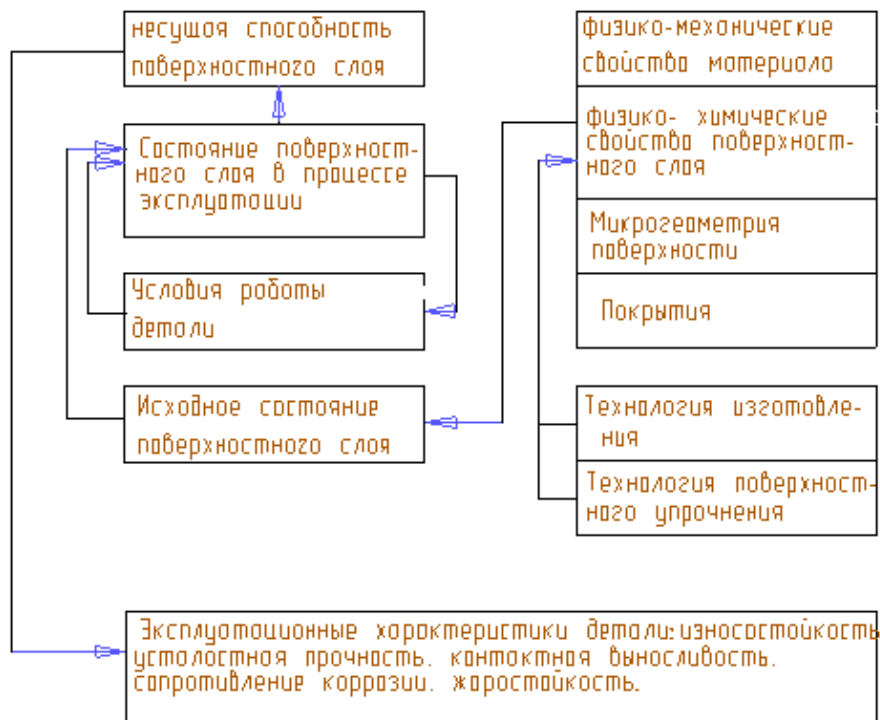


Рисунок 3.4 – Обеспечение эксплуатационных свойств управлением несущей способностью поверхностного слоя

### Параметры качества поверхностного слоя.

При изготовлении и эксплуатации детали на ее поверхности возникают неровности в слое металла, прилегающей в ней изменяется структура, фазовый и химический состав, возникают внутренние остаточные напряжения. Этот слой и называется поверхностным. Параметры качества классифицируются, и все они могут быть разбиты на 3 группы:

#### I. Геометрические

- шероховатость
- волнистость
- макроотклонения

#### II. Физико- механические

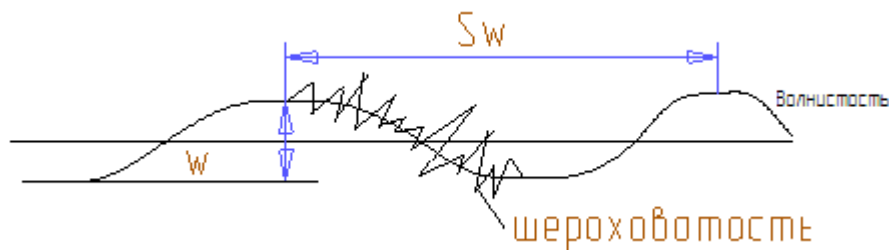
(структура материала, форма фаз, плотность дислокаций раствор блоков и другие)  $\approx 9$

#### III. Физико- химические

- фазовый состав (4)
- химический состав
- обобщенные параметры
  - деформации
  - остаточные напряжения
  - экзоэлектронная эмиссия

Геометрические параметры качества.

#### 1. Волнистость.



Rz, Ra, Rmax, Sm, Si,  $t_p$

Разграничения по геометрическим параметрам на шероховатость, волнистость и макроотклонения осуществляются в зависимости от соотношения шагового параметра к высотному.

$$\frac{S}{R} < 50 \dots 70 \text{ (шероховатость)}$$

$$\frac{S_w}{W} < 70 \dots 1000 \text{ (волнистость)}$$

$$\frac{S_M}{\Delta} > 1000 \text{ (макроотклонения)}$$

Причина возникновения шероховатости является механизм съема металла при обработке. Волнистость есть результат вибраций ТС, микроотклонения есть не точность позиционирования элементов ТС. Различные микроотклонения формы (выпуклость, вогнутость, отклонения от плоскости, конусообразность) и расположения (отклонение от перпендикулярности, параллельности).

Физико-химические параметры.

Деформационное упрочнение.

Деформационным упрочнением (наклепом) называется повышенная прочность свойств и твердого металла при его пластичной деформации. Природа появления наклепа: в зоне резания наблюдается упруго-пластичная деформация и местный нагрев заготовки от действия сил резания. Под действием силового фактора в атомах кристаллической решетки резко возрастает число дислокации, а это приводит к повышенной прочности свойств, то есть в деформированном слое возрастает предел упругости, текучести и прочности и резко понижаются характеристики пластичности. Однако, в результате нагрева, когда температура достигает или превышает 40 % от температурного плавления, в металле происходит рекристаллизация, которая сопровождается частичным или полным снятием деформационного упрочнения. Таким образом, при обработке металла в поверхностном слое протекают два взаимоисключающих процесса:

1. Деформационное упрочнение
2. Разупрочнение

Поэтому физико-химическое состояние поверхностного слоя при обработке необходимых рассматриваемых как результат взаимодействия этих двух процессов, а получаемые результаты наклепа определяются соотношением интенсивности и скорости протекания этих двух процессов. Наклеп характеризуется двумя основными параметрами: глубиной наклепа  $h_n$  и степенью наклепа  $U_n$ . Степень наклепа определяется путем измерения микротвёрдости поверхности по глубине и вычисляется по следующей зависимости:

$$U_n = \frac{H_{\mu_{\max}} - H_{\mu_{\text{ис}}}}{H_{\mu_{\text{ис}}}} \cdot 100\%$$



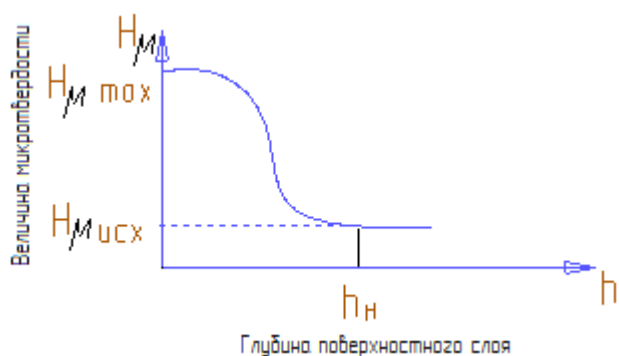


Рисунок 3.5 – Кривая изменения микротвердости материала в поверхностном слое

Интенсивный наклеп отрицательно сказывается на работоспособности детали, особенно если они эксплуатируются при повышенных температурах или работы в агрессивных средах, поэтому при расчете и установлении решения резко стремится определить такие условия обработки, которые бы обеспечили минимальные и равномерный наклеп поверхности.

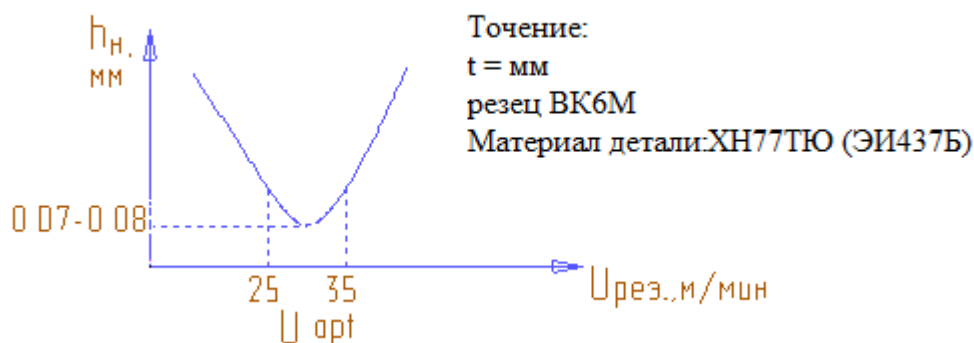


Рисунок 3.6 – Влияние скорости резания при точении на глубину наклепа

### **Остаточные напряжения.**

Остаточным напряжением называется внутреннее напряжение, которое сохраняется в детали после снятия с нее внешней нагрузки. По протяженности силового поля внутреннее напряжение разделяется на:

1.напряжение первого рода (макронапряжения)

Охватываемые области, соизмерения с объемом детали и возникновения, как результат неоднородных силовых и температурных полей внутри детали.

2.напряжение второго рода (микронапряжения)

Распространение на объем зерна металла или на группу зерен

3.напряжение третьего рода (субмикронапряжения)

Относится к искажению кристаллической решетки.

Следует отметить, что напряжение второго и третьего рода дезориентируются и они не вызывают коробления детали при ее разрухе.

### **Механизм образования внутреннего напряжения.**

Вследствие трения между задней поверхностью инструмента и вновь образующей поверхностью детали, верхние слои подвергаются пластичной деформации растяжения, а ниже лежащие растягиваются упруго. После прохождения резца верхние слои будут препятствовать возвращению в исходное состояние нижних слоев. В результате в верхних слоях возникает сжимающее напряжение, а нижние слои имеют растягивающее напряжение. Интенсивно нагреваясь в процессе резания верхние слои, стремясь удлиниться, будут подвергаться сжатию со стороны более холодных внутренних слоев. Если при этом возникает напряжение, превысят предел текучести металла, то возникает дополнительная

пластичная деформация сжатия верхних слоев и перераспределение внутренних напряжений. Во время последующего охлаждения нижележащие слои будут препятствовать укорачиванию верхних слоев до их первоначальной длины. В результате в верхнем слое возникает растягивающее напряжение, а в нижележащих – сжимающие. Таким образом, появление напряжения сжатия или растягивания в поверхностном слое будет обуславливаться тем, какой из факторов – силовой или тепловой будет доминировать при обработке.

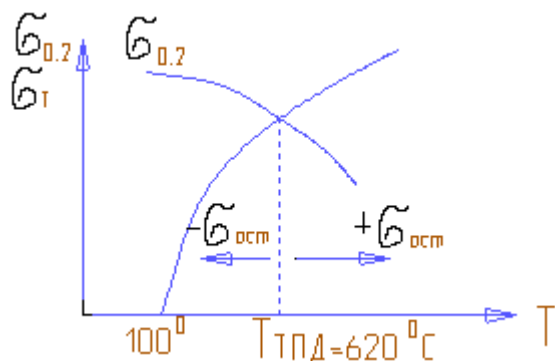


Рисунок – 3.7 – Характер изменения температурных напряжений ( $\sigma_T$ ) и предела текучести материала ХН77ТЮР ( $\sigma$ ) в зависимости от температуры

ТПД - термопластичная деформация в материале ХН77ТЮР

Если по условию в зоне резания температура больше, то в поверхностном слое возникает напряжение растяжения ( $+\sigma_{ост}$ ). Если температура меньше, то возникновение сжимающего напряжения ( $-\sigma_{ост}$ ).

Остаточное напряжение имеет свойство релаксации, т. е. уменьшения или исчезновения и чем выше температура эксплуатации, тем быстрее идет процесс релаксации.

### Влияние параметров качества поверхностного слоя на эксплуатационные свойства детали.

- **Износостойкость** – это способность детали машин сопротивляться разрушению при трении. Примерно к трению качения имеется понятие контактные усталости, т. е. процесс усталости поверхности при их качении.
- **шероховатость**: Исследованиями установят, что износостояние повышается с увеличением относительной опорной длины профиля и с понижением шагового параметра профиля.

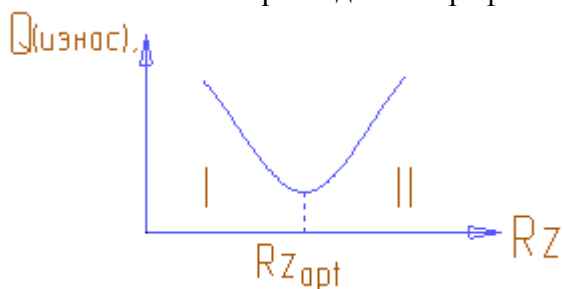


Рисунок 3.8 – Влияние шероховатости трущихся поверхностей на их износ

В зоне I понижение  $Rz$  приводит к повышению износа (рис. 3.8). Это объясняется тем, что на чистых поверхностях происходит молекулярное схватывание плотносоприкасающихся участков поверхности (адгезия) с последующим вырывом металла.

На II участке повышение износа объясняется механическим зацеплением и разрушением неровностей.

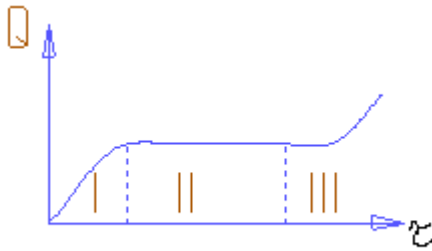


Рисунок 3.9 – Закономерность протекания износа трущихся поверхностей во времени

I-участок приработки: происходит переход шероховатости от исходных значений некоторым установившимся.

II-Участок нормального износа, на котором имеет место относительная постоянная условия трения.

III-Участок аварийного износа, когда в трущих парах происходит изменение геометрических параметров и ухудшаются условия трения.

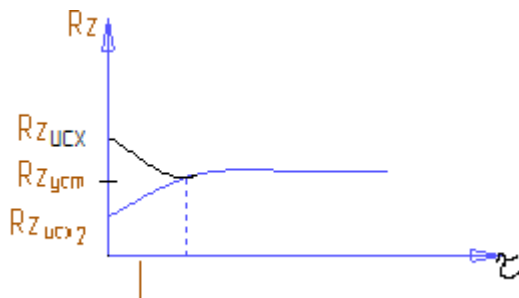


Рисунок 3.10 – Изменение шероховатости трущихся поверхностей, имеющих различную исходную шероховатость  $R_{z\text{исх}}$ .

В процессе приработки у двух различных деталей с исходной  $R_z$  происходит стабилизация этого параметра около некоторого установленного параметра (рис. 3.10). Назначение оптимальной шероховатости позволяет понизить износ в 2-5 раз, а сам период приработки сократить.

- Наклеп. Он благоприятно влияет, так как при деформированном упрочнении возрастает поверхностная твердость и снижается взаимное внедрение и деформирование микровыступов трущихся поверхностей.

- Остаточное напряжение. Они не оказывают влияния на износ.

• **Усталостная прочность** - это способность детали сопротивляться разрушению в течение определенного времени при действии на них знакопеременных нагрузок ( $\sigma_{-1}$ )

- шероховатость: снижение шероховатости приводит к повышению усталостной прочности.

Главным концентратором напряжения на профиле шероховатости является впадина, с увеличением глубины которой и понижением радиуса впадины концентрация напряжения повышается. Пример влияния различных технологий отделочной обработки лопаток К и полученной шероховатости профиля на усталостную прочность:

1. Дробеструйное упрочнение + полировка

$Ra=0.8\text{мкм} \rightarrow \sigma_{-1} = 250\text{МПа}$

2. Дробеструйное упрочнение + виброгалтовка

$Ra=0.2\text{мкм} \rightarrow \sigma_{-1} = 370\text{МПа}$

- Наклеп: при работе детали в условиях нормальной температуры наклеп оказывает благоприятное влияние на усталостную прочность. Объясняется это тем, что упрочненный поверхностный слой металла затрудняет возникновение и развитие первоначальной усталости

трещин, которая является причиной разрушения. Для детали работающих в условиях повышенных температур, оптимальным из условия усталостности и длительности прочности будет являться поверхностный слой с незначительным деформационным упрочнением (остаточная деформация  $\varepsilon < 1 \dots 4\%$ ).

Однако технологические методы обработки дают большую величину и это приводит к снижению усталостной прочности.

Для повышения усталостной прочности таких деталей необходимо удалить поверхностные наиболее деформированные слои. Это можно сделать методом ЭХО, методом электрополировки или виброконтактного полирования (абразивной бумагой). Также используются соответствующие операции ТО: отпуск, нормализация, при которой металл переводится в равновесное термодинамическое устойчивое состояние.

- Остаточные напряжения: влияние остаточного напряжения необходимо рассматривать с учетом явления их релаксации. Если температура эксплуатации больше температуры рекристаллизации ( $40\%T_{пл}$ ), тогда остаточное напряжение быстро релаксируется и их влияние на усталостную прочность можно не учитывать. Для детали, работающей при нормальной температуре, когда процесс релаксации протекает медленно, остаточное напряжение сжатия благоприятно влияют на усталостную прочность и наоборот напряжение растяжения сжимают ее.

Пример: Лопатка компрессора упрочнена обдувной дробью или никрошарик; диски и волн - алмазного выглаживания обкатывающим шариком и роликом.

• **Контактная жесткость** - это способность поверхностных слоев детали находиться в контакте, сопротивления действующих сил, которые стремятся их деформировать. Различная контактная жесткость плоских стыков и цилиндрических соединений. Она характеризуется величиной сближения сопрягаемых поверхностей, которые происходят как за счет деформации шероховатости, так и за счет деформации нижележащих слоев.

- Шероховатость. Шероховатость и волнистость поверхностей, которая находится в сопряжении уменьшает фактическую площадь контакта, а, следовательно, уменьшает контактную жесткость, поэтому повышения контактной жесткости необходимо  $R_a$ ,  $R_z$  и площадь уменьшать, а  $t_p$  увеличивать. Примеры увеличения контактной жесткости:

1. При сборке фланцевого соединения осуществляется в начале, предварительную затяжку крепежа для снятия соприкасающихся поверхностей и увеличение контактной жесткости.
2. Повышают твердость поверхностей (ТО)
3. Для цилиндрического соединения при сборке их предпочтение отдается тепловой посадке по сравнению с силовой.

- Наклеп. Он оказывает положительное влияние на увеличение контактной жесткости. Это объясняется тем, что при наклепе снижается контактная деформация поверхности стыка за счет увеличения ее пластичной составляющей.

- Остаточные напряжения. Они не влияют на контактную жесткость.

• **Коррозионная стойкость**. Природа коррозии металла объясняет их термодинамическую неустойчивость. Вследствие этого происходит процесс коррозионного разрушения поверхности, которая протекает самопроизвольно при воздействии окружающей среды. Различают два вида коррозии:

1. Электрохимическая. Она происходит при действии на металл атомной среды, а так же растворов электролитов (кислот, солей, щелочей).

- Шероховатость. Установлено, что повышенная шероховатость способствует усилению процесса коррозии. Это объясняется тем, что при большой шероховатости во впадине профиля собираются коррозирующие вещества, которые ускоряют процесс коррозии. Кроме того, на гребешках при высокой шероховатости защитно-окисные пленки (пассивирующие) менее устойчивы, чем на кислых поверхностях, таким образом, для повышенной коррозионной стойкости необходимо понизить высотные параметры профиля шероховатости.

- Наклеп. Он снижает коррозионную стойкость. Это объясняется тем, что защитно-окисные пленки на деформируемом металле менее прочные и они, легче разрушаются, а это способствует ускоренному процессу коррозии.

- Остаточные напряжения. Они не влияют на коррозионную стойкость.

Повышение коррозионной стойкости осуществляется путем нанесения защитных покрытий.

2. Химическая коррозия. Она возникает при действии на металл сухих газов (сернистый газ, сероводород, углекислый газ) при повышенных температурах. При этом поверхностные слои покрываются окалиной, т. е. имеет место повышение веса.

Жаростойкость- способность сопротивления окислению различных металлов в условиях высокотемпературной газовой коррозии. Разрушение начинается с 200 °С . Жаростойкость характеризуется скоростью окисления поверхности, и измеряется привесом единицы поверхности за определенный промежуток времени.

- Химический состав. Жаростойкость определяется химическим составом материала.

Таблица 3.1 – Жаростойкость материалов при различных температурах эксплуатации

материал	температура, °C			
	900	1000	1100	1200
ХН77ТЮР	0,07	0,2	0,4	0,8
ХН78Т	0,03	0,09	0,25	0,5

• **Жаропрочность** - свойство металлов и сплавов сопротивляться разрушению при работе в условиях высокой температуры.

$\sigma_{\sigma/\tau}^t$  – длительная прочность. Постоянное напряжение, приложенное к детали при температуре t и приводящей к ее разрушению в течение заданного промежутка времени  $\tau$  .

$\sigma_{\sigma/1000}^{900^{\circ}\text{C}}$  (ч).

ХТ77ТЮР:  $\sigma_{\sigma/100}^{500} = 830\text{МПа}$ ;  $\sigma_{\sigma/100}^{800} = 196\text{МПа}$

$\sigma_{\sigma/100}^{1000} = 0$ ;  $\sigma_{\sigma/1000}^{800} = 98\text{МПа}$ ;

ЖС6К (литой):  $\sigma_{\sigma/100}^{800} = 500\text{МПа}$ ;  $\sigma_{\sigma/100}^{800} = 372\text{МПа}$ .

Для повышения  $\sigma_{\sigma/\tau}^t$  – применяют термобарьерные защитные покрытия. На жаропрочность

основное влияние оказывает химический материал состава и технология изготовления.

- Химический состав материала. Имеются определенные группы материалов, область применения, которого ограничена t эксплуатации.

1. Полимерные композиционные материалы: 230-280 °С

2. Алюминиевые сплавы: 250 °С

3. Титановые сплавы: 650 °С

4. Никелевые сплавы: 1100 °С

5. Керамика: 1500 °С

- Технология изготовления.

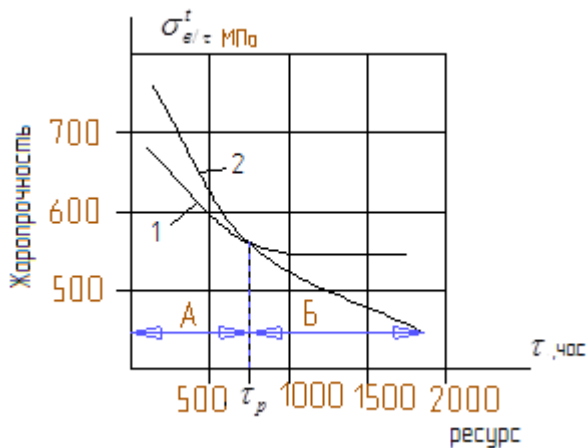


Рисунок 3.11 – Типичный характер жаропрочности для сплава ХН77ТЮР  
 1- электрополированные образцы  
 2- образцы, упрочнение обкатыванием

Из графика видно, что при некотором значении времени  $\tau_p$ . Имеет место равнопрочность технологии вариантов обработки. В зоне А с точки зрения увеличения жаропрочности и длительности прочности эффективно применение метода упрочнения. В зоне Б технология обработки дополнительно исключает пластичную деформацию поверхности. Таким образом, при изготовлении детали в сложной зависимости находящихся три важнейших обстоятельства; Технология изготовления, температура эксплуатации и ресурсы. Даже для малых ресурсов имеет место своя степень деформации металла и своя температура эксплуатации, при которой можно получить положительный эффект от упрочнения. Выбрать оптимальную технологию изготовления детали в зависимости от условия ее эксплуатации (температура и ресурс) позволяют зависимости, которые называются температурно-ресурсные зоны (блокирующие контуры) работоспособности материала.

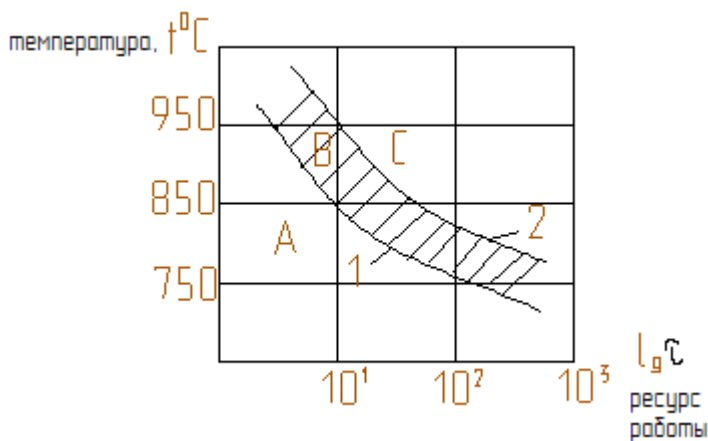


Рисунок 3.12 – Температурно-ресурсные зоны (блокирующие контуры) работоспособности сплава ХН77ТЮР в зависимости от технологии обработки поверхности  
 1 - верхняя грань по температуре и ресурсу применимости упрочнения методов (ППД).  
 2 - нижняя грань применимости технологии, в которой участвует деформационное упрочнение.

Если по условию работы деталь оказывается в зоне А, то здесь эффективно применять метод упрочнения. В зоне С условия эксплуатации таковы, что пластичная деформация, приводящая к ТД неустойчивому состоянию металла, снижает эксплуатационные свойства детали, поэтому для этой зоны ППД, т. е. любой наклеп, недопустимы. Для этой зоны применяют электрополировку вакуумный отжиг или отпуск в среде защищенных газов с целью удаления наклепанного слоя. В зоне Б целесообразно применять комбинированные технологии сочетающие деформационное упрочнение и ТО, причем величина остаточной деформации в этой зоне не для превышения 3-6%.

## Влияние режимов и условий обработки на параметры качества поверхности.

### I. Регулирование шероховатости поверхности.

На шероховатость поверхности оказывают влияние следующие факторы:

1. Способ механической обработки.
  2. Состав и структура обработки материала.
  3. Режимы резания.
  4. Состав СОЖ..
  5. Геометрические параметры режущего инструмента.
  6. Состояние оборудования и жесткость ТС.
1. Каждый способ обработки обеспечивает определенную высоту микронеровностей. Например, черновое точение –  $Ra = 12,5$  мкм, чистое точение -  $Ra = 2,5 \dots 1,25$  мкм, тонкое -  $Ra = 0,63$  мкм.
  2. Повышенное содержание углерода в стали способствует увеличению ее твердости, а это определенно уменьшает шероховатость при обработке. При обработке цветных сплавов получает меньшая шероховатость, чем при обработке сталей.
  3. Говоря о режиме обработки, будем выделять: скорость резания, подача, глубина резания.
    - 3.1 Влияние скорости резания.

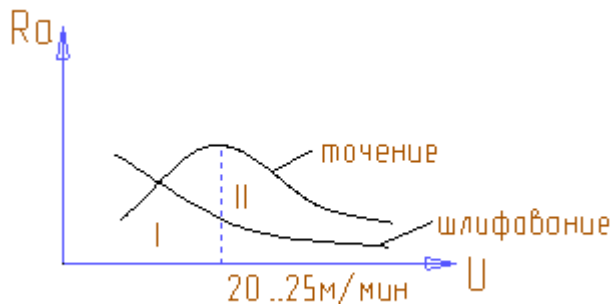


Рисунок 3.13 – Влияние скорости резания на шероховатость поверхности при лезвийной абразивной обработке

При скорости до  $20 \dots 25$  м/мин увеличение скорости точения приводит к увеличению  $Ra$ . Это объясняется образованием нароста на режущей кромке инструмента при малых скоростях резания. При дальнейшем увеличении скорости  $Ra$  уменьшается, так как прекращается процесс нароста-образования. При шлифовании увеличение скорости всегда приводит к уменьшению  $Ra$ . Это объясняется тем, что уменьшенная величина срезаемого слоя уменьшает усилия, приводящих на режимах зерно и понижает коэффициент трения.

### 3.2 Влияние подачи.

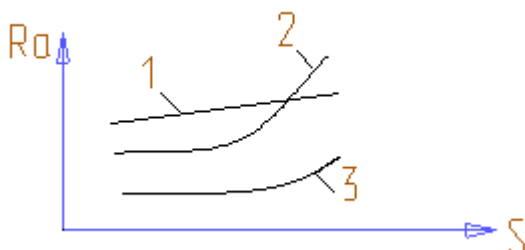


Рисунок 3.14 – Влияние подачи на шероховатость поверхности при различных методах обработки

- 1- Сверление, зенкерование, фрезерование
- 2- Точение
- 3- Шлифование

### 3.3 Влияние глубины резания.

Глубина незначительно изменяет  $R_a$  при обработке лезвийными инструментами при условии достаточной жесткости ТС. При обработке абразивный инструмент увеличивает температуру, следовательно, увеличивает  $R_a$ .

4. СОЖ оказывает непосредственное влияние на качество поверхности. Установлено, что применение СОЖ позволяет уменьшить  $R_a$  на 25-40% по сравнению с сухой обработкой. Это объясняется тем, что СОЖ обладает смазочным, охлаждающим и моющим эффектом, который позволяет понизить коэффициент трения, силы резания, температуру в зоне резания, кроме того, СОЖ способствует поддержанию высоких режимов свойств инструмента. На  $R_a$  влияет также и способ подачи СОЖ (напорная струя, через поры круга). В качестве СОЖ используются: эмульсия (мыльная), минеральные масла, керосин.
5. Основное влияние вносит износ инструмента, который увеличивает трение на заданной поверхности, что приводит к увеличению  $R_a$ . Для обеспечения высокой частоты поверхности рекомендуется использовать остро заточенные инструменты, доведенные на алюминиевом круге. При образовании обработки основное влияние оказывает раствор, образующих зерен и тип связки. При увеличении зернистости наблюдается увеличение  $R_a$ . Установлено, что после правки круга шероховатость увеличивается по сравнению с засаленным кругом.
6. Жесткость ТС оказывает специфическое влияние на шероховатость  $U_{ст}$ , что  $R_a$  образованию поверхности увеличивается в местах наибольшего прогиба. Колебания  $R_a$  от максимального до минимального может достигать 2-3. В случае появления автоколебания по причине недостаточной жесткости имеет место увеличение  $R_a$ .

## II. Регулирование наклепа.

### 2.1 Лезвийная обработка.

Глубина и степень наклепа зависит от сложности взаимодействия силового и теплового факторов в процессе обработки.

#### Влияние скорости резания.

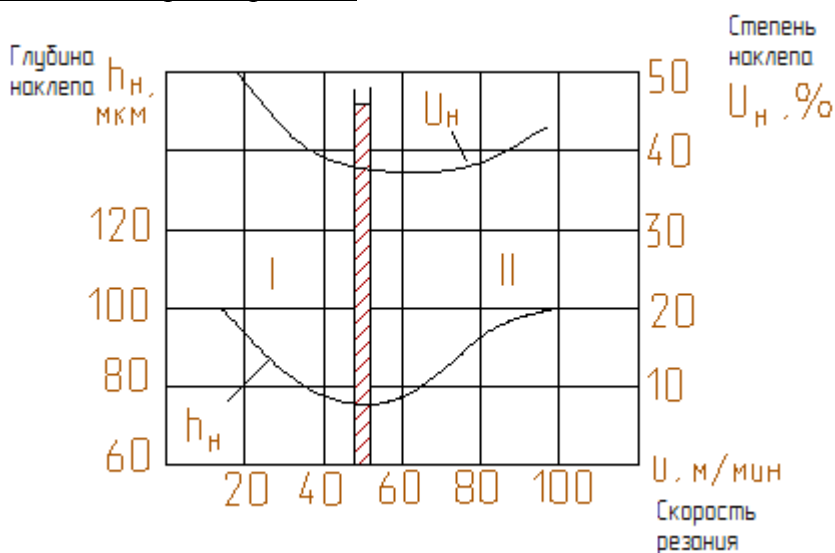


Рисунок 3.15 – Влияние скорости резания на наклеп при точении

Материал ЭИ654

Точение:  $t = 1.0\text{мм}$

$S = 0.2\text{мм/об}$

Резец ВК6

Наименьшее значение  $h_n$  и  $U_n$  (рис. 3.15) наблюдается при оптимальной скорости 50 м/мин, которая соответствует оптимальной температуре (температура термопластичной деформации). Снижение наклепа в зоне I по мере увеличения скорости, связано с тем, что увеличение скорости деформации материала, уменьшает время контакта резца с



поверхностью и увеличения скоростного процесса разупрочнения. В зоне II происходит увеличение температуры, увеличение пластических свойств материала, увеличения коэффициента трения, следовательно, увеличения наклепа.

Влияние подачи.

Связано с уровнем температуры: если температура меньше температуры  $T$  т.п.д., увеличение подачи приводит к увеличению  $h_n$  и  $U_n$  и наоборот.

Влияние глубины резания.

Влияние не значительное: температура увеличивается, следовательно, увеличиваются  $h_n$  и  $U_n$ . Износ инструмента: с увеличением износа по заданной грани инструмента для точения и фрезерования вследствие возрастания сил резания,  $h_n$  увеличивается на 30-50%.

2.2 Абразивная обработка.

Основное влияние оказывает зернистость абразива, например, при зернистости 10-5мкм, микротвердость поверхности уменьшается на 10-12%. С увеличением температуры, площади, следовательно, увеличивается  $h_n$ , так как увеличивается нагрузка на зерно. С увеличением скорости, следовательно, уменьшается  $h_n$ , так как влияет тепловой фактор. На чистовых доводочных операциях (полирование) по причине малых сил резания из-за малой зернистости абразива  $h=5 \dots 20$  мкм,  $U_n=15 \dots 40\%$ .

При электрополировке  $h_n = 0$ .

### III. Регулирование остаточных напряжений.

#### 3.1 Лезвийная обработка.

Существенное влияние оказывает силовой фактор, который напрямую связан с характером стружкообразования и пластическими свойствами материала, условиями деформации и трения в зоне резания. Для малопластичного материала свойственна элементная стружка, при которой возникают напряжения сжатия ( $-\sigma_{ocm}$ ). Для пластичности материалов (сливная стружка)  $\rightarrow (+\sigma_{ocm})$ .

Влияние скорости резания.

Влияние весьма сложное, так как при увеличении скорости – уменьшается прочностные и увеличиваются пластические параметры металла, одновременно увеличение температуры приводит к увеличению коэффициента трения и уменьшения текучести.

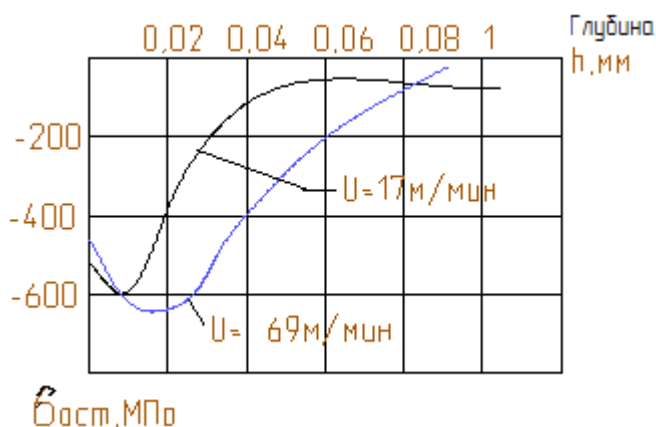


Рисунок 3.16 – Эпюра остаточных напряжений при различных скоростях резания

Материал ВТ14

Торцовое фрезерование

$t = 2,5$  мм

$B = 20$  мм

$S_z = 0,1$  мм/зуб.

Влияние подачи.

При увеличении подачи 0,03...0,3 мм/об., при этом ( $-\sigma_{ост}$ ) уменьшается, ( $+\sigma_{ост}$ ) увеличивается. Особенно существенно влияние в интервале малых подач 0,03-0,08 мм/об, что объясняется выглаживающим действием лезвия.

#### ТЕМПЕРАТУРА.

Оказывает слабое влияние.

#### 3.2 Абразивная обработка.

При увеличении температуры в зоне резания, увеличивается пластичность материала, что приводит к образованию сливных стружек, следовательно, появление остаточного напряжения растяжения. Если и дальше увеличивается температура резания, то в поверхностном слое может происходить значительное Т. П. Д., что приводит к структурному и фазовому превращению (вторичная закалка), а это приводит к остаточному напряжению растяжения.

## **Технологические аспекты создания поверхностей со специальными свойствами.**

Комплексная задача обеспечения заданных свойств поверхностного слоя включает в себя решение 3-х вопросов:

- 1) Создание нормативов, позволяющих назначить те или иные свойства поверхности по условиям эксплуатации детали.
- 2) Разработка надёжных процессов и технологий, гарантирующих получение необходимых свойств поверхностного слоя как на этапе изготовления, так и при ремонте.
- 3) Создание надёжных средств контроля параметров качества поверхностного слоя при изготовлении и эксплуатации.

С определённой степенью правомерности большинство технологических методов по обеспечению заданных свойств поверхностного слоя можно классифицировать следующим образом:

### **1. Методы поверхностного пластического деформирования (ППД).**

- 1.1. Алмазное выглаживание.
- 1.2. Обкатывание и раскатывание шариком и роликом.
- 1.3. Обработка дробью.
- 1.4. Дорнование.
- 1.5. Виброгалтование.

### **2. Финишные методы.**

- 2.1. Обработка алмазным инструментом.
- 2.2. Турбоабразивная обработка.
- 2.3. Шлифование сизалевыми кругами с абразивными пастами.

### **3. Термообработка.**

- 3.1. Закалка.
- 3.2. Отжиг.
- 3.3. Термопластичное упрочнение.

### **4. Легирование.**

- 4.1. Диффузионное насыщение металлами.
  - цементация (С);
  - азотирование (N);
  - цианирование (С+N);
  - алитирование (Al);
  - ионная имплантация (ионы различных веществ).
- 4.2. Поверхностное плавление с введением необходимых компонентов.
  - лазерное легирование;
  - плазменное легирование.

### **5. Покрытия.**

- 5.1. Гальванические.
- 5.2. Эмалирование.
- 5.3. Жаростойкие и термобарьерные покрытия.

### **6. Композиционные материалы.**

На основе многолетнего опыта в технологии производства авиационных ГТД можно утверждать следующее:

1. Для повышения усталости прочности для деталей, эксплуатирующихся при нормальной температуре, хорошие результаты дают поверхностного пластического деформирования (ППД). При дополнительном воздействии агрессивной среды (морские условия) рекомендуется кроме ППД применять дополнительные защитные покрытия (хромирование, эмалирование).
2. Для повышения износостойкости рекомендуется нанесение специальных плазменных покрытий (карбиды хрома и т. д.).

3. Для повышения коррозионной стойкости рекомендуется нанесение специальных покрытий (металлов и неметаллов).
4. Для повышения жаропрочности рекомендуется применять ионную имплантацию, диффузионное легирование и специальные термобарьерные покрытия на основе керамики.

### Методы поверхностного пластического деформирования.

#### Алмазное выглаживание.

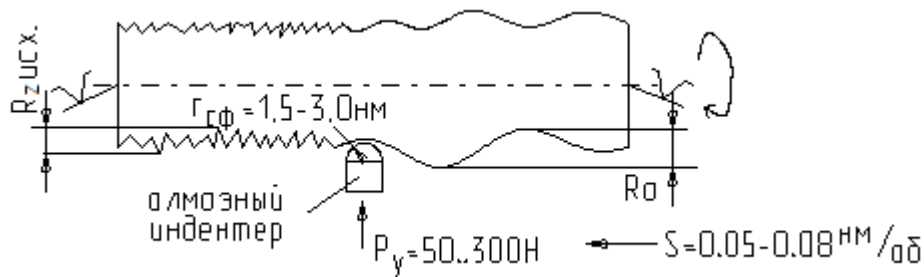


Рисунок 4.1 – Схема алмазного выглаживания

Алмаз обладает следующими свойствами: повышенная твёрдость, низкий коэффициент трения, хорошая теплопроводимость.

Следовательно, с помощью алмазов можно обрабатывать как мягкие материалы, так и закалённые до 60...65 HR C<sub>3</sub>.

При выглаживании в зоне контакта детали с инструментом металл находится в пластичном состоянии. При этом он течёт, огибая сферу неровности предыдущей обработки Rz исх. частично сглаживает, поверхность приобретает зеркальный блеск, повышается твёрдость поверхностного слоя и в поверхностном слое создаются внутренние остаточные напряжения сжатия (рис. 4.2, 4.3)

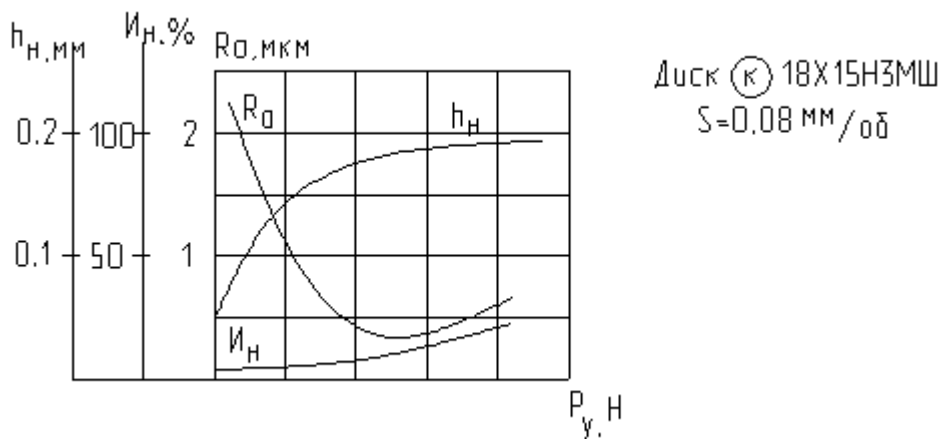


Рисунок 4.2 – Влияние усилия выглаживания на параметры качества поверхностного слоя

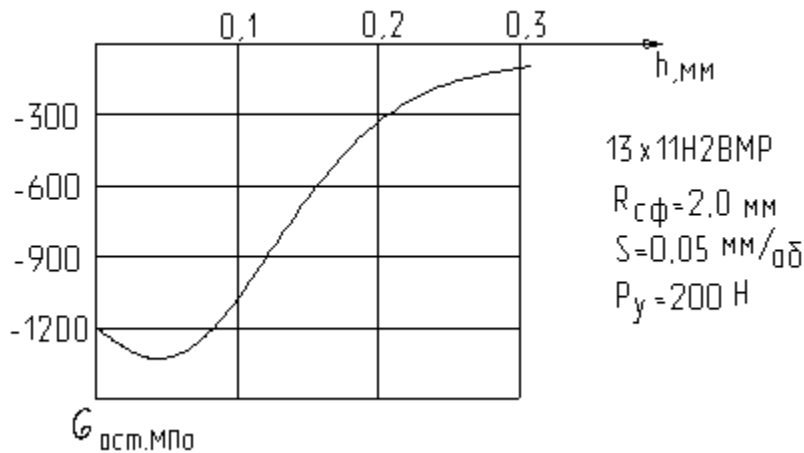


Рисунок 4.3 – Эпюра остаточных напряжений в поверхностном слое после алмазного выглаживания. Алмазному выглаживанию подвергаются диски компрессора, валы, беговые дорожки шестерен, поверхности торцевых контактных уплотнений.

После выглаживания повышаются усталость прочности и износостойкость.

#### Обкатывание и раскатывание шариком и роликом.

Процесс формирования поверхностного слоя происходит аналогично образованию, как и при алмазном выглаживании. Отличие заключается в размерах инструмента:

$$D_{ш} = 6 \dots 40 \text{ мм}$$

$$P_y = 500 \dots 2000 \text{ Н}$$

результаты:  $R_z = 0,6 \dots 1,6 \text{ мкм}$ ;  $\sigma_{ост} = -400 \dots -500 \text{ МПа}$ ;  $h_n = 0,6 \dots 0,8 \text{ мм}$ .

Обработке подвергаются валы, шестерни, шлицы, болты.

#### Обработка дробью.

В производстве двигателей летательных аппаратов эта технология широко распространена. В качестве материала дроби могут быть сталь, чугун, стекло,  $D_{ш} = 0,025 \dots 0,25 \text{ мм}$  (0,025-0,2 мм – микрошарики). Скорость полёта дроби:  $v_{op} = 1 \dots 100 \text{ м/с}$ .

Все методы обработки дробью разделяются на три группы:

1. Обработка сухой дробью (пневмодробеструйная);
2. Обработка дробью с СОЖ (гидродробеструйная);
3. Упрочнение микрошариками.

#### 1. Пневмодробеструйная обработка.

энергия струи сжатого газа передаётся дроби, которая, ударяясь о поверхность детали, пластически её деформирует.

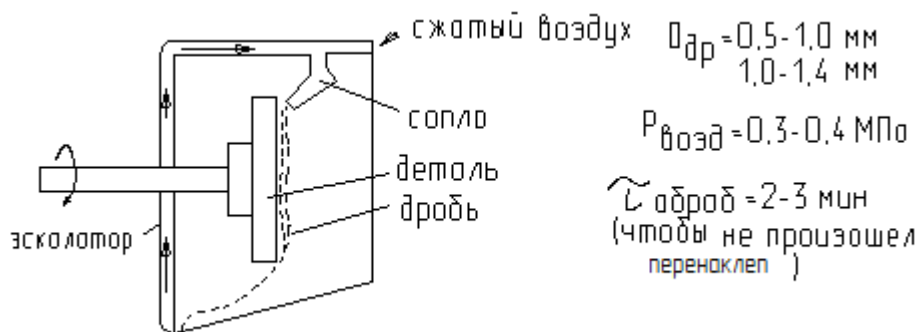


Рисунок 4.4 – Схема установки для пневмодробеструйной обработки

Сухая дробь стабилизирует состояние поверхностного слоя и обеспечивает определённый уровень сжимающих напряжений (рис. 4.5):

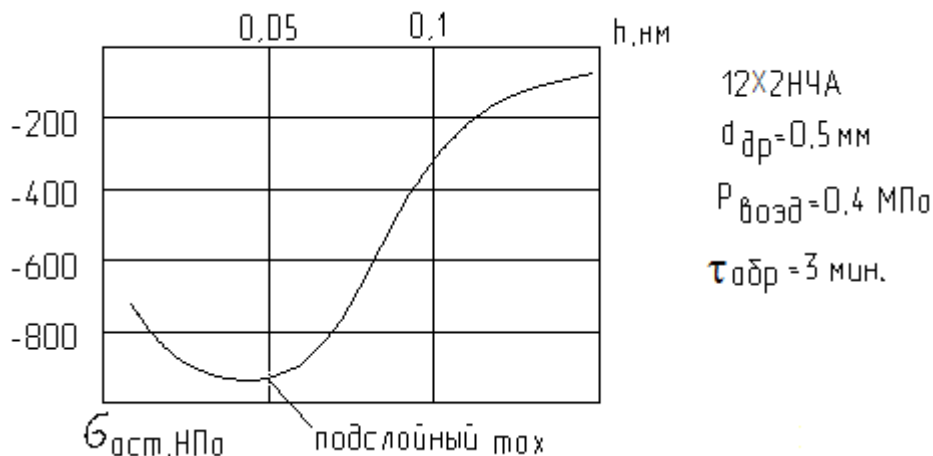


Рисунок 4.5 – Эпюра остаточных напряжений в поверхностном слое после пневмодробеструйной обработки

Обработке подвергаются рабочие наружные кольца и корпуса статора из закаленного цементной стали. Упрочнение позволяет повысить усталостную прочность. Для обработки шлицевых поверхностей вала используется разновидность этого метода, называемая пневмодинамическим упрочнением.

#### Гидродробеструйное упрочнение.

Оно применяется для обработки деталей, у которых повышенные требования к чистоте поверхности (рис. 4.6).

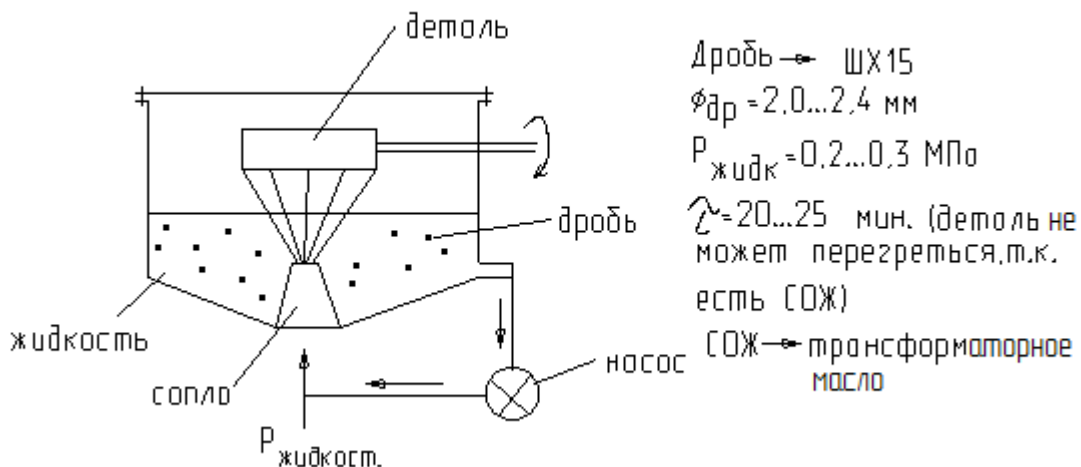


Рисунок 4.6 – Схема установки для гидродробеструйной установки

Этой обработке подвергаются лопатки к зубчатым колесам, трубопроводы.

Результат:  $Ra = 0,32 \dots 0,63 \text{ мкм}$ ;

$\sigma_{ост} = -200 \dots -600 \text{ МПа}$ ;

глубина залегания  $h = 0,1 - 0,15 \text{ м}$ ;

подслоный  $max = 0,05 \text{ мм}$ .

#### Обработка микрошариками.

Этот вид упрочнения применяется для отделки ажурных деталей с тонкими кромками, малыми радиусами переходов, галтелями и для упрочнения резьбы.

$D_{op} = 0,025 \dots 0,2 \text{ мм}$  (принцип подачи дробы – действуют центробежные силы).

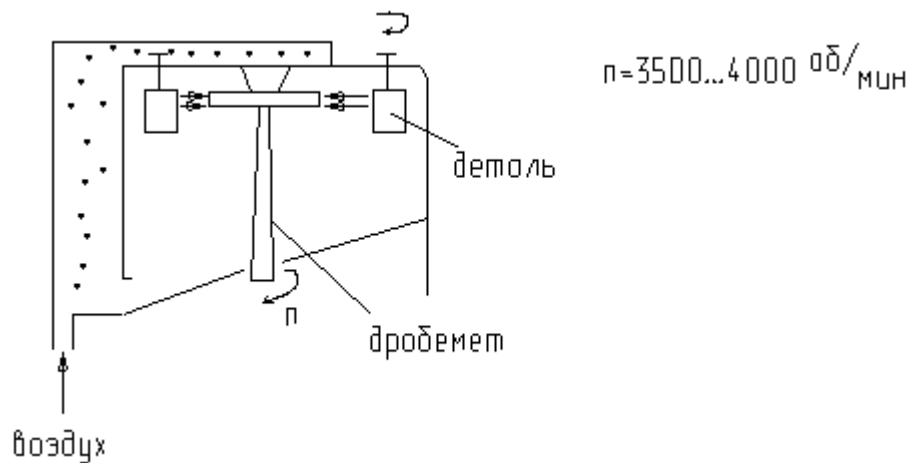


Рисунок 4.7 – Схема установки для упрочнения микрошариками

Упрочнение микрошариками формирует остаточные напряжения, максимальное значение которых имеет место непосредственно на поверхности детали (рис. 4.8).

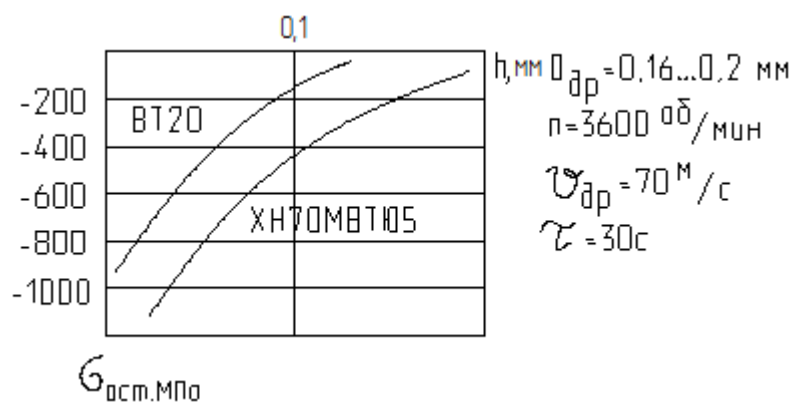


Рисунок 4.8 – Эпюра остаточных напряжений в поверхностном слое после упрочнения микрошариками  
 Обработке микрошариками подвергаются лопатки компрессора, замки лопаток турбин, резьбы.

### Дорнование.

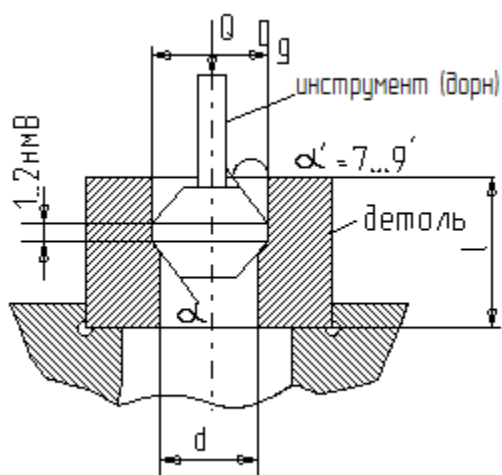


Рисунок 4.9 – Схема процесса дорнования

Дорнование осуществляется со смазкой (мыльная эмульсия, касторовое и льняное масло).

Определяющий технологический параметр – натяг:

$$i = D_y - d = 0,05 \dots 0,3 \text{ мм.}$$

$$\frac{l}{d} = 5 \dots 40.$$

Если  $\frac{l}{d} = 0,5 \dots 4$  используется проталкивающий шарик.

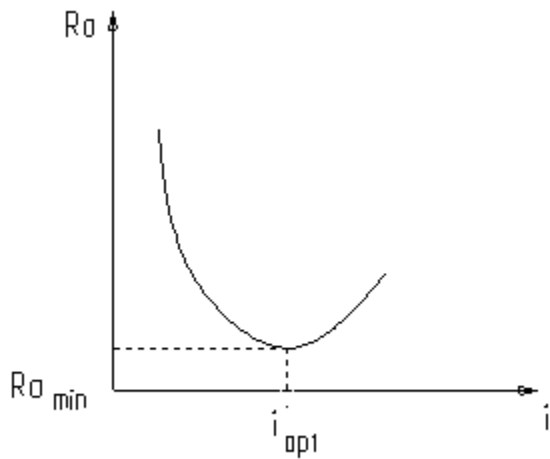


Рисунок 4.10 – Влияние натяга на шероховатость поверхности при деформировании

Наилучшие результаты:  $R_a = 0,04 \dots 0,08 \text{ мкм.}$

Микронеровность поверхности возрастает в 1,5 раза по сравнению со сверлением.

$$\sigma_{осм} = -(400 \dots 500) \text{ МПа}$$

Усталость прочности больше в 2 раза, чем при сверлении.

#### Виброгалтовка

Она осуществляется на вибрационных станках, которые бывают двух- и трёхкоординатные.

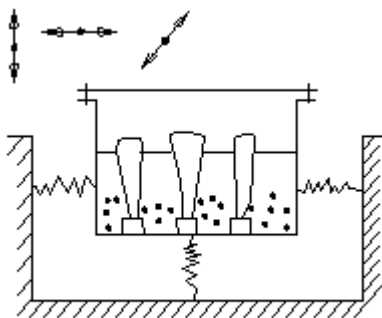


Рисунок 4.11 – Схема установки для виброгалтования

Виброгалтовка – есть процесс вибрационной обработки детали свободной частью рабочей среды в течение 2-3 часов. Рабочей средой являются стальной или фарфоровый шар ( $\varnothing 1,5-2,5 \text{ мм}$ ), абразивные гранулы, пасты и растворители.

Вследствие проскальзывания частиц рабочей среды по поверхности детали и микроударов происходит съём мельчайших частиц металла и его местная пластичная деформация, т.е. возникают внутренние остаточные напряжения сжатия.

Наилучшие показатели по шероховатости:  $R_a = 0,16 \dots 0,32 \text{ мкм.}$

Лопатка компрессора: ВТ9,  $\tau = 60 \text{ мин.}$ ,  $\sigma_{осм} = -(280 \dots 500) \text{ МПа}$  на глубине  $0,1 \dots 0,2 \text{ мм}$ ;

$R_a = 0,16 \dots 0,32 \text{ мкм}$ ;  $\sigma_{-1}$  увеличивается на  $25 \dots 30\%$ .

Процесс виброгалтовки осуществляется при амплитуде  $A = 2 \dots 3 \text{ мм}$ , частота вибраций  $f = 35 \dots 40 \text{ Гц}$ .



**Финишные методы обработки.**  
Обработка алмазными инструментами.

1. Шлифование алмазными кругами.

- $Ra=0,63 \dots 0,025$  мкм;
- расход инструмента уменьшается в 15-20 раз.

Для плоских поверхностей эта обработка позволяет повысить контактную жёсткость на 20%, по сравнению с абразивным шлифованием.

2. Алмазное хонингование.

- $Ra=0,63 \dots 0,04$  мкм;
- некруглость формы 0,005-0,020 мм.

Это позволяет повысить износостойкость.

3. Алмазное развёртывание.

- $Ra=0,25$  мкм;
- $T_{p-p}=0,0025$  мм.

4. Обработка алмазными полировочными лентами.

$Ra=0,25 \dots 0,025$  мкм.

5. Доводка – притирка (съём металла производится алмазным порошком, который свободно распределён в пасте).

$Ra=0,04 \dots 0,02$  мкм;

$T_{p-p}=0,0001 \dots 0,0003$  мм.

Турбоабразивная обработка.

Это есть обработка поверхности в кипящем слое (псевдооживленном) абразива (рис. 4.12).

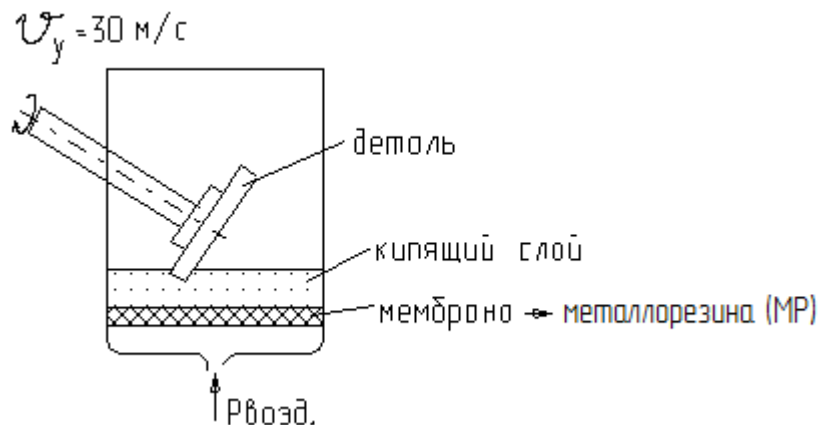


Рисунок 4.12 – Схема установки для турбоабразивной установки

Принципы турбоабразивной обработки: при соударении абразивных частиц с деталью происходит съём металла путём микрорезания и разрушения шероховатости.

Диск компрессора: ВТ9; Абразив – карбид кремния 63С 25/20; белый электрокоруну: 24А 25/20

$\tau = 10$  мин. (реверс через 1,5 мин.)

$r = 0,3 \dots 0,5$  мм

$Ra = 0,6 \dots 0,4$  мкм ( $Ra_{исх} = 2,5 \dots 1,5$  мкм)

$\sigma = -(190 \dots 270)$  МПа

$h = 0,005 - 0,01$  мм.

Обрабатываются диски компрессора и турбины, промежуточные кольца и различные дефлекторы.

#### Полирование сизалевыми кругами.

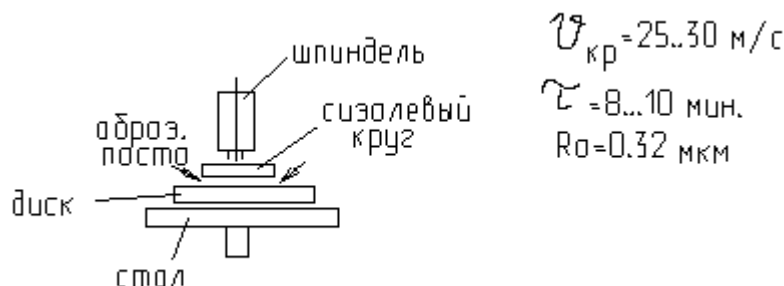


Рисунок 4.13 – Схема полирования диска

Возникновение в зоне низких температур не вызывают термопластичных деформаций, поэтому в поверхностном слое после полировки возникают остаточные напряжения сжатия:

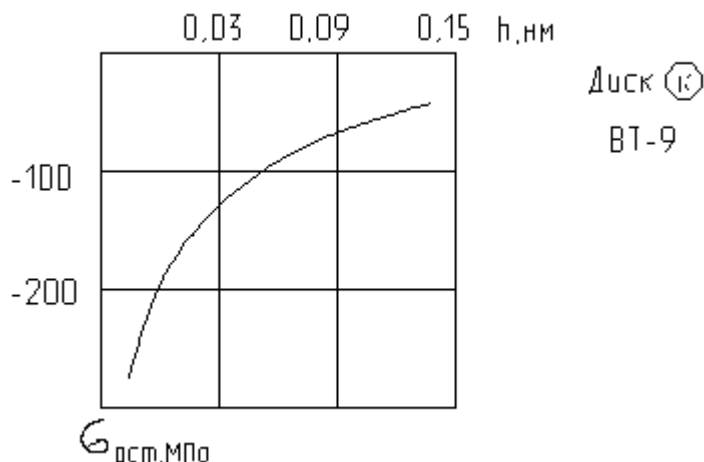


Рисунок 4.14 – Эпюра остаточных напряжений в поверхностном слое после полирования сизалевыми кругами

#### Термообработка

##### Отжиг.

Используется применительно к лопаткам турбины из материала ЖС6КП. Цель – снятие внутренних остаточных напряжений, ликвидация наклепа. Отжиг осуществляется в среде защитного газа – аргона или в вакууме.

$$t_{отж} = 950^{\circ} \text{C}, \tau = 2 \text{ часа.}$$

##### Термопластичное упрочнение.

Используется для лопаток турбины. Лопатка нагревается до определённой температуры и резко охлаждается. За счёт быстрого охлаждения в тонком поверхностном слое появляются временные растягивающие напряжения, которые приводят к пластичной деформации, а после полного охлаждения детали в поверхностном слое возникают остаточное напряжённое поле сжатия.

Небольшая интенсивность деформации упрочнения способствует резкому уменьшению релаксационных процессов.

Пример; для лопаток из ЖС6ФН, подвергающимся термопластичным упрочнениям.

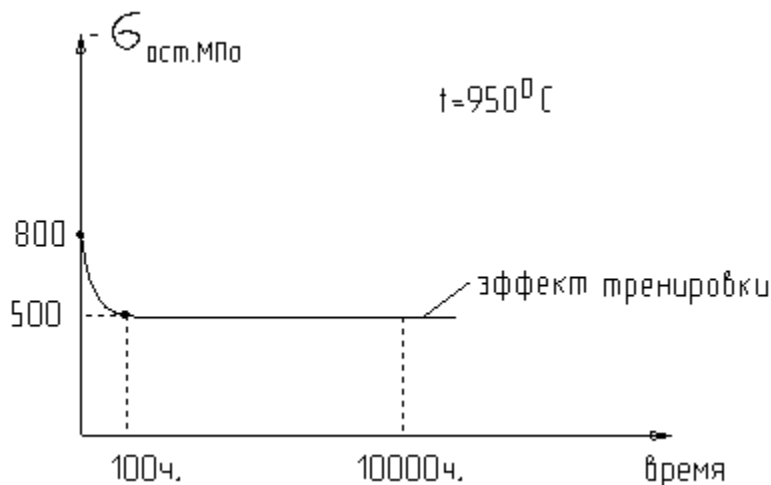


Рисунок 4.15 – Изменение уровня остаточных напряжений, полученных после термопластического уплотнения в зависимости от ресурса работы

Результаты показывают, что увеличивается усталость прочности  $\sigma_{-1}$ . Это объясняется тем, что остаточные напряжения в достаточной интенсивности увеличивают внутренние трения между фрагментами структуры металла и препятствуют продвижению в этом слое микроискажений. Этот слой играет роль барьера, препятствующий выходу на поверхность дислокаций с последующим образованием микротрещин. Это всё благоприятно сказывается на усталости прочности.

#### Поверхностное легирование.

Поверхностным легированием называется целенаправленное изменение химического состава при поверхностных объемах металла для достижения тех или иных целей.

Оно осуществляется путем:

- а) диффузионного насыщения металла из среды определенного состояния (ХТО);
- б) поверхностного плавления с введением в этот слой необходимых компонентов (лазером, плазмой).

Поверхностное легирование имеет преимущество перед покрытиями, которые заключаются в исключительно высокой прочности сцепления с основой, так как граница между металлом и легированным слоем имеет диффузионный характер.

Операций ХТО достаточно много:

- цементация.

Цель – повышение износостойкости, эрозионной стойкости.

- азотирование.

Цель – повышение износостойкости, коррозионной стойкости и усталости прочности.

- борирование.

Цель – повышение коррозионной стойкости, твердости, износостойкости.

- силицирование.

Цель – повышение коррозионной стойкости и жаростойкости.

- алитирование.

Цель – повышение жаростойкости, коррозионной стойкости и сопротивление эрозии.

- меднение.

Цель – повышение коррозионной стойкости, амтифрикационных свойств (снижение коэффициента трения).

- фосфатирование.

Цель – повышение коррозионной стойкости, кислотостойкости.

- титанирование.

Цель – повышение коррозионной стойкости, жаростойкости для медных и алюминиевых сплавов.

### Цементация.

Это процесс диффузионного насыщения поверхности углеродом, который осуществляется при температуре  $t=930...950^{\circ}C$ , в сочетании с последующей закалкой и низким отпуском.

Длительность:

- а) цементация  $930...950^{\circ}C$ ,  $\tau = 8-10$  часов;
- б) отпуск высокий  $650...680^{\circ}C$ ,  $\tau = 5-8$  часов;
- в) закалка  $780...880^{\circ}C$ ;
- г) низкий отпуск  $180...350^{\circ}C$ ,  $\tau = 2-3$  часа.

Цементации подвергаются стали: 12Х2НЧА, 14ХГСН2МА, 12Х2НВФА, 20Х3МВФШ (стали с низким содержанием углерода  $C \leq 0,2\%$ ).

Процесс цементации может осуществляться в твёрдой среде (твёрдым карбюризатором: уголь в смеси с  $BaCO_3$ ,  $Na_2CO_3$ ,  $K_2CO_3$ ), в газовой среде (окись углерода  $CO$ ,  $CH_4$ , пропан, бутан), в жидкой среде (в расплавах солей  $Na_2CO_3$  (10-15%),  $SiC$  (6-10%)).

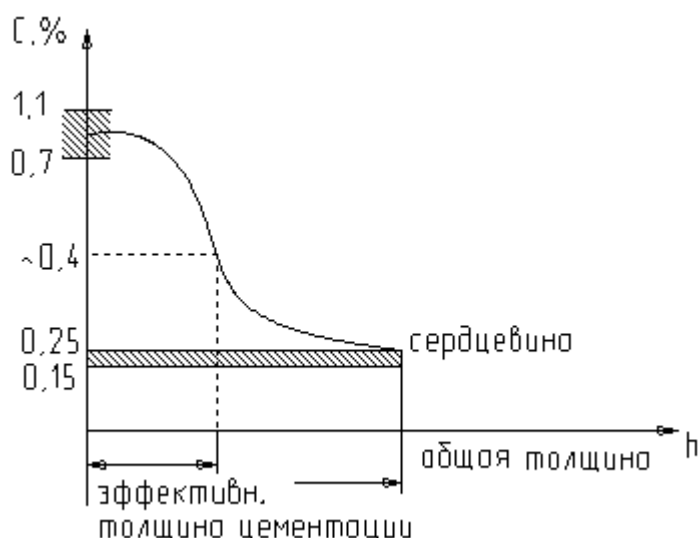


Рисунок 4.16 – Изменение содержания углерода в поверхностном слое при цементации

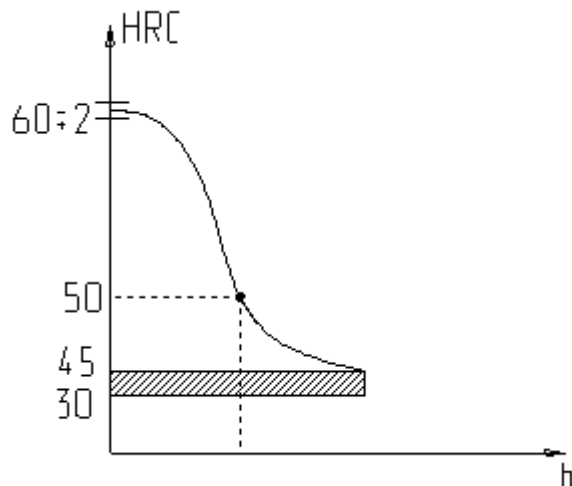


Рисунок 4.17 – Изменение твердости поверхности по глубине цементуемого слоя

Существенным недостатком процесса цементации является коробление детали, связанное с высокими температурами цементации. Поэтому в технологии после цементации вводят операцию восстановления баз путём шлифования цементируемой поверхности. Цементации подвергаются шестерни, валы, втулки.

#### Азотирование.

Это насыщение поверхностного слоя стальной детали азотом в среде чистого аммиака или в смеси аммиака и азота. Процесс азотирования осуществляется при температуре  $t=500...580^{\circ}C$ ,  $\tau=24...90$  часов,  $h=0,3...0,5$  мм, твёрдость поверхностного слоя в 1,5-2 раза выше, чем при цементации. Для цементации  $HV=500$ , для азотирования  $HV=900...1000$ . Высокая твёрдость поверхности в этом случае обеспечивается за счёт того, что атомарный азот, который диффундирует в поверхность стали, образует с железными и легированными элементами химические соединения – нитриды. Азотированию подвергаются стали: 38Х2МЮА, 30Х3МФ1, 35ХМЮА. Детали: гильзы цилиндров, клапаны поршневых двигателей, коленчатые валы.

#### Цианирование.

Процесс одновременного насыщения азотом и углеродом. Цианирование осуществляется в твёрдой среде (твёрдый карбюризатор,  $K_4Fe(CN)_6$  (30...40%) – жёлтая кровяная соль,  $Na_2CO_3$  (10%), древесный уголь), в жидкой среде (расплавы солей  $NaCN$ ,  $Ca(CN)_2$ ), в газовой среде (нитроцементация, аммиак (2...6%), пропан). Нитроцементация:  $t=830...900^{\circ}C$ ,  $h=0,6...0,8$  мм,  $\tau=6-8$  часов.

Преимущества: меньшее коробление детали по сравнению с цементацией и приблизительно на 50% сокращает длительность процесса.

Материалы: сталь 20Х3МВФ-Ш.

Детали: шестерни.

#### Алитирование.

Это получение алюминидных или совместно с другими элементами соединений с металлами путем насыщения из порошковых смесей с галлогенидными активаторами.

Рабочая среда – порошок  $FeCr$ ,  $FeAl$ ,  $FeSi$  – ферросплавы +  $Al_2O_3$  +  $NH_4Cl$ .

$t=1000...1100^{\circ}C$ ,  $\tau=2...6$  часов. При высоких температурах выделяются летучие хлористые соединения металлов, которые впоследствии диффундируют внутри детали.

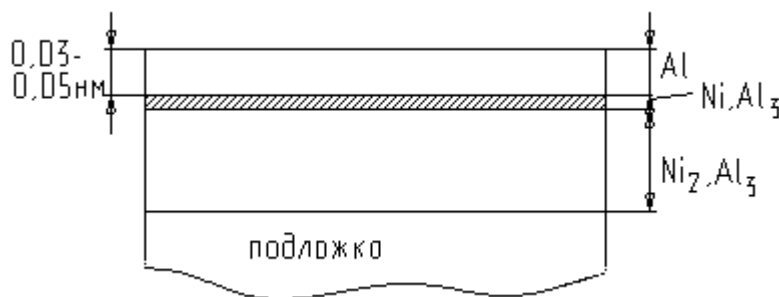


Рисунок 4.18 – Химический состав покрытия, полученного методом алитирования

Достоинства: хорошая сцепляемость с металлом.

Применяется для защиты от высокотемпературной газовой коррозии.

#### Ионная имплантация.

Сущность ионной имплантации заключается в том, что ионизированные атомы или молекулы бомбардируют поверхность детали, внедряются в предповерхностный слой и застревают в кристаллической решётке, образуя тем самым поверхность химического соединения или твёрдые растворы.

Ионная имплантация имеет следующие особенности:

1. возможность формирования на поверхности сплавов, которые нельзя получить в обычных условиях из-за ограниченной растворимости или диффузионного компонента;
2. процесс может протекать как при низких температурах (менее  $150^{\circ}\text{C}$ ) (в этом случае не происходит изменения механических свойств металла);
3. отсутствуют изменения размеров детали;
4. упрочняются только открытые поверхности, непосредственно находящиеся под воздействием облучения ионами.

Детали легируются следующими элементами:

1. только один элемент: C, N, Mo, B, Al, Ne, Ar, Xe;
2. ионами двух элементов: Mo+C, Al+Y, Mo+Cr;
3. тремя элементами: Al+Cr+Y.

Толщина легированного слоя: Y – 0,08 мм, N – 0,0005.

Максимальная концентрация имплантационных элементов: Y – 0,4%, Mo(Mo+C) – 30%.

При ионной имплантации снижается шероховатость поверхности, так как ионный пучок распыляет микровыступы поверхностей.

Таблица 4.1 – Рекомендуемые сочетания основного материала и имплантируемых ионов

Материал детали	Эксплуатационные свойства	Имплантационный элемент
Al-сплавы	Твердость коррозионная стойкость	N Mo
Поверхностные сплавы WC	Твердость износостойкость	N Co
Cu-сплавы	Коррозионная стойкость	Cr, Al
Легированные стали	Коррозионная стойкость износостойкость сопротивление усталости	Ta(тантал) Y Ti+C N
Жаростойкие Ni-сплавы	Износостойкость коррозионная стойкость	Y, C, N Ta, Pt, Au
Ti-сплавы	Коррозионная стойкость износостойкость сопротивление усталости	N, C  N, C, B N, C

Возрастание усталости прочности объясняется увеличением устойчивости структуры фазового и химического состояния поверхностного слоя в условиях циклического нагружения, а также снижением шероховатости.

#### Лазерная технология обработки поверхностей.

Лазерная обработка осуществляется путём сканирования поверхности лазерным лучом, при взаимодействии луча с поверхностью начинают осуществляться следующие процессы: оплавление, испарение, легирование и разложение фазового превращения.

Применительно к деталям авиационного двигателя при использовании лазера нашли применение два технологических направления:

1. лазерное упрочнение;
2. лазерное легирование.

*Лазерное упрочнение.* Кратковременное облучение поверхности обеспечивает глубокие проплавления 0,001 – 2 мм. При этом скорость охлаждения  $10^5 \dots 10^6$  к/с. При столь быстром затвердевании образуются аморфные структуры и пересыщенные фазы с ультракристаллической решёткой. Свойства таких структур значительно отличается от

свойств металла поверхностного слоя по твёрдости и прочности, а это способствует повышению износостойкости и коррозионной стойкости.

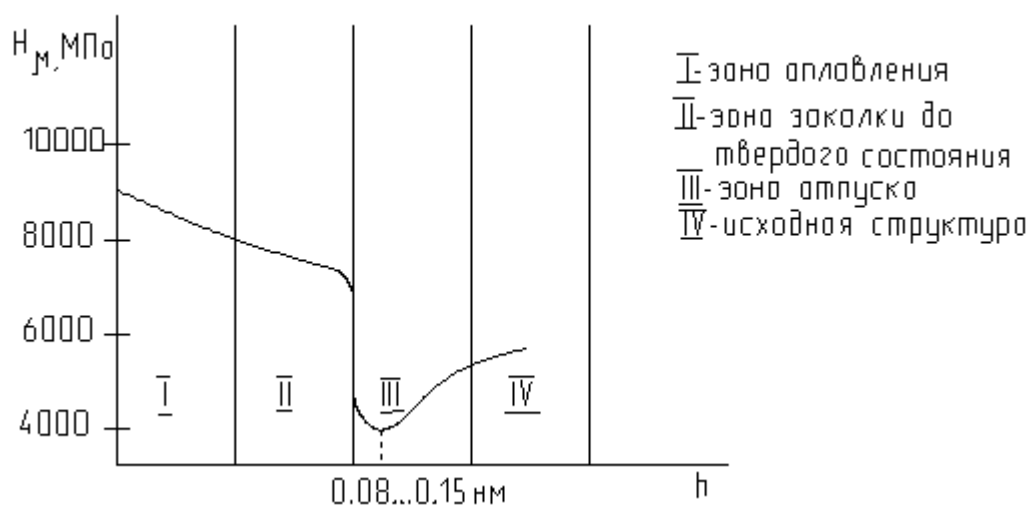


Рисунок 4.19 – изменение микротвёрдости поверхностного слоя при лазерной обработке поверхности

На сталях достигаются значения микротвёрдости  $H_{\mu}$  до 8000...10000 МПа.

На титановых сплавах (BT4, BT3-1)  $H_{\mu}$  =8000...13000 МПа.

**Лазерное легирование.** В этом случае расплавленным лазерным пучком в тонкий поверхностный слой вводятся легированные элементы, которые после перемешивания с основной металла образуют новый сплав, твёрдость поверхности ещё больше возрастает.

Легированные элементы: W, B, Mo, TiC, TiN.

Сталь – B -  $H_{\mu}$  =6000 МПа;

Сталь – TiN -  $H_{\mu}$  =16000...20000 МПа

### **Покрытия.**

#### Гальванические покрытия.

Большинство гальванических покрытий имеют цель защиты от коррозии (электрохимической), повышение износостойкости и создание определённого внешнего вида.

Таблица 4.2 - Характеристика гальванически покрытий.

Способ покрытия	Толщина, мкм	Назначение
Цинкование (Zn)	До 30	Защита от коррозии и внешнего вида
Кадмирование (Cd)	До 30	Защита от коррозии, улучшение притирки
Меднение (Cu)	5...25	Защита от цементации, промежуточный слой перед никелированием и хромированием
Хромирование (Cr)	30...40	Повышение износостойкости, повышение кислотостойкости внешнего вида
Никелирование (Ni)	До 25	Защита от коррозии, предарительный

		слой перед хромированием
Лужение (Sn)	3...12	Защита от коррозии, подслоя под пайку

*Оксидирование* – это создание искусственных окисных плёнок с целью защиты металла от коррозии при условиях протирки оксидированной поверхности нейтральными смазочными маслами. Оксидирование применяется на сталях, на алюминиевых, медных и магниевых сплавах.

Область применения: крепёжные детали, детали с точными размерами, оптические устройства.

Толщина плёнок 0,5...10 мкм.

В зависимости от материала, плёнки имеют следующие цвета: золотисто-жёлтый, фиолетовый, синевато-чёрный.

*Фосфатирование* – это образование на стальных и чугунных поверхностях плёнок, нерастворимых в воде, фосфорно-кислотные соединения магния и железа.

Толщина плёнок 10...50 мкм.

Основное назначение – защита от коррозии + хорошие электроизоляционные свойства.

Область применения: шестерни, трубы, пружины.

*Эмалирование* – это нанесение на поверхность жаровой трубы камеры сгорания жаростойкой эмали с целью защиты этой поверхности от непосредственного воздействия раскалённого газового потока.

Технология эмалирования следующая:

а) приготавливается шликер – песок, борная кислота, углекислый барий, углекислый кальций, окись титана ( $\text{TiO}_2$ ),  $\text{ZnO}$ , размещают в воде.

б) поверхность покрываемой детали обезжиривается в фосфорной кислоте ( $\text{H}_3\text{PO}_4$ ) и обжигается при температуре  $t=750^\circ\text{C}$  в течение 3 минут.

в) на деталь наносят шликер, высушенный на воздухе, обжигают в печи при температуре  $t=1030...1050^\circ\text{C}$  в течение 10-12 минут. Получается толщина 0,04...0,06 мм. Покрытие позволяет увеличить длительность прочности примерно в 2 раза.

#### Современные технологии нанесения покрытий.

Современное нанесение покрытий предполагает испарение металла в вакууме с последующим осаждением; напыление покрытий; термохимическое осаждение покрытий, используются ионно-плазменные покрытия.

Материалы для покрытия:

1. металлы (W, Mo);
2. сплавы (на основе Ni и Co);
3. керамика (*окислы*  $\text{Al}_2\text{O}_3$  и  $\text{ZrO}_2$  - низкая теплопроводимость; *бориды* тугоплавкие металлы:  $\text{CrB}_2$ ,  $\text{TiB}_2$ ,  $\text{ZrB}_2$ ,  $\text{TaB}_2$  - значительная твёрдость и высокие температуры плавления ( $2000-3000^\circ\text{C}$ ); *силициды*:  $\text{MoSi}_2$ ,  $\text{Cr}_3\text{Si}$ ,  $\text{TiSi}_2$  - температуры плавления  $t_{\text{пл}}=1500...1700^\circ\text{C}$ , при высокой температуре они обладают свойством самоуплотнения; *карбиды*:  $\text{TiC}$ ,  $\text{ZrC}$ ,  $\text{TaC}$ ,  $\text{WC}$ ,  $\text{Cr}_3\text{C}_2$  -  $t_{\text{пл}}=3000...4000^\circ\text{C}$ , износостойкость и жаропрочность покрытия; *нитриды*:  $\text{TiN}$ ,  $\text{ZrN}$ ,  $\text{AlN}$ ,  $\text{HfN}$  -  $t_{\text{пл}}=2200...2300^\circ\text{C}$ , обычно применяются в качестве добавок в другие жаростойкие покрытия, так как сами по себе они хрупкие и имеют низкую стойкость против окисления).

#### Способы нанесения покрытий.

В настоящее время наибольшей перспективой является конденсация испарённого материала в вакууме (PVD – Physical Vapour Deposition). Эта технология позволяет наносить многокомпонентные покрытия из всех вышеперечисленных материалов. Эти



покрытия предназначены для защиты поверхностей деталей авиационного двигателя от износа и эрозии, от воздействия высокотемпературной газовой коррозии для повышения жаропрочности.

Технология основана на следующих физических и химических процессах:

- испарение материала покрытия в условиях вакуума;
- ионизация образованных паров электрическим разрядом;
- перемещение образованных ионов в электростатическом или в электромагнитных полях в направлении покрываемой детали;
  - бомбардировка поверхности ионами;
- плазмохимические реакции образования ионов химических соединений (нитридов, карбидов, оксидов);
  - осаждение (конденсация ионов на поверхности детали).

Для нанесения покрытий используются следующие группы методов, которые отличаются между собой способом испарения материала покрытия:

1. дуговое испарение;
2. магнетронное распыление;
3. испарение электрическим лучом.

1. *Дуговой способ.* Заготовка устанавливается на стол. Камера вакуумируется. Катод выполняется из материала покрытия. Между катодом и анодом возникает дуга. Материал катода испаряется. В установке используется несколько катодов. Это позволяет изготавливать многокомпонентные покрытия. В случае, если покрытия должны быть из карбида, нитрида или оксида, в камеру подаётся реакционный газ (Ar). На деталь подаётся отрицательный потенциал, поэтому ионы материала покрытия притягиваются к покрытию. Таким образом, получают TiN, TiC – покрытия.

2. *Магнетронное распыление.* Оно производится путем создания высокого напряжения в разряженной газовой среде (Ar) для образования плазмы тлеющего разряда. Ионы плазмы бомбардируют мишень из наносимого покрытия, вытягивают атомы, сообщая им энергию, достаточную для перемещения покрываемых деталей и осаждения на ней.

Процесс магнетронного покрытия может быть использован как для проводящих материалов, так и для диэлектриков (в керамике). Профилируя магниты, добиваются оптимальной формы магнитного поля с целью эффективного регулирования процесса распыления (установка «МИР»).

3. *Испарение электронным лучом.* Этот метод имеет преимущество в плане нанесения покрытий из непроводящих материалов (керамики) и тугоплавких материалов (W, Co, Re, Ta). Для повышения прочности сцепления покрытия с деталью они устанавливаются на горизонтальном манипуляторе или их подвешивают на вертикальном диске и предварительно очищают посредством ионной бомбардировки. Деталь нагревается электронным лучом. Процесс осуществляется в вакууме. В настоящее время путем этой технологии на лопатки турбины наносят керамические термобарьерные покрытия.

Установка имеет 6 электронных пушек, причём 4 используются для испарения металла, 2 – для нагрева детали. Для обеспечения равномерного покрытия деталь перемещается в облаке испарённого металла. При этом осуществляется конденсация.

#### Термохимическое осаждение.

CVD – chemical vapour deposition. Оно является методом формирования покрытий с плотной структурой из газообразного соединённого материала. Это соединение подаётся к поверхности детали, где происходит термическая реакция, приводящая к образованию твёрдых соединений, осаждающихся на поверхности, а газообразные продукты реакции удаляются.

С помощью этого метода получают керамические и металлокерамические покрытия, имеющие мелкозернистую структуру: TaN, HfN, ZrN, TiN. Преимущество метода –

позволяет наносить покрытия в различных труднодоступных местах (отверстия малых диаметров, внутренние полости труб).

#### Газотермическое напыление.

В качестве исходного материала используется проволока или порошок. Наносимый материал может содержать один элемент, но чаще всего это сплавы или композиции, которые обеспечивают заданные эксплуатационные характеристики. С их помощью могут наноситься различные материалы. Они применяются при изготовлении лопаток турбины, камеры сгорания, форсунок, лабораторные уплотнения, срабатываемые контрольные уплотнения.

- газопламенное напыление;
- сверхзвуковое газопламенное напыление;
- плазменное напыление;
- детонационное напыление.

*Газопламенное напыление.* Исходный материал – порошок или проволока, который постоянно подаётся в пламя горелки. Материал после расплавления газовым потоком переносится на покрываемую поверхность. В качестве топлива могут применяться ацетилен, пропан, водород. Температура пламени до  $2000^{\circ}\text{C}$  и увеличивается. С помощью этого метода наносятся металл покрытия и керамики. Толщина покрытия 0,1...30 мм.

*Сверхзвуковое газопламенное напыление(СНГ).* В основе установки миниракетный двигатель. Из сопла вытекает сверхзвуковая струя со скоростью 2800 м/с, температура пламени  $t=2800-3000^{\circ}\text{C}$ . В качестве топлива используются керосин, ацетилен, пропан, водород. Порошок наносимого материала подаётся в сопло. Наносимые покрытия отличаются по твёрдости, прочности сцепления (они лучше). Это обуславливается высокими скоростями и малым временем взаимодействия частиц с поверхностью. Обычно таким образом наносят WC-Co, так как для данной системы не требуется расплавленного порошка, а достаточно лишь размягчить Co связку. В этом случае высокая скорость взаимодействия частиц с поверхностью детали без их перегрева обеспечивает высокое качество покрытия.

*Плазменное покрытие.* APS – atmospheric plasma spray. Она происходит при температуре достаточной для плавления любых материалов. Установка называется плазматрон и включает в себя катод и анод (водоохлаждаемое сопло). При подаче постоянного тока между катодом и анодом возникает электрическая дуга и в то же время подаётся поток плазмообразующего газа (Ar, He, N<sub>2</sub>). В результате ионизации газовой струи возникает плазменная струя. Температура плазмы  $10000-15000^{\circ}\text{C}$ .

В плазматрон вводится материал покрытия, который плавится и переносится струей на деталь.

Достоинства плазменного покрытия:

1. Плотные и малоокисленные покрытия, обладающие высокой прочностью сцепления.
2. Высокая производительность процесса.
3. Высокий коэффициент использования материала (50-70%).
4. Сравнительно низкие эксплуатационные расходы.

*Детонационное напыление.* Получаются металлические и керамические покрытия, толщиной от 10 мкм до нескольких мм. Ствол детонационной установки заполняют взрывчатой газовой смесью. У дульного среза располагается деталь, затем инициируют взрыв. При этом детонация представляет собой процесс химического превращения взрывчатого вещества, сопровождающийся распространением по нему зоны горения в

виде детонационной волны. Для ацетилен – кислорода скорость детонации 2000...3000 м/с, а выделение тепла вызывает нагрев до 3000...3500 °С. Газообразный продукт расширяется и под давлением примерно 200 МПа истекает из ствола. В результате термического и ударного взаимодействия частиц с деталью на ней закрепляется основная масса покрытия. Детонация взрывчатой смеси завершается через 0,5 мс, а продолжительность динамического и газового потока 3 мс. Последовательными выстрелами наращивают покрытия толщиной 1 мм (обычно 50-180 мкм).

#### Термобарьерные покрытия.

Они работают в следующих условиях:

- температура продолжительности сгорания 1100...1200 °С;
- рабочее давление 2,8 МПа;
- скорость газа до 600 м/с;
- центробежные нагрузки 170 МПа;
- термоудары 100 К/с.

Эти покрытия позволяют при толщине примерно 250 мкм снизить температуру стенки лопаток турбины примерно на 100 °К, а это дает следующие результаты:

- а) при неизменной рабочей температуры материала лопатки повышается температура газа на 100 °, что приведёт к экономии расхода топлива приблизительно на 1,5%;
- б) не меняя температуру газа перед турбиной, повышается долговечность приблизительно в 4 раза, из-за понижения рабочей температуры.

- однослойные покрытия: Me-Cr-Al-Y (Me – Ni, Co, Fe).  
Ni-23% Co-18% Cr-12.5% Al-0.3% Y.

- двухслойные покрытия:

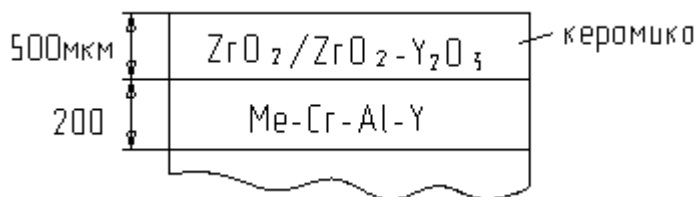


Рисунок 4.20 – Состав термобарьерного покрытия

Внешний керамический слой может быть получен путем конденсации в вакууме или плазменного напыления.

#### Композиционные материалы.

Это искусственно созданные материалы, состоящие из двух и более разнородных нерастворимых друг в друге компонентов, соединённых между собой физико-химическими связями и обладающие характеристиками, превосходящие средние показатели составляющих его компонентов.

Композиты состоят из:

- арматуры (наполнитель);
- связывающей (матрица).

Все композиты получили название в зависимости от типа матрицы:

1. Полимерные композиты (ПКМ).

Матрица может быть эпоксидная на основе кремний-органических смол, на основе полиэфирных смол.

2. Металлические композиты (МКМ).

Матрица Al, Mg, Ti, Ni, жаропрочные сплавы.

3. Керамические композиты (ККМ).

4. Углерод-углеродные композиты (УУКМ). Углерод различных модификаций.

Матрица выполняет функцию среды, в которой распределяется наполнитель. Причём она обеспечивает работу наполнителя за счёт собственной жёсткости.

Наполнитель воспринимает основные напряжения и придает прочность композиционным материалам, а также жёсткость в направлении ориентации волокон.

В качестве наполнителя могут быть различные органические волокна (органопластики, получаемые на основе ароматических полиамидов), углеродные волокна (высокопрочное гидратцеллюлозное волокно), борные волокна (получаются путем газофазного осаждения бора на разогретую вольфрамовую проволочку диаметром 0,015 нм), керамические волокна (карбид кремния, окись алюминия, двуокись Zr), металлические волокна (W, Ti, Be, нержавеющей стали), нитевидные кристаллы (SiC, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, SiN).

*Полимерные композиты.*

Они получают путём образования из слоёв параллельными непрерывными волокнами, которые выполняются в виде жгутов, лент, нитей; путем образования тканей.

(Работоспособность до 250°С).

1. Стеклопластики. Обладают высокой коррозионной стойкостью, способны воспринимать ударные нагрузки. Из них изготавливаются химически стойкие трубы, воздухопроводы, корпуса, баки, цистерны.
2. Органопластики. Изготавливаются на основе высокопрочных аромидных волокон. Область высокой прочности и упругими свойствами, хорошей ударной вязкостью, высокой химической стойкостью и теплоизоляционными свойствами. Из них изготавливаются теплоизоляционные контейнеры для сжиженных газов и различную химическую аппаратуру.
3. Углепластики (на основе высокопрочных углеволокон). Обладают высокой жёсткостью и прочностью, хорошие тепло- и электроизоляционные материалы. Из них изготавливают входные направляющие аппараты, покрывают корпуса компрессора, используются в качестве антикоррозионного покрытия, в условиях различных химических процессов.
4. Боропластики. Армируются борными волокнами. Обладают высокой прочностью на сжатие, работают при 300...350°С.

*Металлические композиты.*

При получении металлических композитов используются следующие способы совмещения матрицы и арматуры:

- твердофазный процесс (матрица в виде порошка, фольги, листа; собирается пакет золотов, состоящий из чередующихся слоёв матрицы и арматуры, соединённые между собой осушенной либо диффузионной сваркой, либо спеканием, либо пластичным деформированием).
- жидкофазный метод (армированные волокна соединяются с расплавленной матрицей).
- осаждение (напыление - на волокна наносят материал матрицы). Может быть плазменное, химическое напыление.

1. Al-B (бор-алюминий). Работоспособность до 500°С. Используется при изготовлении силовой конструкции планера самолёта ВКА1.
2. Pb-нержавеющая сталь (создание подшипников, работающих без смазки).

3. Cu(Ag) – W(Mo) (износостойкие электрические контакты).
4. (Ni + Cr) - Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (жаропрочные детали ГТД).

*Керамические композиты.*

Матрица состоит из керамики, арматура – из металлических или неметаллических наполнителей.

1. С металлическими волокнами (W, Mo, Nb). Применение металлических волокон ограничено из-за низкой стойкости арматуры к окислению при высокой температуре.
2. С углеродными волокнами. В зависимости от температуры применения используются следующие матрицы:

$t < 1000^\circ C$  - матрица оксидная;

$t = 1000-2000^\circ C$  - бориды и нитриды;

$t > 2000^\circ C$  - карбиды.

Наибольшее применение получили стеклянные матрицы: боросиликатное, алюмосиликатное, литесиликатное стекло.

Таблица 4.3 - Способы получения керамических композитов.

Волокно	Матрица	Способ изготовления
Mo	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , SiO <sub>2</sub> , LiO	Горячее прессование
W	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> , Zr SiO <sub>2</sub>	Прессование со спеканием

3. С волокнами карбида кремния. Они имеют повышенную стойкость к окислению при высоких температурах. В качестве матрицы используется стекло, а карбид кремния в виде моноволокна диаметром 10-12 мкм. Технология получения – горячее прессование в среде аргона слоев из лент волокна и специального порошка. Работоспособность до 2000<sup>o</sup>C. Создание лопаток турбин и сопловых аппаратов.

*Углерод-углеродные композиты.*

Это углеродосодержащая или графитовая матрица, которая армируется углеродными волокнами. рабочая температура 3000<sup>o</sup>C в инертной среде или вакууме. Краткосрочно выдерживают 22000<sup>o</sup>C. В окислительной среде 500<sup>o</sup>C. Из них изготавливают вставки критического сечения, носовые обтекатели космических аппаратов.

## Список использованных источников

- 1. Российская энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение.**  
Гл. ред. А.Г. Братухин. М.: “НИЦ АСК”, 2008. 608с.: илл.
- 2. Мухин В.С.**  
Поверхность: технологические аспекты прочности деталей ГТД /  
В.С. Мухин. – М: Наука, 2005. – 296 с.
- 3. Демин Ф.И., Проничев Н.Д., Шитарев И.Л.**  
Технология изготовления основных деталей газотурбинных двигателей: Учеб. пособие.  
– М.: Машинностроение. 2002. – 328 с.; ил.
- 4. Крымов В.В., Елисеев Ю.С., Зудин К.И.**  
Производство газотурбинных двигателей / Под ред. В.В. Крымова. М.:  
Машиностроение-Полет, 2002. 376с., ил.
- 5. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей:**  
Учеб. пособие./Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, К.А. Малиновский, В.Г. Попов. – М.: Высш.  
шк.; 2002. – 355 с.; ил.
- 6. Проничев Н.Д.**  
**Специальные методы обработки и обеспечение ресурса деталей ГТД:** лабораторный  
практикум / Н.Д. Проничев, А.П. Шулепов, К.П. Крашенинников, Г.В. Смирнов, В.Н.  
Бородин – Самара: Изд-во Самар. Гос. Аэрокосм. Ун-та, 2006. – 112 с.: ил.

## **2.4 Образовательный контент по разделу системы охлаждения двигателей летательных аппаратов**

В представленном модуле контента образовательной программы аспирантуры по специальности 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» изложены материалы по дисциплине «Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов». Учебный модуль по системам охлаждения ДЛА состоит из нескольких разделов, охватывающих основные вопросы, необходимые аспирантам при изучении данной дисциплины.

Во введении дается общее представление о процессах охлаждения, термостатирования и обосновывается актуальность систем охлаждения для двигателей летательных аппаратов.

В первом разделе изложены теоретические основы процессов охлаждения. Дано общее описание и краткая характеристика применяемых методов отвода тепла от работающего двигателя. Рассмотрены основные условия и предпосылки проектирования и расчёта жидкостных и воздушных систем охлаждения двигателей. Приведены методики теплового и гидравлического расчёта основных агрегатов систем охлаждения.

Второй раздел посвящен описанию конструкций теплообменных аппаратов, их видам и вариантам применяемых систем охлаждения в ДЛА.

В третьем разделе рассматриваются системы охлаждения основных типов двигателей летательных аппаратов: поршневых двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных и ракетных двигателей. Первый подраздел содержит описание систем жидкостного и воздушного охлаждения поршневых двигателей, конструктивных схем, элементов, агрегатов и устройств, входящих в состав этих систем.

Второй подраздел в третьем разделе посвящен системам охлаждения газотурбинных двигателей. В нем представлены краткие сведения об основных принципах проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин, являющихся одними из самых напряженных элементов газотурбинных двигателей. Приводятся сведения о требованиях к материалам и о нагрузках при работе лопаток газовых турбин. Даются общие сведения о температуре газов на выходе из основных камер сгорания. Приводятся сведения об основных условиях теплообмена со стороны газа и в каналах охлаждения лопаток. Кратко излагаются сведения об основных типах охлаждения лопаток газовых турбин. Приводятся сведения об опыте проектирования лопаток в различных фирмах, занимающихся разработкой и доводкой по надежности лопаток высокотемпературных ГТД. Даются сведения о нормах прочности, которыми обязаны руководствоваться отечественные

разработчики двигателей летательных аппаратов. Системы охлаждения ракетных двигателей рассматриваются в третьем подразделе.

В четвертом разделе внимание уделяется современным тенденциям в расчете и проектировании систем охлаждения двигателей летательных аппаратов. Здесь представлена методика моделирования тепловых и газодинамических процессов в элементах системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания с использованием CAD/CAE – технологий.

В заключении обобщаются сведения, изложенные в основной части учебного модуля по дисциплине «Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов».



## Введение

При работе двигателя внутреннего сгорания его детали разогреваются в результате контакта с горячими газами и трения. Отвод теплоты от них смазочным маслом и рассеянием ее во внешнюю среду менее интенсивен, чем подвод, вследствие чего поршни, головки и крышки цилиндров, цилиндры, клапаны, впускные трубопроводы и другие элементы могут нагреваться до недопустимо высокой температуры. Это может привести к нарушению процесса сгорания топлива, снижению мощности двигателя, его экономичности, разрушению его деталей. Интенсивность нагрева деталей зависит от режима работы поршневого двигателя, поэтому при малых нагрузках и частотах вращения коленчатого вала температуры деталей и масла могут быть, наоборот, недостаточными для их нормальной работы. Следовательно, двигатель должен иметь устройства, позволяющие менять интенсивность отвода тепла от деталей в зависимости от режима его работы.

Главным условием нормальной работы поршневого двигателя является его оптимальное тепловое состояние, которое характеризуется степенью нагрева его основных деталей, зависящей от тепловой нагрузки этих деталей, их теплоотводящей способности, а также интенсивности теплообменных процессов. Другими словами — оптимальное тепловое состояние двигателя — это такое температурное состояние деталей цилиндровой и поршневой группы, которое отвечает наивыгоднейшему сочетанию тепловых процессов с высокой надежностью, износоустойчивостью его деталей и экономичностью.

Достаточно стабильная и равномерная температура деталей поршневых двигателей обеспечивается их конструкцией, условиями охлаждения, а также характером протекания рабочего процесса. Вместе с тем, оптимальное тепловое состояние двигателя должно поддерживаться при любых эксплуатационных условиях и режимах работы. Это состояние обеспечивается совокупностью специальных устройств — системой охлаждения, отводящей тепло в первую очередь от теплонапряжённых деталей.

С другой стороны, задача повышения единичных мощностей двигателей при одновременном уменьшении их габаритов, металлоёмкости, энергопотребления отдельными агрегатами, снижении стоимости на единицу конечного полезного эффекта означает постоянное совершенствование их конструкции, повышение надёжности и КПД. Решение возникающих при этом проблем в значительной мере зависит от обеспечения системой охлаждения допустимых тепловых нагрузок и термических напряжений в деталях двигателя.

Современная практика проектирования отдельных систем и в том числе систем охлаждения, подсистем и агрегатов обуславливает учёт многообразных взаимных связей и реальных условий их работы. Так как для системы охлаждения двигателя смежными объектами являются тепловыделяющие поверхности двигателя и его конструктивные элементы, образующие жидкостный и воздушный тракт системы охлаждения, то она всегда может быть представлена в виде ряда взаимодействующих систем. Это позволяет обоснованно использовать теоретические и экспериментальные данные при проектировании системы охлаждения в целом, отвечающей условиям и требованиям оптимальной конструкции.

Только оптимально спроектированная система охлаждения обеспечивает заданные тепловые режимы термически напряжённых деталей двигателя в различных условиях эксплуатации двигателя внутреннего сгорания.

## Теоретические основы процессов охлаждения

Исходными расчетными данными при проектировании систем охлаждения двигателей являются значения допустимых температур ( $t$ ) поверхностей наиболее теплонапряженных элементов: поршней, головок цилиндров и самих цилиндров. В свою очередь, эти температуры определяют температурный режим системы охлаждения при различных условиях эксплуатации, тем самым являясь косвенным показателем теплового состояния двигателя.

Другой исходной расчетной величиной является количество тепла ( $Q$ ), отводимого в систему охлаждения в процессе работы поршневого двигателя, являющееся частью общего теплового расчета двигателя и, следовательно, основой расчета системы охлаждения.

В теплообменном процессе двигателя основную роль играют конвективный перенос тепла от горячих газов к стенкам цилиндра и головки ( $\alpha_k$ ), теплопроводность ( $\lambda$ ) самих стенок и лучистый теплоперенос ( $\alpha_{\text{луч}}$ ) в моменты горения топлива в камере сгорания.

Теплоотдача от горячих газов с температурой до  $2300^\circ\text{C}$  в стенки происходит из-за превышения их температуры над температурой стенок. Интенсивность теплоотдачи зависит от величины этой разницы, плотности газов, скорости и характера их движения в полости цилиндра, а также формы, величины и качества поверхности стенок, контактирующих с газами. Следует помнить также, что различные по составу газы отдают свою тепловую энергию с различной интенсивностью. Здесь сказывается влияние их теплопроводности, вязкости и теплоемкости. Все другие величины, так или иначе влияющие на теплоотдачу, являются косвенными. Это относится к любому типу теплопередачи в цилиндрах поршневого двигателя. Поэтому при определении теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра экспериментально выявляют влияние основных факторов, а затем находят их зависимость от первоначально известных факторов. Попытки исследователей охватить все одной зависимостью приводит к получению громоздких выражений, упрощение которых делает их неточными.

Рядом исследователей были предложены выражения для непосредственного подсчета средней цикловой теплоотдачи с использованием основных показателей работы двигателя. Это оказалось удобным. Недостаток лишь в том, что отдельно не учитывается конвективная и лучистая составляющие теплового потока. Но это оказалось несущественным, и поэтому становится возможным использование формул общей теории теплообмена для расчета средней за цикл теплоотдачи. Ввиду незначительной толщины стенок и высокой теплопроводности влияние их термического сопротивления на перенос

тепла от горячих газов к охлаждающей среде несущественно и им в практических расчетах систем жидкостного охлаждения пренебрегают, учитывая его только при расчете систем воздушного охлаждения.

Нестационарность процесса теплопередачи из расчетов исключается путем представления теплопереноса в виде множества элементарных стационарных процессов, для оценки которых могут быть использованы классические соотношения теплопередачи. Обычно тепловая напряженность двигателя определяется термометрированием в ходе испытаний. Опытами устанавливается распределение полей температур и характерные величины их в различных точках теплонапряженных деталей.

## **Основы теории теплообмена**

### **Способы передачи энергии в тепловой форме**

Среди различных явлений, сопровождающих рабочие процессы тепловых машин, центральное место занимает процесс передачи энергии на микроуровне (в форме теплоты) внутри тел и между телами. Это явление принято называть теплообменом.

Понятие теплообмена охватывает совокупность всех явлений, при которых имеет место переход энергии на микроуровне (невидимом для нашего зрения) из одной части пространства в другую. Этот переход может происходить тремя различными по своему существу способами.

*Первый способ* (механизм) в чистом виде имеет место в однородных твердых телах и заключается в том, что энергия передается из одной части тела в другую путем непосредственного соприкосновения между материальными частицами тела, т. е. путем энергетического взаимодействия между частицами. Такой способ принято называть *теплопроводностью* или *кондукцией* (от латинского слова *conductor* — проводник).

*Вторым способом* (механизмом) является передача энергии путем конвекции (от латинского слова *convectio* — принесение). Этот способ наблюдается тогда, когда материальные частицы какого-либо тела изменяют свое положение в пространстве и переносят содержащуюся в них энергию из одного места в другое. Такое явление имеет место при движении жидкостей и газов и всегда сопровождается теплопроводностью, т. е. передачей

энергии от одной частицы к соседней, если только во всей текущей массе нет равенства температур. Одновременный перенос энергии конвекцией и теплопроводностью обычно называют *конвективным теплообменом*.

Обычно движение среды (капельной жидкости или газа) происходит в условиях ограничения ее твердыми стенками. При этом будет иметь место обмен энергией на

микроуровне между движущейся средой и окружающими ее стенками. Такого рода теплообмен называют *теплоотдачей*.

*Третий способ* (механизм) состоит в переносе энергии на микроуровне в пространстве электромагнитными колебаниями. Этот вид передачи энергии принято называть *лучистым теплообменом* или *теплообменом излучением*.

В реальных условиях обмен энергией на микроуровне между телами крайне редко осуществляется по одному из рассмотренных выше механизмов. Обычно имеет место энергообмен двумя, а еще чаще всеми тремя способами одновременно.

Так, например, часть энергии продуктов сгорания в цилиндре поршневого ДВС передается в охлаждающую жидкость и конвекцией, и лучеиспусканием, и теплопроводностью.

Переход энергии (распространение теплоты) из одной части тела в другую всегда связан с наличием более или менее нагретых, т. е. обладающих различной температурой, частей, и, следовательно, зависит от температурного состояния тела. Для характеристики температурного состояния тела с этой точки зрения вводится ряд понятий.

Температурное поле — это совокупность значений температуры во всех точках рассматриваемого тела в данный момент времени.

Уравнение температурного поля имеет вид

где  $x, y, z$  — координаты точки тела, имеющей температуру  $T$ ;  $t$  — время.

Это уравнение выражает распределение температуры по всему телу в данный момент времени, а также изменение ее в каждой точке тела со временем. Оно является математической формулировкой неустановившегося (нестационарного) температурного поля. Выражение (14.1) указывает на то, что с течением времени температура тела в указанной точке изменяется.

Если температурное поле не зависит от времени, оно называется установившимся (стационарным). Следовательно, если температурное поле стационарно, то температура тела в указанной точке с течением времени не изменяется. Математически это условие выражается системой равенств

Стационарность температурного поля не означает, что температура тела в указанной точке тела не может отличаться от температуры тела в другой точке, но означает, что и в этой другой точке температура тела с течением времени не изменяется.

В зависимости от числа координат, в направлении которых происходит изменение температуры, температурное поле может быть трехмерным, двумерным и одномерным.

Для одномерного стационарного температурного поля уравнение (14.1) имеет вид

Это означает, что во всех точках плоскости  $y$ - $z$  температура тела одинакова и со временем не изменяется.

### Теплообмен теплопроводностью

#### Основные понятия и определения

$$T = f(x, y, z, t),$$

(14.1)

$$\left. \begin{aligned} T &= f(x, y, z) \\ \frac{dT}{dt} &= 0 \end{aligned} \right\}.$$

$$T = f(x).$$

Так как температура — скалярная величина, то температурное поле — скалярное поле.

Изотермическая поверхность — это геометрическое место точек тела, имеющих одинаковую температуру. Любая кривая на изотермической поверхности представляет собой линию неизменных температур или изотерму. Так как в данной точке тела не может быть одновременно нескольких значений температуры, изотермические поверхности пересекаться не могут. Они либо замыкаются на себя внутри тела, либо обрываются на его границах. Вдоль изотермической поверхности энергия в форме теплоты передаваться не может.

Определим понятие градиента температуры. При переходе от одной изотермической поверхности к другой имеет место изменение температуры (рис. 14.1). Мерой скорости этого изменения, например, в направлении  $S$ , является отношение  $\Delta T / \Delta S$ , где  $\Delta T$  — изменение температуры, соответствующее расстоянию  $\Delta S$ . Наибольшее значение это отношение получает тогда, когда выбранное направление совпадает с нормалью к изотермической поверхности.

Вектор, выражающий направление наибольшей скорости изменения температуры в данной точке температурного поля и величину этой скорости, называют градиентом температуры:

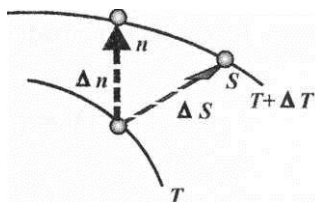


Рис. 14.1. К определению градиента температуры

$$\text{grad}T = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta T}{\Delta S} \right) = \frac{dT}{dS}, \quad \left[ \frac{\text{град}}{\text{м}} \right].$$

(14.2)

Положительным направлением вектора градиента температуры считается направление в сторону возрастания температуры.

Энергию, передаваемую в форме теплоты от более нагретого элемента тела к менее нагретому в единицу времени, называют тепловым потоком. Можно говорить о потоке внутри тела и между телами (в последнем случае энергия передается от более нагретого в целом тела к менее нагретому телу). Таким образом,

$$\Phi = \frac{Q}{t}, \quad \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \text{Вт} \right],$$

(14.3)

где  $\Phi$  — тепловой поток, Вт.

Тепловой поток есть вектор, направление которого противоположно вектору температурного градиента, так как теплота передается в направлении уменьшения температуры.

Тепловой поток, отнесенный к единице поверхности, называют поверхностной плотностью теплового потока:

$$\varphi = \frac{\Phi}{S}, \quad \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right]$$

(14.4)

*Закон Фурье.* Опыты с твердыми телами, в которых теплота распространяется только путем теплопроводности, позволили Фурье установить, что количество переданной энергии пропорционально падению температуры, времени теплообмена и площади сечения, через которое передавалась

$$[\lambda] = \frac{[\varphi]}{[\text{grad}T]}, \quad \left[ \frac{\text{Вт} \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{°C}} \right],$$

Вещество	Л, Вт/(м • К)	
Серебро	414	
Красная медь	400	
Алюминий	210	
Сталь	10...60	
Дерево	0.06...	0.55
Красный кирпич	0.5...0,6	
Асбест	0.11...	0.20
Сажа	0.055...	0.11

Вода,	0-100°	С	0.15...	0.29
Воздух, 0-1000 °С			0.02... 0.08	

теплота. Следовательно, плотность теплового потока пропорциональна

(14.5)

$$\varphi = -\lambda \cdot \text{grad}T.$$

Формула (14.5) является математическим выражением основного закона теплопроводности. Знак минус в правой части показывает, что вектор теплового потока противоположен по направлению вектору градиента температуры.

Коэффициент пропорциональности  $\lambda$  характеризует теплопроводящие свойства данного вещества и называется коэффициентом теплопроводности. Размерность коэффициента  $\lambda$  определяется выражением

так как изменение температуры, фигурирующее в градиенте, будет одинаковым как в шкале Цельсия, так и в шкале Кельвина.

Судя по размерности, коэффициент теплопроводности представляет собой количество энергии, переданной в форме теплоты в единицу времени через единицу поверхности при падении температуры на один Кельвин на единицу длины.

Величина коэффициента теплопроводности для каждого материала определяется экспериментально и зависит от его структуры, плотности, влажности и температуры. Для большинства материалов с повышением температуры коэффициент теплопроводности увеличивается, но для многих металлов имеет место обратная зависимость. В теплотехнических расчетах обычно пользуются средним значением коэффициента теплопроводности для данного материала в рассматриваемом интервале температур, что не вносит существенных погрешностей в расчет. В качестве примера ниже приведены величины  $\lambda$  для некоторых веществ.

Ниже приведены значения коэффициента теплопроводности  $\lambda$  для некоторых веществ:

**Теплопроводность стенок различной формы**

**Теплопроводность плоской стенки**



Рассмотрим сначала однородную плоскую стенку толщиной  $\delta$  (рис. 14.2).

Будем считать, что температуры поверхностей стенки  $T_1$  и  $T_2$  остаются неизменными во времени по всей поверхности. Тогда изменение температуры будет происходить только в направлении оси  $x$  (рис. 14.2). Заметим, что это изменение имеет линейный характер; интенсивность изменения температуры зависит от теплопроводности материала. Учитывая сказанное, можно констатировать, что в рассматриваемом случае имеет место одномерное стационарное температурное поле. Коэффициент теплопроводности равен  $\lambda$ .

На основании уравнения (14.5) имеем, что  $(p = A(-\text{grad}T))$ . Учитывая, что в рассматриваемом случае

$$-\text{grad}T = \frac{T_1 - T_2}{\delta},$$

получим

$$\varphi = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2), \quad \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right].$$

(14.6)

Отношение  $\delta/\lambda$  называют термическим сопротивлением (обозначается  $R$ ). В связи с этим, уравнение (14.6) можно представить в виде

$$\varphi = \frac{T_1 - T_2}{R}, \quad \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right].$$

Используя зависимости (14.3) и (14.4), легко определить величину теплового потока и все количество переданной на микроуровне энергии:

$$\Phi = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2) S, \quad [\text{Вт}],$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2) S \tau, \quad [\text{Дж}].$$

(14.7)

(14.8)

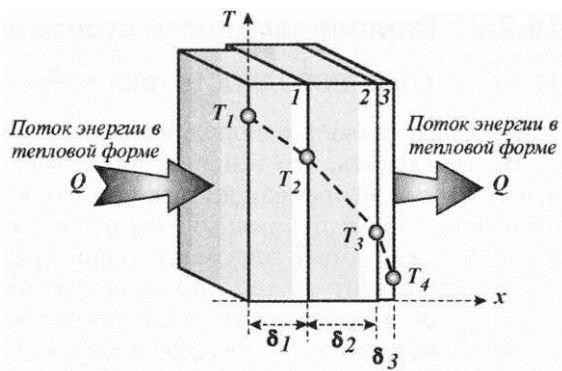
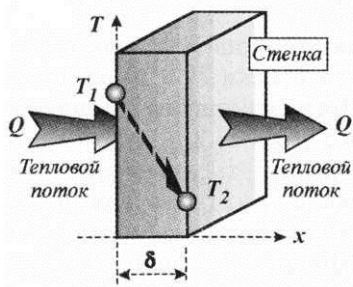
Рассмотрим теперь трехслойную плоскую стенку, приняв условия предыдущего случая, т. е. считая температурное поле стационарным и одномерным (рис. 14.3).

Так как рассматривается стационарное температурное поле, плотность теплового потока  $\Phi$ , проходящего через каждый слой стенки, одинакова. Если температурное поле стационарно, сколько энергии в тепловой форме подводится к стенке, столько же ее отводится от стенки. Тепловой поток на входе равен тепловому потоку на выходе, следовательно, можно записать, что

$$\Phi_1 = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2); \quad \Phi_2 = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3); \quad \Phi_3 = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4).$$

Учитывая, что  $\Phi_1 = \Phi_2 = \Phi_3 = \Phi$  на основании выражения (14.4) можно записать

$$\varphi = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3) = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4).$$



**Рис. 14.2.** К расчету передачи тепловой энергии через плоскую стенку

**Рис. 14.3.** К расчету теплопроводности трехслойной плоской стенки

Так как  $5\lambda = R$ , то последнее выражение можно записать в виде

$$\varphi = \frac{1}{R_1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{R_1} (T_2 - T_3) = \frac{1}{R_1} (T_3 - T_4).$$

Это выражение представим в виде системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{1}{R_1} (T_1 - T_2); \\ \varphi &= \frac{1}{R_2} (T_2 - T_3); \\ \varphi &= \frac{1}{R_3} (T_3 - T_4) \end{aligned} \right\}.$$

Из этих уравнений можно определить изменение температуры в каждом слое:

$$\left. \begin{aligned} \varphi \cdot R_1 &= (T_1 - T_2); \\ \varphi \cdot R_2 &= (T_2 - T_3); \\ \varphi \cdot R_3 &= (T_3 - T_4) \end{aligned} \right\}$$

Складывая левые и правые части этих равенств, получим полный температурный напор, состоящий из суммы изменений температуры в каждом слое:

$$\begin{aligned} \varphi R_1 + \varphi R_2 + \varphi R_3 &= (T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4), \\ \varphi (R_1 + R_2 + R_3) &= T_1 - T_4. \end{aligned}$$

Отсюда получаем

$$\varphi = \frac{T_1 - T_4}{R_1 + R_2 + R_3} = \left( \frac{\lambda_1}{\delta_1} + \frac{\lambda_2}{\delta_2} + \frac{\lambda_3}{\delta_3} \right) (T_1 - T_4).$$

(14.9)

Из уравнения (14.9) следует, что общее термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме термических сопротивлений каждого слоя:

$$R = R_1 + R_2 + R_3.$$

Для стенки, состоящей из  $n$  слоев, формула (14.9) примет вид

$$\varphi = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\delta_i} (T_1 - T_{n+1}), \quad \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{М}^2} \right].$$

(14.10)

Подставляя зависимость (14.10) в зависимости (14.3) и (14.4), определяют величину теплового потока и все количество переданной на микроуровне энергии:

### **Теплопроводность цилиндрической стенки**

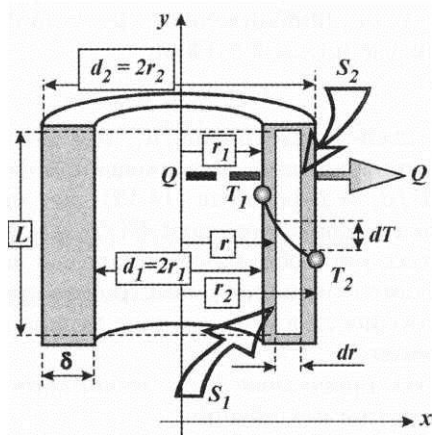
Передача теплоты через цилиндрическую стенку имеет большое практическое значение, так как многие теплотехнические агрегаты (теплообменные аппараты, гильзы цилиндров двигателей внутреннего сгорания и другие) имеют элементы в виде цилиндрических труб. Передача теплоты теплопроводностью в цилиндрической стенке происходит по тем же законам, что и в плоской стенке. Различие заключается лишь в том, что плоская стенка имеет поверхности одинаковые по площади, а у цилиндрической площадь

внутренней поверхности всегда меньше наружной.

Рассмотрим цилиндр длиной  $L$  (рис. 14.4). Внутренняя и внешняя площади поверхностей цилиндра  $S_1$  и  $S_2$  имеют температуры соответственно  $T_1$  и  $T_2$ , причем  $T_1 > T_2$ . Тепловой поток направлен по нормали к поверхности цилиндра (по радиусам ее сечений) изнутри наружу. Внутренний и наружный диаметры равны соответственно  $d_1$  и  $d_2$ . Теплопроводность материала стенки постоянна и равна  $\lambda$ .

Для того чтобы воспользоваться законом Фурье, выделим внутри стенки кольцевой слой радиусом  $r$  и толщиной  $dr$ . Тепловой поток, проходящий

$$\Phi = \varphi S; \quad Q = \varphi S t.$$



**Рис. 14.4.** К расчету теплопроводности цилиндрической стенки через этот слой, равен

$$\Phi = \lambda(-\text{grad}T)L = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi r L, \quad [\text{Вт}],$$

(14.11)

где  $L$  — высота (длина) цилиндра.

Разделив переменные в выражении (14.11), получаем

$$-dT = \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \cdot \frac{dr}{r}.$$

Интегрируя это уравнение в пределах изменения радиуса от  $r_1$  до  $r_2$  и температуры от  $T_1$  до  $T_2$  получим:

$$-\int_{T_1}^{T_2} dT = \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r};$$

$$-(T_2 - T_1) = \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}; \quad T_1 - T_2 = \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Отсюда определяем тепловой поток, прошедший через стенку,

$$\Phi = \frac{2\pi\lambda L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (T_1 - T_2) = \frac{2\pi\lambda L}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1 - T_2), \quad [\text{Вт}].$$

(14.12)

Так как площади внутренней и внешней поверхностей различны, то различными оказываются и соответствующие плотности потока. По этой причине в теплотехнических расчетах тепловой поток относится к единице длины цилиндрической стенки:

$$\varphi_L = \frac{\Phi}{L} = \frac{2\pi\lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{ц.ст}}},$$

(14.13)

где  $\varphi_L$  — линейная плотность теплового потока;  $R_{\text{ц.ст}} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$  — термическое сопротивление цилиндрической стенки,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Определить термическое сопротивление цилиндрической стенки достаточно сложно, поэтому для приближенного расчета его часто определяют по более простой формуле плоской стенки:

$$R = \delta/\lambda.$$

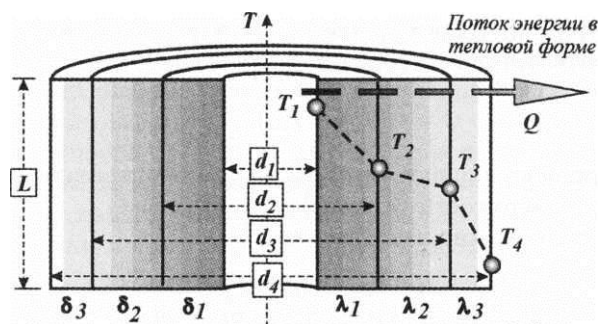
Чем меньше отношение диаметров  $d_2/d_1$ , тем меньше ошибка в вычислении термического сопротивления по упрощенной формуле. Установлено, что при отношении  $d_2/d_1 = 2$  формула (14.13) дает ошибку, равную 4%, а при  $d_2/d_1 = 1.5$  ошибка уменьшается до 1.4%.

Обычно в трубчатых теплообменных аппаратах, в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания отношение диаметров не превышает 1.5, поэтому при расчете теплопроводности в этих случаях можно пользоваться формулами для плоской стенки.

Количество теплоты, прошедшее через цилиндрическую стенку длиной  $L$  за  $t$  секунд, определяется как обычно:

$$Q = \Phi t, \quad [\text{Дж}].$$

(14.14)



**Рис. 14.5.** К определению теплопроводности трехслойной цилиндрической стенки

Для трехслойной цилиндрической стенки (рис. 14.5) на основании выражения (14.13) можно записать:

#### **Конвективный теплообмен. Общие сведения**

Как было отмечено ранее, конвективный теплообмен (или теплоотдача) представляет собой процесс передачи энергии на микроуровне, осуществляемый между какой-нибудь твердой поверхностью и омывающей ее средой (жидкостью или газом). Этот вид теплообмена встречается во всех тепловых машинах и теплообменных аппаратах.

$$\varphi_L = 2\pi\lambda_1 \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad \varphi_L = 2\pi\lambda_2 \frac{(T_2 - T_3)}{\ln \frac{d_3}{d_2}}; \quad \varphi_L = 2\pi\lambda_3 \frac{(T_3 - T_4)}{\ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

Решая эти уравнения относительно разностей температур, а затем, почленно складывая, получим

$$T_1 - T_4 = \frac{\varphi_L}{2\pi} \left( \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right).$$

Отсюда

$$\varphi_L = \frac{2\pi \cdot (T_1 - T_4)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

(14.15)

(14.16)

Обобщая формулу (14.15) на n-слойную стенку, найдем

$$\varphi_L = \frac{2\pi \cdot (T_1 - T_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}},$$

где  $z$  — порядковый номер слоя.

Дальнейшее определение величин  $\Phi$  и  $Q$  не представляет сложности.

Изучают и рассчитывают конвективный теплообмен на основе закона Ньютона. В соответствии с этим законом

Из равенства (14.20) видно, что коэффициент теплоотдачи показывает, какое количество теплоты передается средой единице площади твердой поверхности в единицу времени при разнице температур среды и стенки в один градус.

Величина коэффициента теплоотдачи зависит от большого числа факторов, определяющих интенсивность конвективного теплообмена. Эти факторы условно можно разделить на следующие основные группы:

*1. Зависящие от природы возникновения движения среды относительно твердой поверхности.*

В зависимости от причины, вызывающей движение среды, различают два вида движения — *свободное* и *вынужденное*.

Свободное движение, называемое иначе естественной конвекцией, вызывается подъемной силой, обусловленной разностью плотностей холодных и нагретых частиц среды. Интенсивность свободного движения зависит от природы жидкости или газа, разности температур между отдельными частицами среды и объема пространства, в котором протекает процесс.

Вынужденное движение среды, обуславливающее вынужденную конвекцию, вызывается работой внешних агрегатов (насосов, вентиляторов и тому подобных). Движущая сила при этом виде движения возникает вследствие разности давлений, устанавливающихся на входе и выходе из канала, по которому перемещается среда.

*2. Зависящие от режима движения жидкости.*

Движение жидкости может иметь *ламинарный* (от латинского слова *lamina* — полоска, слой) или *турбулентный* (от латинского слова *turbulentus* — бурный, беспорядочный) характер. В первом случае частицы движущейся среды в форме отдельных не смешивающихся струй следуют очертаниям канала или стенки.

Турбулентный режим движения характеризуется непостоянством скорости движения частиц среды в рассматриваемой точке пространства.

### 3. Зависящие от физических свойств среды.

На интенсивность процесса теплоотдачи непосредственно влияют следующие физические параметры среды: теплопроводность, удельная теплоем-

$$\varphi = \alpha(T_{\text{ср}} - T_{\text{ст}}) \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right],$$

(14.17)

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;  $T_{\text{ср}}$ ,  $T_{\text{ст}}$  — температура среды и температура твердой поверхности (стенки). Соответственно, можно записать, что

$$\Phi = \alpha \cdot (T_{\text{ср}} - T_{\text{ст}}) \cdot S, \quad [\text{Вт}],$$

$$Q = \alpha \cdot (T_{\text{ср}} - T_{\text{ст}}) \cdot St, \quad [\text{Дж}].$$

(14.18)

(14.19)

Решив уравнение (14.17) относительно коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , получим

$$\alpha = \frac{\varphi}{T_{\text{ср}} - T_{\text{ст}}}, \quad \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град}} \right].$$

(14.20)

кость, плотность, вязкость и температуропроводность (характеризующая скорость выравнивания температуры в различных точках тела).

4- *Зависящие от формы, размеров и состояния поверхности, омываемой жидкостью или газом.*

Обычно поверхности имеют форму плит или труб, которые могут располагаться вертикально, горизонтально или наклонно. Каждая из этих форм поверхности создает специфические условия для теплообмена между поверхностью стенки и средой. Для процесса теплоотдачи важно, перемещается ли среда внутри замкнутого пространства или твердая поверхность со всех сторон омывается средой. Большое значение имеет также состояние поверхности, оцениваемое ее шероховатостью.

### **Определение численного значения коэффициента теплоотдачи**

Из рассмотрения факторов, влияющих на процесс теплоотдачи, видно, насколько зависима величина коэффициента теплоотдачи от конкретных условий протекания

процесса. Это приводит к тому, что наиболее точно значение  $a$  можно определить только опытным путем, что представляет собой нелегкую задачу, особенно для сложных и громоздких тепловых устройств.

В настоящее время опытное определение коэффициента теплоотдачи производится, как правило, не на самих образцах тепловых устройств, а на их упрощенных моделях, более удобных для экспериментирования. Результаты опытов, проведенных на моделях, обобщают, используя теорию подобия (метод обобщенных переменных).

Теория подобия позволяет выяснить, когда можно перенести результаты экспериментов, полученные на конкретной установке, на другие аналогичные установки, т. е. установить условия подобия процессов. Метод подобия применим тогда, когда известно математическое описание процесса. Путем деления всех переменных (независимых и зависимых), отражающих особенности изучаемого процесса, на некоторые характерные для них значения («масштабы») осуществляется переход к безразмерным величинам. В результате математическое описание приводится к безразмерному виду. При этом «масштабы», а также физические константы, входящие в задачу, объединяются в безразмерные комплексы, называемые числами или критериями подобия. Обычно принято обозначать критерии подобия двумя первыми буквами фамилий исследователей, которые внесли заметный вклад в теорию гидродинамики и теплоотдачи.

Наиболее важными и часто употребляемыми являются следующие критерии подобия:

- критерий Нуссельта:

который характеризует теплообмен на границе между жидкой средой и поверхностью твердого тела. Чем интенсивнее происходит конвек-

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda},$$

(14.21)

тивный теплообмен, тем больше число  $Nu$  и тем больше коэффициент теплоотдачи  $a$ .

- критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}, \quad (14.22)$$

характеризующий соотношение сил инерции и вязкостных сил в жидкой среде.

- критерий Пекле:

$Pe = \frac{w \cdot l}{\alpha}$



характеризующий отношение скоростей распространения энергии в форме теплоты конвекцией и теплопроводностью. Чем больше критерий  $Pe$ , тем выше доля теплоты, переносимой в жидкой среде за счет конвекции по сравнению с переносом за счет теплопроводности.

- критерий Эйлера:

$$Eu = \frac{\rho \cdot u^2}{\rho \cdot g \cdot l}, \quad (14.24)$$

$\rho$  - и

характеризующий соотношение сил давления и сил инерции в жидкой среде и являющийся критерием, оценивающим гидравлическое сопротивление. На практике он используется при определении гидравлических сопротивлений каналов различной конфигурации. В этом случае  $\Delta p$  представляет собой перепад давлений на рассматриваемом участке канала.

- критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot (T_{ж} - T_{ст}) \cdot l}{\nu^2}$$

(14.25)

который характеризует соотношение подъемных сил, возникающих в жидкой среде вследствие разности плотностей, и вязкостных сил.

- критерий Прандтля:

$$Pr = \frac{g \cdot \rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda}$$

(14.26)

который характеризует физические свойства жидкости.

В формулах (14.21)–(14.26) обозначено:  $u$  — скорость движения жидкости;  $l$  — характерный линейный размер (например, диаметр  $d$  в случае трубы);  $\rho$  — плотность жидкости;  $c_p$  — истинная массовая теплоемкость жидкости при постоянном давлении;  $\nu$  — кинематическая вязкость жидкости;  $T_{ж}$ ,  $T_{ст}$  — температуры жидкости и стенки;  $\beta_m$  — истинный температурный коэффициент объемного расширения;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности жидкости;  $\Delta p$  — перепад давления в жидкости;  $g$  — ускорение свободного падения.

Набор чисел подобия, полученный в результате соответствующих преобразований математических уравнений, описывающих рассматриваемый процесс, включает в себя зависимые критерии (в них входят искомые, определяемые переменные задачи) и независимые (включающие аргументы, определяющие переменные задачи). Соответственно и критерии называют определяемыми и определяющими.

Связь между определяемыми и определяющими критериями подобия устанавливают экспериментально в виде зависимостей, которые называются *критериальными* уравнениями.

При решении теплотехнических задач искомой величиной является коэффициент теплоотдачи, поэтому критериальные уравнения в качестве определяемого критерия содержат критерий Нуссельта.

Для случаев свободного движения жидкой среды определение среднего значения коэффициента теплоотдачи по всей нагреваемой (или охлаждаемой) поверхности (например, для наружных поверхностей труб) можно определить по формулам:

- при  $(O_{ж} \cdot Pr_{ж}) - 10^{-3} \dots 10^2$
- при  $(C_{Г_{ж}} \cdot Pr_{ж}) - 5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$
- при  $(O_{ж} \cdot Pr_{ж}) > 2 \cdot 10^7$

Подставляя в уравнения (14.27)-(14.29) значения определяющих критериев и решая эти уравнения относительно  $a$ , соответственно получим:

- при  $(O_{ж} \cdot Pr_{ж}) - 1(\Gamma^3 \dots 10^2$
- при  $(C_{Г_{ж}} \cdot Pr_{ж}) - 5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$
- при  $(C_{Г_{ж}} \cdot Pr_{ж}) > 2 \cdot 10^7$

Для определения  $a$  в ограниченном пространстве (например, внутри трубы) при свободном движении жидкости в формулы, приведенные выше, вместо  $A$  следует подставлять так называемый *эквивалентный* коэффициент теплопроводности, который можно определить из зависимостей:

- при  $(C_{Г_{ж}} \cdot Pr_{ж}) - 10^3 \dots 10^6$   

$$\lambda_{\text{экв}} = 0.105\lambda \cdot (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.33};$$

(14.33)

(14.32)

$$\alpha = 0.135(\beta \cdot g \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{3}}} (\Delta T)^{\frac{1}{3}}.$$

$$\alpha = 0.54(\beta \cdot g \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{\Delta T}{l}\right)^{\frac{1}{4}};$$

$$\alpha = 1.18(\beta \cdot g \cdot Pr)^{\frac{1}{8}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{4}}} \left(\frac{\Delta T}{l^5}\right)^{\frac{1}{8}};$$

$$Nu = 0.135(Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.33}.$$

$$Nu = 0.54(Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.25};$$

$$Nu = 1.18(Cr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.125};$$

(14.27)

(14.28)

(14.29)

(14.30)

(14.31)

• при  $(C_{гж} \cdot Pr_{ж}) - 10^6 \dots 10^{10}$

$$\lambda_{эКВ} = 0.4\lambda \cdot (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.2}. \quad (14.34)$$

Приведенные пределы величины  $(C_{гж} \cdot Pr_{ж})$  охватывают практически все случаи, встречающиеся в природе. При вынужденном движении жидкости критериальные уравнения имеют другой вид.

Так, при ламинарном движении теплоносителя внутри трубы можно использовать зависимость

$$Nu = 0.17Re_{ж}^{0.33} Pr_{ж}^{0.33} Gr_{ж}^{0.1} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}. \quad (14.35)$$

При турбулентном движении жидкости внутри трубы

$$Nu = 0.21Re_{ж}^{0.8} Pr_{ж}^{0.43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}. \quad (14.36)$$

При поперечном обтекании одиночной трубы

$$Nu = 0.59Re_{ж}^{0.47} Pr_{ж}^{0.38} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}, \quad [Re = 10 \dots 10^3] \quad (14.37) \text{ и}$$

$$Nu = 0.21Re_{ж}^{0.62} Pr_{ж}^{0.38} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}, \quad [Re = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5]. \quad (14.38)$$

При поперечном обтекании пучка труб (в случае коридорного их расположения)

$$Nu = 0.23Re_{ж}^{0.65} Pr_{ж}^{0.33} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}. \quad (14.39)$$

В случае шахматного расположения

$$Nu = 0.41Re_{ж}^{0.6} Pr_{ж}^{0.33} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}. \quad (14.40)$$

Формулы (14.39), (14.40) справедливы для  $Re = 6 \cdot 10^2 \dots 1.3 \cdot 10^5$ .

В справочной литературе можно найти критериальные уравнения для самых различных случаев теплообмена, встречающихся в практике.

В ряде случаев определение величины коэффициента теплоотдачи производят по чисто эмпирическим формулам. Так, для расчета конвективного теплообмена в цилиндре поршневого ДВС величину коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к стенкам камеры сгорания обычно определяют из формулы Эйхельберга

$$\alpha = 2.1 \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{p_r T_r},$$

где  $c_m$  — средняя скорость движения поршня, м/с;  $p_r$  — текущее давление газов в цилиндре, бар;  $T_r$  — текущая температура газов в цилиндре, К.

Порядок величины  $a$  [Вт/(м<sup>2</sup>-К)] для некоторых условий конвективного теплообмена лежит в пределах:

• для газов:

– при естественной конвекции	1.
– при вынужденной конвекции	...40
при движении по трубам	12...
или между ними	120

• для воды:

– при естественной конвекции	–
– при вынужденной конвекции	10... 1100
при движении по трубам	500... 11000
при кипении	2200...
– для конденсирующегося	11000
водяного пара	4500...
	22000

### Теплообмен излучением

#### Общие понятия

Излучение энергии присуще всем телам и количественно определяется физическими свойствами и температурой тела, так как его нагревание является причиной внутриатомных возмущений, сопровождающихся излучением. Носителем лучистой энергии являются электромагнитные колебания с волнами разной длины. Установлено несколько характерных диапазонов длин волн (табл. 14.1).

С точки зрения теплообмена интерес представляют такие электромагнитные колебания, энергия которых поглощается телами и проявляется затем в форме внутренней энергии. В наибольшей мере такими свойствами обладают световые и, главным образом, инфракрасные лучи. Энергия электромагнитных колебаний других длин волн телами практически не поглощается. Таким образом, под тепловым излучением подразумевают энергию, отдаваемую и поглощаемую телами в диапазоне длин волн 0.4...400 мк.

Таблица 14.1

## Длины волн, характерные для некоторых видов излучения

Наименование излучения	Длина волны
Космические и гамма-лучи	0.1... 10 А
Рентгеновские лучи	10...200 А
Ультрафиолетовые лучи	200 А...0.4 мк
Видимые (световые) лучи	мк
Инфракрасные (тепловые) лучи	0.4...0.8 мк 0.4...800 мк

Каждое тело излучает энергию непрерывно, независимо от свойств и состояния окружающих тел и среды, даже и в случае, когда температура последних совпадает с температурой тела. При попадании на другие тела эта энергия частично проходит через тела, частично поглощается ими.

Пусть из всего количества энергии  $Q$ , падающей на тело (рис. 14.6), часть  $Q_A$  поглощается,  $Q_R$  — отражается, а  $Q_D$  — проходит сквозь тело:

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D.$$

Разделив равенство на  $Q$ , получим

$$\frac{Q}{Q} = \frac{Q_A + Q_R + Q_D}{Q}.$$

Обозначив  $\frac{Q_A}{Q} = A$ ,  $\frac{Q_R}{Q} = R$ ,  $\frac{Q_D}{Q} = D$ , получим

$$\frac{Q_A}{Q} = A, \quad \frac{Q_R}{Q} = R, \quad \frac{Q_D}{Q} = D,$$

$$A + R + D = 1. \quad (14.41)$$

Очевидно, что отношение  $Q_A/Q$  представляет часть лучистой энергии  $Q$ , поглощенную телом,  $Q_R/Q$  — часть, отраженную им, и  $Q_D/Q$  — часть, прошедшую сквозь тело. Величины  $A$ ,  $R$ ,  $D$  характеризуют соответственно поглощательную, отражательную и пропускательную способность тела и называются коэффициентами поглощения, отражения и пропускания.

Если  $A = 1$ ,  $R = D = 0$ , то вся энергия поглощается телом, и его называют *абсолютно черным*.

Если  $R = 1$ ,  $A = D = 0$ , то вся энергия отражается телом и тело называют *абсолютно белым* (если поверхность шероховатая и отраженная энергия рассеивается по различным направлениям) или *зеркальным* (если поверхность полированная и отражение

происходит точно под тем же углом, под которым падал на поверхность поток лучистой энергии  $Q$  (рис. 14.6).

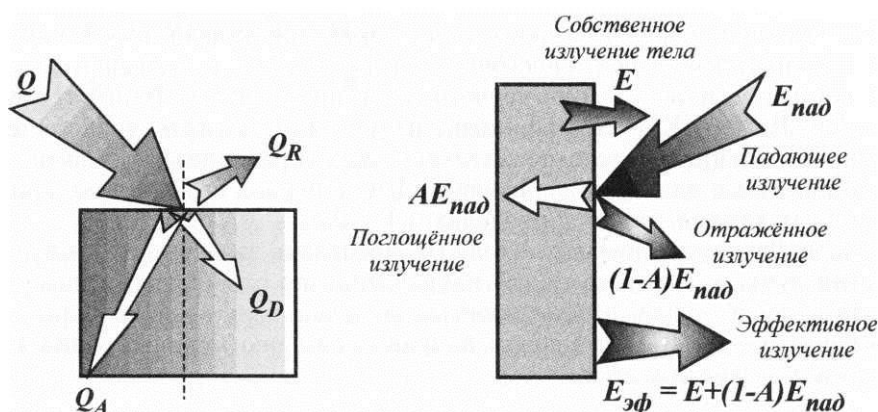
Если  $D = 1, A = R = 0$ , то вся энергия проходит сквозь тело и его называют *абсолютно прозрачным*.

Абсолютно черных, белых (зеркальных) и прозрачных тел в природе не существует. Тем не менее, известно немало тел, которые по своим свойствам весьма близки к этим абсолютным категориям.

Коэффициенты  $A, R, D$  зависят от природы тела, его температуры и длины волны падающего излучения. Так, сухой воздух для тепловых лучей практически прозрачен. Кварц прозрачен для тепловых, световых и инфракрасных лучей с длиной волны до 4 мк; оконное стекло практически пропускает только световые лучи и непрозрачно для ультрафиолетового и части инфракрасного излучений; то же можно сказать и о многих жидкостях.

Твердые тела и жидкости непрозрачны ( $D = 0$ ); для них  $A + R = 1$ . Отсюда следует, что если тело хорошо поглощает тепловое излучение, то оно плохо отражает его и наоборот.

Отражательные свойства вещества определяются не столько цветом, сколько состоянием поверхности тела. Так, белая поверхность хорошо



**Рис. 14.6.** Распределение лучистой энергии, падающей на тело

падающей на тело

отражает лишь световые лучи, а инфракрасные поглощает так же, как и темная; в то же время полировка поверхности позволяет существенно повысить коэффициент отражения лучистой энергии (у полированного металла, например,  $R \sim 0.9$ ). Шероховатая поверхность, покрытая сажей, наоборот, имеет коэффициент отражения энергии  $R$  &

0.05... 0.1, т. е. близка к свойствам абсолютно черного тела. Реальные тела характеризуются значениями коэффициентов  $A, R, D$  в пределах

$$0 \leq (A, R, D) \leq 1$$

и их принято называть *серыми*.

Количество энергии, излучаемое с единицы поверхности собственно телом за единицу времени, называют *излучательной способностью* тела

Общая энергия, излучаемая телом, состоит из двух составляющих: собственного излучения  $E$  и отраженной лучистой энергии  $E_R$  (рис. 14.7). Сумма  $E + E_R$  носит название эффективного излучения:

$$E_{\text{эф}} = E + E_R = E + RE_{\text{пад}} = E + (1 - A)E_{\text{пад}}, \quad (14.43)$$

где  $R, A$  — коэффициенты соответственно отражения и поглощения для облучаемого тела.

### Основные законы теплового излучения

*Закон Стефана—Больцмана.* По закону Стефана—Больцмана лучеиспускательная способность тела ( $A_{\text{ш}}$ ) пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры:

$$E = \frac{Q}{St}, \quad \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right].$$

(14.44)

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4, \quad \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right],$$

(14.42)

### Основы теории теплообмена

где  $\varepsilon$  — степень черноты серого тела, характеризующая собой отношение лучеиспускательной способности серого тела к лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре  $T$ ;  $C_0 = 5.67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  - коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Значения  $\varepsilon$  приводятся в теплотехнических справочниках. Степень черноты пламени в цилиндре поршневых ДВС в период сгорания по данным различных авторов лежит в пределах 0.4... 0.8.

*Закон Ламберта* дает возможность определить зависимость изменения энергии лучистого потока от его направления по отношению к поверхности тела. Наибольшей интенсивностью обладает излучение по нормали к поверхности —  $E_n$ . По остальным направлениям оно меньше, равно и выражается зависимостью:

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi, \quad (14.45)$$

где  $\varphi$  — угол между направлением излучения и нормалью (рис. 14.8).

Количество энергии  $E_{\text{н}}$  излучаемое по направлению нормали, в  $\pi$  раз меньше излучательной способности тела, т. е.

$$E_{\text{н}} = \frac{E}{\pi}. \quad (14.46)$$

Закон Вина дает зависимость между длиной волны, соответствующей максимальному излучению ( $A_{\text{в}}$ ), и абсолютной температурой тела:

$$A_{\text{в}} = . \quad (14.47)$$

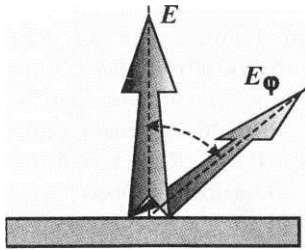


Рис. 14.8. К выводу закона Ламберта

### Лучистый теплообмен между телами

Расчет теплообмена между двумя телами выполняют по уравнению

$$Q_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{н}} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot S_2, \quad (14.48)$$

где  $Q_{\text{л}}$  — лучистый тепловой поток;  $\varepsilon_{\text{н}}$  приведенная степень черноты системы.

Приведенная степень черноты системы определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{н}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \quad (14.49)$$

где  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  — степень черноты 1-го и 2-го тела;  $S_1, S_2$  — поверхность теплообмена 1-го и 2-го тела.

Формулы (14.48) и (14.49) применимы к телам любой формы (лишь бы меньшее из них было выпуклым).

Эти же уравнения используются для определения потери теплоты в окружающую среду, при этом  $S_1 \rightarrow \infty, S_1/S_2 = 0$  и  $\varepsilon_{\text{н}} = \varepsilon_1$ .

### Теплопередача

#### Общие сведения

Как отмечалось ранее, передача энергии на микроуровне (в форме теплоты) только одним из рассмотренных выше способов (теплопроводностью, конвекцией или тепловым излучением) в реальных условиях происходит крайне редко. Обычно теплообмен осуществляется по всем трем механизмам переноса энергии одновременно. Тем не менее, значимость отдельных механизмов энергообмена в различных конкретных случаях различна.

Так,



при рассмотрении ряда инженерных задач можно не учитывать лучистую энергию по причине ее пренебрежимо малой доли в процессе энергообмена. С другой стороны, при исследовании теплообмена между телами в космическом пространстве можно пренебречь конвективной составляющей.

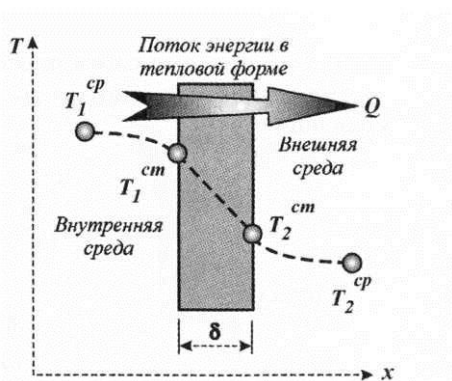
В тепловых машинах очень часто приходится иметь дело с теплообменом, происходящим за счет теплопроводности и конвекции. Именно так происходит понижение температуры охлаждающей жидкости или масла в радиаторах. Подобные случаи, представляющие собой переход энергии на микроуровне (в форме теплоты) от одной среды к другой через разделяющую их твердую стенку, в теплотехнике принято называть теплопередачей.

### Теплопередача через плоскую стенку

Пусть имеется однородная плоская однослойная стенка толщиной  $\delta$  с коэффициентом теплопроводности материала  $\lambda$  и температурами разделяемых этой стенкой сред  $T_1^{cp}$  и  $T_2^{cp}$ , причем  $T_1^{cp} > T_2^{cp}$  (рис. 14.9). Теплопередача к стенке и от нее характеризуется коэффициентами теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Если принять, что  $\lambda = \text{const}$ , и рассматривать одномерную задачу (температура системы изменяется только в направлении координаты  $x$ ), то при установившемся тепловом состоянии вся теплота, передаваемая от первой (внутренней) среды к стенке, проходит через нее и отдается во вторую (внешнюю) среду.

Рис. 14.9. К расчету теплопередачи через плоскую стенку



Так как режим энергообмена установившийся, то

$$\varphi = \alpha_1(T_1^{cp} - T_1^{ст}) \quad [\text{от первой среды к стенке}];$$

$$\varphi = \frac{\lambda}{\delta}(T_1^{ст} - T_2^{ст}) \quad [\text{через стенку}]; \quad \varphi = \alpha_2(T_2^{ст} - T_2^{cp}) \quad [\text{от стенки во вторую}$$

среду]. Из приведенных выше уравнений находим:

$$T_1^{cp} - T_1^{ст} = \frac{\varphi}{\alpha_1}; \quad T_1^{ст} - T_2^{ст} = \varphi \frac{\delta}{\lambda}; \quad T_2^{ст} - T_2^{cp} = \frac{\varphi}{\alpha_2}.$$

После суммирования левых и правых частей этих равенств получим

$$T_1^{cp} - T_2^{cp} = \varphi \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right).$$

Из последнего равенства имеем

$$\varphi = \frac{T_1^{cp} - T_2^{cp}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

или

$$\varphi = k(T_1^{cp} - T_2^{cp}), \quad \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right], \quad (14.40)$$

где  $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> • К).

Коэффициент теплопередачи показывает, какое количество теплоты передается от одной среды к другой через стенку площадью 1 м<sup>2</sup> при разнице температур сред в один градус. Обратная величина

$$\frac{1}{k} = R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

называется *термическим сопротивлением* теплопередачи.

Для многослойной плоской стенки коэффициент теплопередачи будет определяться по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (14.41)$$

где  $n$  — количество слоев плоской стенки.

Поверхностная плотность теплового потока может быть найдена по уравнению

$$\varphi = \frac{T_1^{cp} - T_2^{cp}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right]. \quad (14.42)$$

Очевидно, что

$$\begin{aligned} \Phi &= \varphi \cdot S, \quad [\text{Вт}]; \\ Q &= \Phi \cdot t, \quad [\text{Дж}]. \end{aligned}$$

### Теплопередача через цилиндрическую стенку

Пусть имеется труба с внутренним диаметром  $d_1$  и внешним  $d_2$  (рис. 14.10). Стенка трубы однородна с коэффициентом теплопроводности  $\Lambda$ . Внутри трубы находится горячая среда с температурой  $T_1^p$ , а снаружи — холодная с температурой  $T_2^p$ ; коэффициенты теплоотдачи равны соответственно  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Рассмотрим одномерную задачу (температура в системе изменяется только в направлении радиуса  $r$ ) и определим линейную плотность (на 1 метр длины трубы) теплового потока.

При стационарном режиме вся теплота, отданная горячей средой стенке, проходит через нее и отдается холодной среде. В этом случае для одного погонного метра трубы будем иметь:

$$\begin{aligned}\varphi_L &= \pi \cdot d_1 \alpha_1 \cdot (T_1^{cp} - T_1^{ct}); \\ \varphi_L &= 2\pi \cdot d_1 \frac{\lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1^{ct} - T_2^{ct}); \\ \varphi_L &= \pi \cdot d_2 \cdot \alpha_{21} \cdot (T_2^{ct} - T_1^{cp}).\end{aligned}$$

Далее с помощью тех же операций, что и для плоской стенки, получим величину линейной плотности теплового потока

$$\varphi_L = \frac{\pi \cdot (T_1^{cp} - T_2^{cp})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \right], \quad (14.43)$$

или

$$\varphi_L = k_L \pi (T_1^{cp} - T_2^{cp}), \quad (14.44)$$

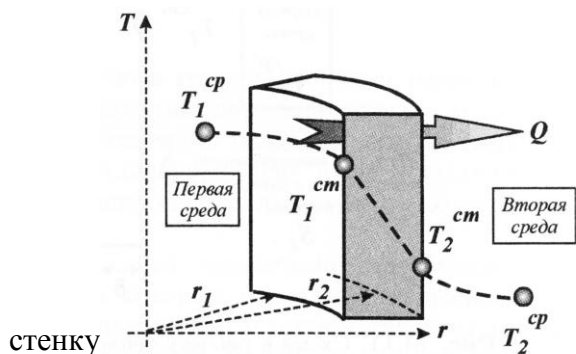
где  $k$  — линейный коэффициент теплопередачи (на 1 метр длины трубы), который определяется по формуле

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right]. \quad (14.45)$$

Линейное термическое сопротивление теплопередачи выразится формулой

$$\frac{1}{k_L} = R_1 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}, \left[ \frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right].$$

**Рис. 14.10.** К расчету теплопередачи через цилиндрическую



Для многослойной стенки будем иметь

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad \text{м К}^{-1}$$

Линейная плотность теплового потока определяется по уравнению  
 — (14.46)

$$\varphi_L = \frac{\pi \cdot (T_1^{cp} - T_2^{cp})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad \text{м Дж}$$

Очевидно, что

$$\begin{aligned} \Phi &= \varphi_L \cdot L, \quad [\text{Вт}]; \\ Q &= \Phi \cdot t, \quad [\text{Дж}]. \end{aligned}$$

### Теплопередача через оребренную стенку

Рассмотрим плоскую стенку толщиной  $\delta$ , снабженную с одной стороны ребрами из того же материала (рис. 14.11). Стенка гладкой стороной поверхности, имеющей площадь  $S_1$  контактирует с горячей средой, имеющей температуру  $T_1^{cp}$  (одинаковую по всей поверхности). Оребренная поверхность имеет площадь  $S_2$  и контактирует с холодной средой, имеющей температуру  $T_2^{cp}$ . Коэффициенты теплоотдачи равны соответственно  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Полагая  $L = idem$  и считая тепловой поток, проходящий через стенку, стационарным, можно описать его тремя уравнениями:

$$\begin{aligned} \Phi &= \alpha_1 S_1 (T_1^{cp} - T_1^{ст}); \\ \Phi &= \frac{\lambda}{\delta} S_1 (T_1^{ст} - T_2^{ст}); \\ \Phi &= \alpha_2 S_2 (T_2^{ст} - T_2^{cp}). \end{aligned}$$

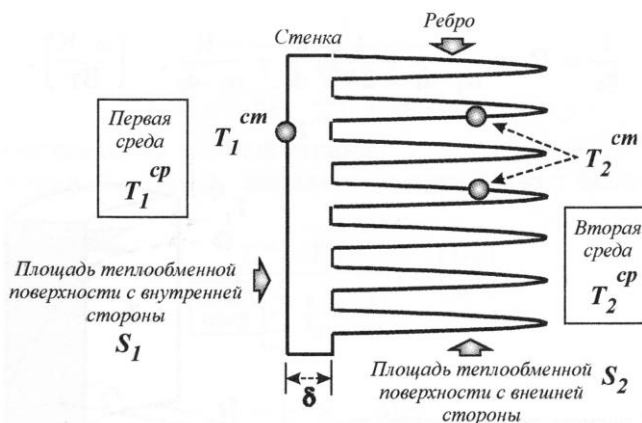


Рис. 14.11. Схема к расчету теплопередачи через оребренную стенку

Пользуясь той же методикой, что и выше, находим  
 (14.47)

$$\Phi = \frac{T_1^{\text{ср}} - T_2^{\text{ср}}}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda S_1} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}}, \quad [\text{Вт}]$$

или

$$\Phi = k_p (T_1^{\text{ср}} - T_2^{\text{ср}}), \quad (14.48)$$

где  $k_p$  — коэффициент теплопередачи для оребренной стенки.

Очевидно, что

$$Q = \Phi t, \quad [\text{Дж}].$$

Из формулы (14.47) следует, чем больше  $S_2$  по сравнению с  $S_1$ , тем интенсивнее теплопередача. Отношение  $S_2/S_1$  называется *коэффициентом оребрения*.

### **Основы теплового расчета теплообменных аппаратов**

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называют технические устройства, в которых осуществляется процесс передачи энергии в форме теплоты от одной среды (жидкости, газа) к другой среде (жидкости, газу). Среда, обменивающаяся энергией, принято называть «теплоносителями», хотя следует четко понимать условность этого термина, так как теплота в теле содержаться не может.

Процесс подвода или отвода энергии в форме теплоты по отношению к одному из теплоносителей может преследовать различные технологические цели: нагревание (охлаждение) жидкости или газа, превращение жидкости в пар, конденсацию пара, выпаривание раствора и другие.

Теплообменные аппараты, используемые на объектах мобильной техники, в основном служат для нагревания или охлаждения жидкостей или газов (радиаторы, предпусковые подогреватели, отопители и тому подобные устройства).

По принципу действия теплообменники разделяют на:

- рекуперативные;
- регенеративные;
- смешительные.

Рекуперативными (от латинского слова *recuperatio* — получение вновь) называют теплообменные аппараты, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через разделяющую их твердую стенку. К ним относятся различные радиаторы: водо- и масловоздушные, водомасляные и другие аналогичные, широко используемые на колесных и гусеничных машинах.

Регенеративными (от латинского слова *regeneratio* — возобновление) называют теплообменные аппараты, в которых горячий теплоноситель в течение некоторого промежутка времени соприкасается с твердым телом (керамической или металлической

насадкой) и отдает ему теплоту; в последующий период с твердым телом соприкасается «холодный» теплоноситель, который и воспринимает теплоту, аккумулированную насадкой. Регенеративные теплообменники применяются в двигателях Стирлинга, в газотурбинных двигателях в качестве теплообменников<sup>1</sup> и других устройствах.

*Смесительными* называют теплообменные аппараты, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется при их непосредственном соприкосновении и сопровождается полным или частичным обменом вещества. Такие аппараты используют, например, для охлаждения или нагревания газа с помощью воды или охлаждения воды воздухом, при кондиционировании воздуха. Характерным примером подобного варианта понижения температуры газа являются охладители наддувочного воздуха испарительного типа в комбинированных ДВС.

Несмотря на разнообразие конструкций и областей применения, в принципе во всех теплообменных аппаратах осуществляется один и тот же процесс — передача энергии в форме теплоты от более нагретого теплоносителя к менее нагретому, поэтому основные положения теплового расчета теплообменников остаются общими.

При подборе теплообменников обычно требуется решить две задачи:

1. Провести *конструктивный* расчет, когда известны параметры теплоносителей (или количество передаваемой теплоты). В этом случае, выбрав предварительно конструкцию теплообменника, определяют величину площади теплообмена.

2. Провести *проверочный* расчет, когда известны поверхность теплообмена, конструкция аппарата и частично параметры теплоносителей на входе в теплообменник. Расчетom находят неизвестные параметры (например, параметры на выходе, расход теплоносителей и другие).

В обоих случаях основными расчетными уравнениями служат:

- уравнение энергетического (теплового) баланса

$$\Phi = G_1 c_1 (T_1' - T_1'') = G_2 c_2 (T_2'' - T_2'). \quad (14.49)$$

- уравнение теплопередачи

$$\Phi = k(T_1 - T_2). \quad (14.50)$$

В уравнениях (14.49) и (14.50) индекс 1 означает, что величина относится к горячей среде, а индекс 2 — к холодной. Температура на входе обозначена одним штрихом, на выходе — двумя. Величина  $G$  — массовый расход.

Формулы (14.48) и (14.50) предполагают, что в любой точке теплообменного аппарата температура теплоносителей не изменяется. На самом деле в теплообменниках горячая среда охлаждается, а холодная нагревается, в связи с чем разница температур

теплоносителей, называемая температурным напором  $\Delta T$ , уменьшается. Изменяется также величина коэффициента теплопередачи. По этой причине уравнение теплопередачи

<sup>1</sup> Используется в силовой установке танка М-1 «Абраме» с газотурбинным двигателем АГТ-1500 для повышения экономичности.

(14.50) можно применить лишь в дифференциальной форме к элементу поверхности  $dS$ .

$$\delta\Phi = k_i \cdot \Delta T_i \cdot dS_i,$$

а общий тепловой поток, прошедший через всю поверхность  $S$ , определяется интегралом

$$\Phi = \int_F k_i \cdot \Delta T_i \cdot dS = k_{cp} \cdot \Delta T_{cp} S,$$

где  $k_{cp}$  — среднее для всей поверхности значение коэффициента теплопередачи, обычно принимаемое в виде  $k = (k_1 + k_2)/2$ ;  $\Delta T_{cp}$  — средний температурный напор.

Если температура вдоль поверхности нагрева изменяется незначительно, используется среднеарифметический температурный напор

$$\Delta T_{cp} = 0.5(\Delta T' - \Delta T''),$$

где  $\Delta T'$  — больший температурный напор;  $\Delta T''$  — меньший температурный напор.

При значительном изменении температуры вдоль поверхности нагрева используют среднелогарифмическое значение температурного напора

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln \frac{\Delta T'}{\Delta T''}}.$$

Для упрощения записей и рассуждений в тепловых расчетах теплообменников часто вводят понятие так называемого *водяного эквивалента* теплоносителя  $W$ . Под ним понимают количество воды, эквивалентное по теплоемкости секунднему расходу рассматриваемого теплоносителя

$$W = c \cdot G, \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{К}} \right].$$

С учетом водяного эквивалента уравнение теплового баланса (14.49) преобразуется к виду

$$W_1(T_1' - T_1'') = W_2(T_2'' - T_2'),$$

откуда

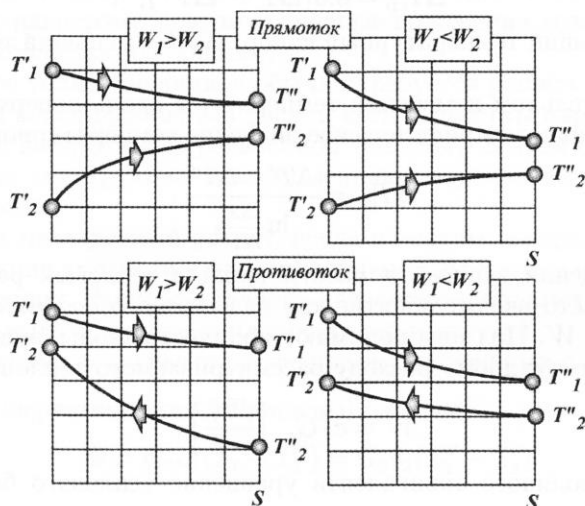
$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'} \quad (14.51)$$

Как видно, отношение водяных эквивалентов теплоносителей обратно пропорционально отношению изменения их температур в теплообменном аппарате.

Характер изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена зависит от схемы их движения и соотношения водяных эквивалентов. Различают три основные схемы движения теплоносителей (рис. 14.12):

- прямоток — оба теплоносителя движутся параллельно и в одном направлении (рис. 14.12, а);

**Рис. 14.12.** Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах



**Рис. 14.13.** Характер изменения температуры теплоносителей

- противоток — теплоносители движутся параллельно, но в противоположном направлении (рис. 11.14, б);

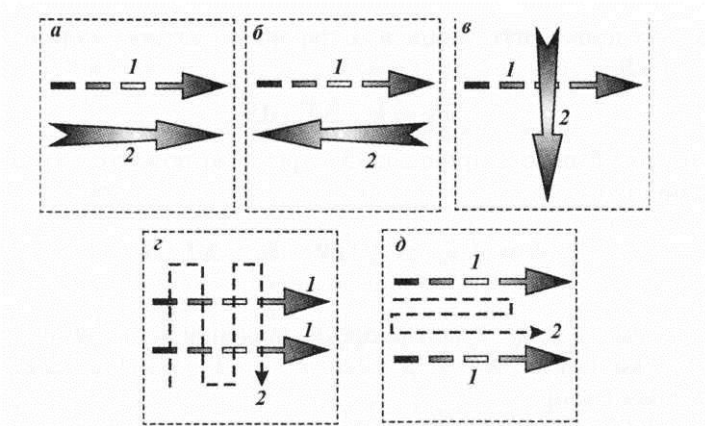
- перекрестный ток (рис. 11.14, в).

Возможны и более сложные схемы, сочетающие в себе различные комбинации элементов простых схем (рис. 14.12, г; 14.12, д).

В зависимости от направления движения теплоносителей (противоток или прямоток) и соотношения  $W_1$  и  $W_2$  получаются четыре характерных пары кривых изменений температуры вдоль поверхности нагрева (рис. 14.13).

Как видно на рис. 14.13, при одной и той же начальной температуре холодного теплоносителя его можно нагреть при противотоке до более высокой температуры, чем при прямотоке (при одной и той же начальной





температуре горячего теплоносителя). Следовательно, теплообменник с противотоком получается компактнее, чем аппарат с прямотоком.

Эффективность теплообменных аппаратов обычно оценивают с помощью коэффициента полезного действия и коэффициента удержания теплоты.

Коэффициент полезного действия теплообменника представляет собой отношение количества энергии, полученной холодным теплоносителем в форме теплоты ( $Q_2$ ) к количеству теплоты, которое горячий теплоноситель мог передать холодному ( $Q_R$ ):

(14.52)

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_R}.$$

Коэффициент удержания теплоты учитывает потери теплоты в окружающую среду. Он представляет собой отношение количества энергии, полученной холодным теплоносителем в форме теплоты, к количеству энергии, отданной в форме теплоты горячим теплоносителем:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (14.53)$$

Так как

$$Q_1 = Q_2 + Q_n,$$

где  $Q_n$  — теплотери в окружающую среду, то выражение (14.53) можно представить в виде

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_2 + Q_n} = \frac{1}{1 + \frac{Q_n}{Q_2}}.$$

Величина  $\varepsilon$  зависит от конструкции теплообменного аппарата и качества тепловой изоляции.

В тех случаях, когда нагревание среды производится с целью получения от нее работы, эффективность теплообменного аппарата следует оценивать с помощью его эксергетического КПД

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_2}{Ex_1}, \quad (14.54)$$

где  $Ex_1$  — количество эксергии, которым обладал горячий теплоноситель на входе в теплообменник;  $Ex_2$  — количество эксергии, полученное холодным теплоносителем от горячего.

## Теплообменные аппараты и системы охлаждения

Теплообменным аппаратом (теплообменником) называется теплотехническое устройство, предназначенное для передачи тепловой энергии от среды с более высокой температурой к среде с более низкой температурой. Рабочие среды, участвующие в передаче теплоты, называются теплоносителями или рабочими телами.

Часто, в схемах функциональная роль теплообменных аппаратов сопряжена с реализацией определенного теплового цикла энергоустановки. Такие теплообменные аппараты называются цикловыми.

Тепловой двигатель, представляет собой механическую конструкцию, в которую органически входят различные системы жизнеобеспечения, например системы смазывания, регулирования, топливная, подогрева, противообледенения, кондиционирования и другие, называемые вспомогательными. Теплообменные аппараты этих систем, такие, как топливоподогреватель, маслоохладитель и другие, называют вспомогательными теплооб-менными аппаратами, хотя для соответствующих систем они играют ключевую роль.

Классификация теплообменных аппаратов по характерным признакам приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Классификация теплообменных аппаратов

Характерные признаки	Теплообменные аппараты поверхностного типа		Теплообменные аппараты смесительного типа
	Регенеративные	Рекуперативные	
Вид теплоносителя	Газ — газ	Газ—газ; газ—жидкость; жидкость — жидкость	Газ — жидкость; пар — жидкость
Схема движения теплоносителей	Прямоток, противоток	Прямоток, противоток, перекрестный ток	Прямоток, противоток, перекрестный ток
Поверхность теплообмена	Сетчатая, пористая, развитая ребристая, насыпная	Гладкотрубная, трубчато-ребристая, пластинчатая, пластинчато-ребристая	Развитые поверхности для большего контакта теплоносителей — волнистые листы, решетки
Компоновка Назначение	Встроенные, выносные Цикловые (регенератор теплоты уходящих газов, тепловой аккумулятор)	Встроенные, выносные Цикловые (регенератор теплоты уходящих газов, промежуточный и концевой охладители), вспомогательные (охладитель аварийного расхолаживания, маслоохладитель, подогреватель, теплофикационный подогреватель)	Выносные Вспомогательные (градирня для охлаждения воды контура промежуточного теплоносителя); конденсатор контактного типа

В теплообменных аппаратах поверхностного типа поверхность теплообмена непосредственно вовлечена в процесс передачи теплоты. Различают рекуперативный и регенеративный типы теплообменников. В рекуперативном теплообменнике поверхность теплообмена служит разделительной стенкой между теплоносителями, обеспечивая герметичность горячего и холодного трактов теплоносителей; при этом на пути теплового

потока она является термическим сопротивлением. Поэтому всегда стремятся свести термическое сопротивление поверхности теплообмена к минимуму. Рекуперативные теплообменники газотурбинных установок чаще работают на двух теплоносителях. В теплообменниках химических технологий и криогенной техники через аппарат одновременно могут проходить и более трех теплоносителей. Тепловой поток через поверхность теплообмена передается конвекцией, излучением и теплопроводностью. В большинстве случаев уровень рабочих температур теплообменников таков, что лучистый тепловой поток оказывается относительно малым.

В регенеративных теплообменниках поверхность теплообмена выполняет роль промежуточного накопителя тепловой энергии, а процесс передачи теплоты от горячего теплоносителя к холодному протекает в две стадии. Сначала поверхность теплообмена контактирует с горячим теплоносителем и аккумулирует полученную тепловую энергию, а затем при контакте с холодным теплоносителем отдает эту энергию, нагревая холодный теплоноситель.

Если в теплообменном аппарате контактного типа процесс теплообмена сопровождается процессом массообмена, аппараты такого типа называют тепло-массообменными. Теплообменник, через который проходят оба основных теплоносителя, относится к теплообменникам прямого действия.

В практике, теплообменный аппарат, предназначенный для регенерации теплоты уходящих после турбины газов, независимо от того, какой его тип (рекуперативный или регенеративный) использован, принято называть регенератором.

От агрегатного состояния и теплофизических свойств теплоносителей зависят их скорость, тип и конструкция поверхности теплообмена, конструкция корпуса, патрубков подвода и отвода теплоносителей, способ компенсации термических расширений корпуса и остова, затраты энергии на циркуляцию теплоносителей.

Движение теплоносителей через теплообменный аппарат может быть осуществлено по схеме параллельного тока (прямоток, противоток, сложный многоходовой параллельный ток), по схеме простого (одноходового), либо по схеме сложного (многоходового) перекрестного тока. По тепловой эффективности более предпочтительна схема противотока, но компоновочное решение теплообменника перекрестного тока в большинстве случаев лучше.

Однако температура остова теплообменника перекрестного тока изменяется не только в продольном, но и в поперечном направлении, что вызывает температурные напряжения в матрице и может служить причиной ее значительной деформации. При большом числе ходов теплоносителей теплообменник перекрестного тока по тепловой

эффективности приближается к противоточному. Прямоточный теплообменник может оказаться лучше аппаратов другого типа в том случае, когда определяющим фактором является температура поверхности теплообмена, что может иметь место в высокотемпературных нагревателях.

Независимо от типа, схемы теплообменного аппарата, конкретного его назначения и объекта применения основные требования к теплообменным аппаратам достаточно универсальны:

- соответствие заданным рабочим характеристикам;
- стабильность рабочих характеристик за весь период эксплуатации;
- соответствие заданному ресурсу работы; простота технического обслуживания;
- компактность, малая масса, низкая стоимость изготовления; ремонтпригодность.

Применительно к конкретному теплообменному аппарату эти требования могут носить противоречивый характер. Поэтому в процессе проектирования стремятся найти лучшее компромиссное решение.

## **Радиаторы**

Теплообменники (радиаторы), используются для рассеяния непосредственно в атмосферный воздух теплоты, образующейся в различных функциональных системах поршневого двигателя и его агрегатов, отводимой теплоносителем, не меняющим своего фазового состояния (антифриз, смазочное масло и т.д.).

Как теплообменники, радиаторы имеют следующие основные особенности, характеризующие их конструкцию и рабочий процесс:

1. По способу действия радиаторы относятся к рекуперативным теплообменникам, где тепло передаётся через разделяющую теплоносители стенку.
2. По направлению потоков теплоносителей радиаторы, как правило, являются теплообменниками перекрестного тока.
3. Для сложного процесса теплопередачи в радиаторах характерными являются: теплопроводность, конвективный теплообмен и, в незначительной мере, лучистый теплообмен.
4. Определяющими краевыми условиями теплопередачи в радиаторах всегда являются условия на стороне атмосферного воздуха.
5. Радиаторы имеют высокую компактность поверхности охлаждения; малые диаметры трубок, малую толщину материалов, сложную форму элементов. Живое сечение с воздушной стороны во много раз больше живого сечения со стороны жидкости.

6. Радиаторы испытывают переменные тепловые нагрузки и скорости движения (расходы) теплоносителей, работая в условиях часто меняющихся параметров воздуха.

7. В сложной цепи передачи тепла: "агрегат – охлаждающая жидкость – радиатор" именно радиатор обычно самое слабое звено, т.к. коэффициент теплоотдачи к воздуху является наименьшим.

Исходя из сформулированных выше особенностей, радиаторы классифицируются :

а) по назначению:

- для систем жидкостного охлаждения двигателей,
- для охлаждения смазочного масла двигателя,
- для охлаждения агрегатов и узлов трансмиссии,
- для охлаждения масла узлов систем двигателя,
- для охлаждения наддувочного воздуха,
- для систем отопления кабин, салонов, кузовов машин;

б) по виду второго теплоносителя:

- радиаторы жидкостные,
- радиаторы масляные,
- радиаторы воздушные (наддувочного воздуха),
- радиаторы комбинированные (охлаждение двух и более не перемешивающихся теплоносителей);

в) по общему конструктивному исполнению:

- по геометрической форме остова (а часто и всего радиатора) — прямоугольные, кольцеобразные, зигзагообразные;
- по характеру взаимодействия остова с каркасными деталями радиатора — неподвижные, роторные (вращающиеся);
- по принципу сборки — с опорными пластинами, беспакетные (секционные), змеевиковые;
- по степени разборности конструкции — неразборные, полуразборные, разборные;
- по используемым материалам — медные (из сплавов), алюминиевые (из сплавов), стальные (иногда из нержавеющей стали), комбинированные (медные трубки и стальные охлаждающие пластины или алюминиевый остов, пластмассовые бачки, стальные опорные пластины).

Часто проводится классификация поверхностей охлаждения радиаторов для удобства построения расчётных схем. Здесь основным классификационным принципом принято считать отнесение условий, при которых происходит рабочий процесс на воздушной (определяющей) стороне радиатора, к условиям внешней или внутренней

задачи. Условия внешней задачи обычно связываются с поперечным обтеканием потоком теплоносителя пучка трубок. Наиболее характерным случаем внутренней задачи является движение потока теплоносителя в трубе или в узком щелевом канале между двумя плоскими пластинами.

Таким образом, рассматриваются два главных класса поверхностей, базирующихся на основных элементах простой геометрической формы: трубчатые и пластинчатые.

В каждом классе комбинированием основных элементов с разнообразными устройствами, интенсифицирующими теплообмен, получают более сложные, но и более эффективные типы поверхностей охлаждения. Вместе с тем стандарт РД 37.001.645-98 накладывает ограничительные условия:

а) трубки имеют соотношение сторон сечения  $a/b = 1 \dots 10$ , а пластины —  $t_{\text{фр}}/d > 10$ , причем длина сечения пластины обычно соответствует глубине остова радиатора, где  $t_{\text{фр}}$  — шаг по фронту,  $d$  — диаметр трубок;

б) трубки несут оребрение по всему наружному периметру, а пластины — только на наружных поверхностях, параллельных основному направлению движения потока воздуха.

### **Алюминиево-паяные теплообменники**

Современный автомобиль достаточно высокого потребительского уровня имеет фактически семь отдельных теплообменных узлов. Эти узлы (рисунок 2.1) обычно проектируют, исходя из специфических требований, предъявляемых к тому или иному транспортному средству, но по назначению они легко классифицируются на следующие категории: теплообменники для охлаждения двигателя и системы привода (радиаторы и маслоохладители), теплообменные устройства для систем управления климатом (нагреватели, испарители, холодильники, конденсоры) и охладители для турбоустройств.

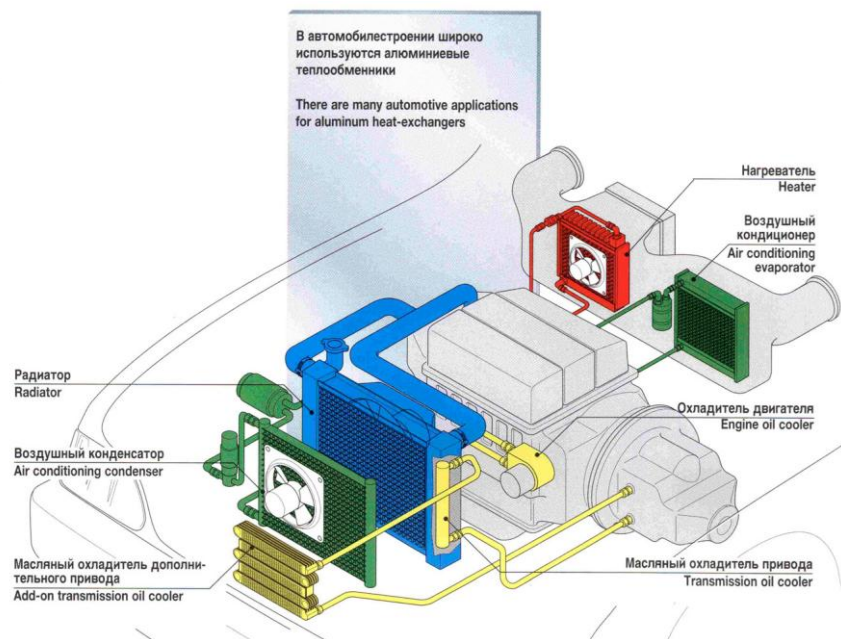


Рисунок 2.1 – Теплообменные агрегаты современного автомобиля

Замена медно-латунных теплообменников на алюминиевые и применение для них пайки весьма продолжительное время сдерживались из-за сомнений в том, что алюминий сможет удовлетворять требованиям, предъявляемым к автомобильным радиаторам в сфере их обслуживания и с точки зрения надёжности к воздействиям окружающей среды. Принятие алюминия произошло не сразу, а на основе большого числа исследований и разработки сплавов и производственных процессов, учета накопленного опыта в Европе и США, где алюминиевые паяные радиаторы имеют более чем двадцатилетний стаж обслуживания.

Технические идеи использования алюминия в решетках радиаторов одними из первых реализованы фирмой Sofica (Франция), а затем активно продолжены европейскими автопроизводителями для массово выпускаемых моделей, таких, например, как Volkswagen Golf/Rabbit. В настоящее время в Европе 90...95% выпускаемых радиаторов — алюминиевые, преимущественно паяные; на автомобилях концерна Ford Motor в 1990 г. их было 70%, в 1993г. — 90%, в 2002 г. — 96%; General Motors в 1980 г. — 5%, в 1995 г. — уже 85%, по данным 2001 г. — 93%.

Алюминиевые теплообменные устройства на основе пайки в контролируемой атмосфере (Controlled Atmosphere Brazing — CAB) отвечают современным мировым требованиям автомобильной промышленности и обладают лучшими техническими характеристиками (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Сравнительные характеристики алюминиевых сборных и паяных теплообменных устройств

Тип конструкции	Аэродинамическое сопротивление	Гидравлическое сопротивление,	Масса, кг	Удельная теплоотдача,
-----------------	--------------------------------	-------------------------------	-----------	-----------------------



	ниес, кг/м <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>		кДж/кг·ч
Сборные	22,0...47,0	0,06...0,102	2,42	33,8
Паяные	11,8...28,0	0,05...0,094	2,00	40,4

Алюминиевая паяная конструкция является самой предпочтительной при производстве теплообменных устройств, таких как радиаторы, конденсаторы, испарители для кондиционеров и др. Хорошая сопротивляемость коррозии, высокая деформируемость, высокая термическая проводимость и малый удельный вес делают алюминий идеальным материалом для производства этих теплообменных устройств и предопределяют отказ от медно-латунных изделий. Паяные конструкции отличаются меньшими ограничениями в геометрии, повышенной прочностью и надёжностью, лучшими характеристиками теплоотдачи, более низкими аэродинамическим и гидравлическим сопротивлениям, а также меньшей металлоёмкостью по сравнению со сборными конструкциями.

Общий уровень теплотехнических характеристик на единицу массы у сборных конструкций теплообменников ниже, чем у паяных, ввиду худшего контакта охлаждающих пластин и трубок. С целью повышения теплотехнических характеристик требуется увеличивать число охлаждающих пластин, что ведёт при ограниченных размерах теплообменника к уменьшению шага расположения пластин. Это, в свою очередь, приводит к интенсивному загрязнению решетки теплообменника и резкому снижению теплоотдачи. Небольшой шаг пластин приводит к образованию отложений внутри решетки теплообменника, особенно радиатора охлаждения, и к его коррозии. Очистка же решетки при малой толщине и шаге охлаждающих пластин затруднительна.

Следует отметить, что в ходе эксплуатации автомобиля в условиях вибрационного воздействия происходит нарушение контактов "охлаждающая пластина – трубка" в сборных теплообменниках, что на треть снижает их теплотехнические характеристики уже после трех-пяти лет эксплуатации.

Таким образом, характеристики теплоотдачи сборных алюминиевых теплообменников весьма ограничены с точки зрения повышения, кроме того, они имеют тенденцию значительного уменьшения в ходе эксплуатации.

Эти факторы делают данный тип конструкции теплообменников бесперспективными для автомобильных двигателей повышенной мощности (объемом более 1,5 л). Необходим переход на паяные конструкции. Об этом наглядно свидетельствуют данные анализа мирового опыта: лишь за последние годы объем выпуска алюминиевых паяных радиаторов увеличился в 1,5...2,0 раза. Обеспечение нормального

теплового режима двигателя необходимо для улучшения его топливной экономичности, повышения ресурса работы и экономических показателей.

Очень важным и перспективным направлением применения паяных теплообменников (типа "воздух-воздух" или "воздух-вода") — охлаждение надувочного воздуха для двигателей, форсированных посредством турбонаддува.

Использование паяной конструкции необходимо также в производстве воздушно-масляных теплообменников для охлаждения моторного масла, давление разряжения в которых достигает 5...6 МПа, и сборная конструкция в этих условиях оказывается недостаточно прочной.

Кооперация в отрасли автокомпонентов РФ в настоящее время достаточно устойчивая, однако техническая оснащённость предприятий и их технологическая ориентация на производство либо медно-латунных, либо сборных алюминиевых теплообменников не позволяет удовлетворять растущие потребности автомобилестроителей. Слабыми сторонами этих производств являются низкая технологическая мобильность, негибкость и отсутствие современного оборудования, обеспечивающего качество продукции соответственно требованиям международных стандартов.

Так на радиаторном производстве ОАО "ГАЗ" работы по созданию конструкции паяного алюминиевого радиатора и разработки соответствующей технологии были начаты еще в 60-е годы. В основу технологического процесса пайки был заложен широко применяемый ранее метод солевой пайки погружением, при котором собранные изделия погружаются в ванну с расплавом соли, где соль играет как роль флюса, так и роль среды для нагрева до температуры пайки. Этот процесс в свое время был реализован предприятиями Harrison Radiator Division of General Motors, и он был использован для первого паяного алюминиевого радиатора для автомобиля Chevrolet Corvette. Главный недостаток солевого метода — необходимость тщательного удаления коррозионных остатков хлоридсодержащих флюсов с поверхности теплообменника, что связано с проведением длительной, многоступенчатой, неэкологичной постпаячной промывки. Малейшие остатки флюса вызывают коррозию радиатора и быстрый выход его из строя.

Именно низкая коррозионная стойкость изделий не позволила в то время решить проблему серийного выпуска паяных радиаторов в России, и все ограничилось стадией опытного производства.

Особенность алюминиево-паяных радиаторов заключается в том, что при изготовлении применяется процесс пайки, который имеет неоспоримые преимущества перед сборкой, т.к. достигается более высокая жёсткость конструкции, надёжность и

стойкость к коррозии. Паяные изделия имеют и лучшие технические характеристики за счёт оптимальной, весьма сложной по геометрии конструкции, которую в процессе сборки реализовать невозможно. Например, применение плоских трубок, имеющих лучшие показатели теплоотдачи, при сборке затруднительно, т.к. не удаётся достичь достаточной надёжности соединения и герметичности. Благодаря использованию таких трубок можно уменьшить габаритные размеры и вес теплообменного устройства.

Основными требованиями к алюминиевым сплавам, которые могут быть использованы для изготовления паяных теплообменников, являются ограничения по содержанию магния (желательно менее 0,5%, но возможно до 1%) и наличие температуры плавления в интервале 630...660°C. Первое ограничение обусловлено тем, что магний, образуя на поверхности оксиды, снижает эффективность действия флюса; второе — необходимостью превышения температуры плавления сплава над температурами активного действия флюса и плавления припоя.

За многие годы разработано несколько вариантов технологии пайки алюминия и его сплавов. Одна из них — "NOCOLOK® Flux" получила мировое признание.

В таблице 2.3 приведена балльная оценка характеристик различных методов пайки алюминиевых сплавов, выполненных на основе анализа технологии пайки автомобильных теплообменников.

Таблица 2.3 – Характеристики методов пайки

Характеристики	Метод пайки			
	NOCOLOK® процесс	Пайка в печи с хлорид-содержащим флюсом	Пайка погружением с хлорид-содержащим флюсом	Вакуумная пайка
Теплоотдача изделия	4	4	4	4
Сопротивление изделий коррозии	4	3	2	2
Паяемость	4	4	4	4
Простота сборки	4	4	4	3
Постпаячная промывка	4	1	1	4
Энергозатраты	4	3	3	3
Затраты на оборудование	3	4	3	1
Затраты на обслуживание	4	3	2	1
Затраты на материалы	4	3	1	3
Суммарные затраты	4	2	2	3

Примечание: 4 — лучший результат; 1 — худший результат; 3 и 2 — промежуточные результаты.

Из таблицы 2.3 видно, что лучшие результаты практически по всем характеристикам процесса и качества изделий обеспечивает технология пайки с флюсом NOCOLOK®.

Для применения технологии Nocolok® Flux Brazing Process основным условием является использование в процессе пайки оригинального флюса производителя и владельца торговой марки, представителем которого является компания Solvay Fluor und Derivate GmbH.

### **Теплообменные устройства охлаждения наддувочного воздуха (интеркулеры)**

Процесс совершенствования ДВС неумолимо движется вперед: с каждым годом моторы "обрастают" всё большим количеством дополнительных устройств: одни из них призваны снизить шумы и вибрацию, другие повышают экономичность и экологичность, ну а третьи увеличивают мощность силовых агрегатов. Самой популярной среди автопроизводителей конструкцией, дающей мотору дополнительные лошадиные силы, является турбонаддув. Этот механизм известен с середины прошлого века.

Смысл наддува силовой установки любого автомобиля — улучшить наполнение цилиндров двигателя топливовоздушной смесью для подъема среднего эффективного давления цикла и, как следствие этого, мощности мотора путем принудительного увеличения заряда воздушной смеси, поступающей в цилиндры.

Существует только один вид атмосферного наддува — резонансный или инерционный наддув, при котором используется кинетическая энергия объема воздуха во впускных коллекторах, и технически реализуемый с помощью воздушных коллекторов переменной длины и тщательной настройкой фаз газораспределения ДВС. Все остальные виды наддува связаны с увеличением давления поступающего в цилиндры воздуха выше атмосферного — для этого используются различные механические, электромеханические и газодинамические способы.

В турбонаддуве в качестве привода используется энергия выхлопных газов, которая в обычном случае просто выбрасывается в атмосферу, без утилизации энергии в полезную работу. При функционировании же двигателя с турбонаддувом выхлопные газы подаются в турбину, где отдают часть своей энергии, раскручивая ротор турбокомпрессора, и затем поступают через приемную трубу в глушитель. На одном валу с лопаточным колесом турбины находится колесо компрессора, который засасывает воздух из воздушного фильтра, повышает его давление на 30...80% (в зависимости от степени наддува) и подает в двигатель. В один и тот же объем двигателя поступает большее по весу количество рабочей смеси и, следовательно, обеспечивается достижение на 25...50% большей

мощности, а за счет использования энергии выхлопных газов повышается КПД двигателя и снижается удельный расход топлива на 5...15%.

Во время сжатия воздуха в турбине он нагревается, что приводит к уменьшению его плотности и увеличению детонации в двигателе. Поиском путей охлаждения нагретого воздуха занимались почти все пионеры двигателестроения, начиная от Рудольфа Дизеля в конце XIX в. и заканчивая изобретателем наддува от выхлопных газов



Рисунок 2.2 – Интеркулер (промежуточный охладитель наддувочного воздуха) в подкапотном пространстве двигателя

в середине XX в. — Альфредом Буччи. Последний разработал систему охлаждения наддувочного воздуха не только в качестве составного элемента своего изобретения, но внедрил её в практику.

Для охлаждения сжатого в турбокомпрессоре воздуха применяют интеркулеры (рисунок 2.2), или промежуточные охладители наддувочного воздуха.

Основная задача интеркулера — снизить температуру поступающего воздуха, при этом немного уменьшается давление наддува. Последнее происходит из-за сопротивления

потока, оказываемого интеркулером.

Эффективность интеркулера оценивается снижением температуры поступающего воздуха. Обычные цифры для промежуточного охладителя — это 70%.

Большинство интеркулеров делится на две категории воздух/воздух и воздух/вода. Есть также специальные виды интеркулеров, которые охлаждают воздух ниже окружающей температуры за счет использования льда или закиси азота.

### **Интеркулеры воздух/воздух**

Это наиболее распространенный вид интеркулеров (рисунок 2.3). Технически они очень просты и надежны. Такие интеркулеры состоят из трубы и пластинчатого радиатора. Воздух проходит через тонкие трубчатые пластины радиатора, соединенные в верхней части друг с другом. Часто внутри тонких трубок располагают небольшие перегородки, чтобы создавать турбулентность и таким образом повышать теплообмен (рисунок 2.4). Между трубками находятся другие перегородки. Практически все интеркулеры изготовлены из алюминия.



Рисунок 2.3 – Интеркулер воздух/воздух

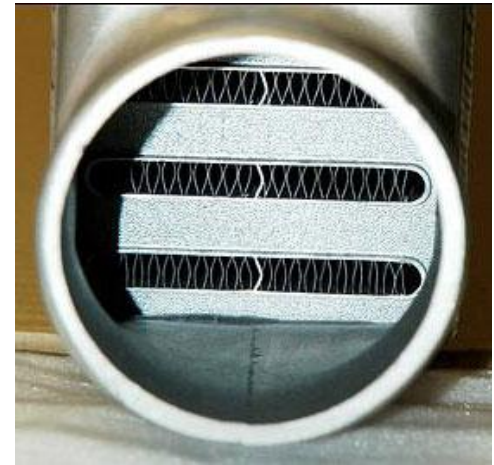


Рисунок 2.4 – Интеркулер воздух/воздух (вид на трубки)

Поступающий при движении автомобиля вперед поток воздуха способствует охлаждению воздуха внутри радиатора, унося избыток тепла в окружающую атмосферу.

### 2.3.2 Интеркулеры вода/вода

Интеркулеры типа вода/воздух используются реже, чем воздух/воздух. Однако они имеют несколько неоспоримых достоинств, особенно для тесных моторных отсеков. Водно-воздушный интеркулер использует компактный теплообменник, обычно расположенный рядом с компрессором. Тепло передается воде (охлаждающей жидкости) и затем сбрасывается наружу через отдельно установленный небольшой радиатор, расположенный в передней части подкапотного пространства (рисунок 2.5).

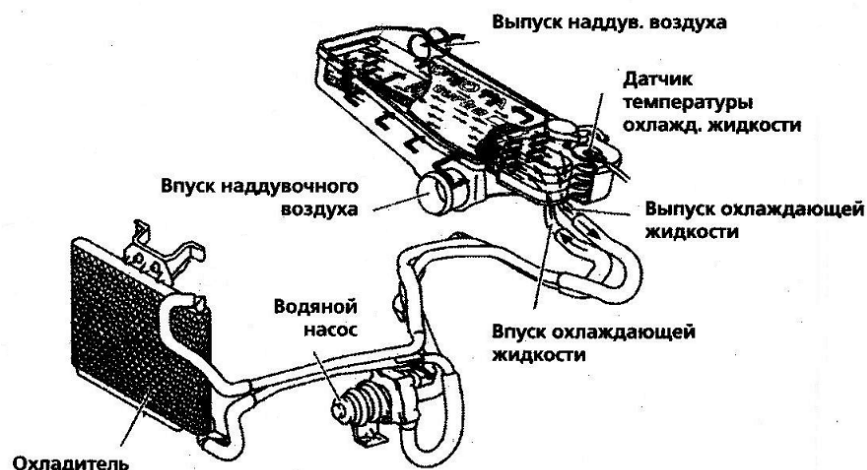


Рисунок 2.5 – Интеркулер воздух/вода

Недостатком таких видов охладителей является тот факт, что воздух может быть охлажден в лучшем случае до уровня температуры хладагента радиатора автомобиля. Недостаток системы воздух/вода заключается и в том, что она слишком дорога,

конструктивно затратна и, прежде всего, не столь эффективна по сравнению с системой воздух/воздух. Причина заключается в том, что в охладителях наддувочного воздуха с водяным охлаждением происходит двукратный теплообмен: один раз от наддувочного воздуха к воде, а второй раз – от воды вновь к атмосферному воздуху, который должен быть холоднее воды. Если установить внешний водяной радиатор для охладителя наддувочного воздуха, то это может привести к неприятностям в отношении веса и компоновки.

### **Комбинированные системы**

Промежуточным вариантом рассмотренных выше двух систем является применение воздухо-воздушного интеркулера с внешним охлаждением его водой. Такая схема применяется на двигателе Subaru 20T (автомобиль Subaru Impreza WRX). Вода имеет как большую теплоемкость, так и большую теплоту испарения, активно отбирая тепло от интеркулера. Причем, учитывая цикличность работы наддува на легковом автомобиле, такая схема кажется действительно наиболее оправданной. При обычном режиме работает система воздух/воздух. При форсированном — включается опрыскивание водой. Кроме воды применяются также легко испаряемые жидкости — спирт, эфиры.

## Системы охлаждения основных типов ДЛА

Исходными расчетными данными при проектировании систем охлаждения двигателей являются значения допустимых температур ( $t$ ) поверхностей наиболее теплонапряженных элементов: поршней, головок цилиндров и самих цилиндров. В свою очередь, эти температуры определяют температурный режим системы охлаждения при различных условиях эксплуатации, тем самым являясь косвенным показателем теплового состояния двигателя.

Другой исходной расчетной величиной является количество тепла ( $Q$ ), отводимого в систему охлаждения в процессе работы поршневого двигателя, являющееся частью общего теплового расчета двигателя и, следовательно, основой расчета системы охлаждения.

В теплообменном процессе двигателя основную роль играют конвективный перенос тепла от горячих газов к стенкам цилиндра и головки ( $\alpha_k$ ), теплопроводность ( $\lambda$ ) самих стенок и лучистый теплоперенос ( $\alpha_{\text{луч}}$ ) в моменты горения топлива в камере сгорания.

Теплоотдача от горячих газов с температурой до  $2300^\circ\text{C}$  в стенки происходит из-за превышения их температуры над температурой стенок. Интенсивность теплоотдачи зависит от величины этой разницы, плотности газов, скорости и характера их движения в полости цилиндра, а также формы, величины и качества поверхности стенок, контактирующих с газами. Следует помнить также, что различные по составу газы отдают свою тепловую энергию с различной интенсивностью. Здесь сказывается влияние их теплопроводности, вязкости и теплоемкости. Все другие величины, так или иначе влияющие на теплоотдачу, являются косвенными. Это относится к любому типу теплопередачи в цилиндрах поршневого двигателя. Поэтому при определении теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра экспериментально выявляют влияние основных факторов, а затем находят их зависимость от первоначально известных факторов. Попытки исследователей охватить все одной зависимостью приводит к получению громоздких выражений, упрощение которых делает их неточными.

Рядом исследователей были предложены выражения для непосредственного подсчета средней цикловой теплоотдачи с использованием основных показателей работы двигателя. Это оказалось удобным. Недостаток лишь в том, что отдельно не учитывается конвективная и лучистая составляющие теплового потока. Но это оказалось несущественным, и поэтому становится возможным использование формул общей теории теплообмена для расчета средней за цикл теплоотдачи. Ввиду незначительной толщины стенок и высокой теплопроводности влияние их термического сопротивления на перенос



тепла от горячих газов к охлаждающей среде несущественно и им в практических расчетах систем жидкостного охлаждения пренебрегают, учитывая его только при расчете систем воздушного охлаждения.

Нестационарность процесса теплопередачи из расчетов исключается путем представления теплопереноса в виде множества элементарных стационарных процессов, для оценки которых могут быть использованы классические соотношения теплопередачи. Обычно тепловая напряженность двигателя определяется термометрированием в ходе испытаний. Опытами устанавливается распределение полей температур и характерные величины их в различных точках теплонапряженных деталей.

### **Системы охлаждения поршневых двигателей**

Исследование тепловых процессов в поршневом двигателе основано на составлении теплового баланса преобразования энергии. В практике исследований составляются два вида теплового баланса: внутренний и внешний.

Внутренний тепловой баланс определяет равенство количества тепловой энергии, эквивалентной индикаторной работе поршневого двигателя, отведенной в систему охлаждения двигателя, и энергии, унесенной с продуктами сгорания при выхлопе.

Внешний тепловой баланс определяет количество энергии, превращенной в эффективную работу. Этот баланс имеет большое практическое значение. Его определяют при работе поршневого двигателя по внешней характеристике, по нагрузочной характеристике, в зависимости от угла опережения зажигания, состава смеси и других параметров.

Уравнение теплового баланса, отнесенное к одному килограмму топлива, имеет вид:

$$Q_m = Q_e + Q_{nc} + Q_{охл} + Q_{нс} + Q_{ост},$$

где  $Q_e$  – тепло, превращенное в эффективную работу;

$Q_{nc}$  – тепло, отведенное с продуктами сгорания;

$Q_{охл}$  – тепло, отнятое охлаждающей средой;

$Q_{нс}$  – тепло, потерянное вследствие неполноты сгорания топлива;

$Q_{ост}$  – остаточный член теплового баланса.

В это уравнение не входит количество тепла, теряемого в результате механических потерь поршневого двигателя, которое уходит в охлаждающую среду и тем самым косвенно учитывается. В остаточный член теплового баланса входят трудно учитываемые величины: потери лучеиспусканием, тепло трения в подшипниках, потери на привод вспомогательных механизмов поршневого двигателя, несовершенство процессов сгорания

топлива, а также ошибки и неточности определения составляющих теплового баланса, зависящих от многих конструктивных и эксплуатационных факторов.

Исходя из оценки доли тепла, отведенного системой охлаждения в различных фазах рабочего цикла поршневого двигателя и в целом по результатам измерений, выполненных на исследовательских одноцилиндровых двигателях получено, что суммарно в фазе сгорания, в течение хода расширения, при ходе выпуска в систему охлаждения бензинового двигателя отводится около 28%, а для дизельного двигателя — около 23% тепла. В среднем системой охлаждения поршневого двигателя отводится около 33% тепловой энергии, содержащейся в используемом топливе.

### **Классификация систем охлаждения поршневых двигателей**

В зависимости от рабочего тела, используемого для охлаждения поршневого двигателя, системы охлаждения делят:

- а) на системы жидкостного охлаждения;
- б) системы воздушного охлаждения;
- в) комбинированные системы (авиационные двигатели).

Для сравнения и объективной оценки различных типов систем охлаждения автотракторных двигателей рассмотрим преимущества и недостатки каждого из них.

Преимущества жидкостного охлаждения:

а) более легкий пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как он более просто и быстро прогревается, а также имеет меньшие зазоры между поршнем и цилиндром;

б) эффективное охлаждение наиболее нагретых мест двигателя при любой тепловой нагрузке (теплопроводность охлаждающей жидкости в 20...25 раз выше теплопроводности воздуха);

в) более равномерное охлаждение деталей двигателя;

г) допустимость применения блочных конструкций цилиндров двигателя;

д) стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима его работы (высокая теплопроводность и большая теплоемкость жидкости);

е) возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения;

ж) меньший шум при работе двигателя;

з) меньшая склонность к детонации бензиновых двигателей;

и) возможность изоляции воздушного тракта системы охлаждения;

к) меньшие затраты мощности на охлаждение (2,0...9,0%) по сравнению с воздушным охлаждением (3,5...13,0%).

Недостатки жидкостного охлаждения:

а) сравнительно длительный прогрев двигателя после пуска, повышающий износ цилиндров;

б) пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха вследствие возможного замерзания жидкости (воды) в системе;

в) низкие температуры стенок цилиндров (при жидкостном охлаждении), способствующие повышенному коррозионному износу;

г) повышенная трудоемкость обслуживания и ремонта, так как необходимо регулярно очищать систему охлаждения (при работе на воде);

д) большая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха;

е) потребность в дефицитных цветных металлах (медь, латунь, свинцово-оловянные припой).

Рассмотрение преимуществ и недостатков жидкостного охлаждения ДВС позволяет считать его применение наиболее целесообразным:

а) для форсированных бензиновых и дизельных двигателей;

б) для двигателей с рабочим объемом цилиндров более 2,5 л.

Преимущества воздушного охлаждения:

а) быстрый прогрев двигателя после пуска и, следовательно, меньший износ цилиндров;

б) меньшая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха (более высокие температуры цилиндров);

в) пониженная чувствительность к топливу, содержащему серу;

г) надежная работа при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как отсутствует опасность замерзания жидкости в системе охлаждения;

д) простота обслуживания и меньшая стоимость (отсутствуют трубопроводы, радиатор и жидкостный насос).

Недостатки воздушного охлаждения:

а) уменьшение среднего эффективного давления и литровой мощности вследствие худшего весового наполнения цилиндров двигателя;

б) повышенный расход мощности на привод вентилятора воздушного охлаждения;

в) более трудный пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха;

г) повышенная шумность работы, вызываемая работой быстроходного вентилятора;

д) трудно обеспечить нормальное охлаждение форсированных двигателей и двигателей большого литража;

е) возможность засорения межреберных каналов головок и цилиндров;

ж) потребность в масляном радиаторе даже в тех случаях, когда при жидкостном охлаждении его не требуется.

Рассмотрение преимуществ и недостатков воздушного охлаждения ДВС позволяет считать его применение наиболее целесообразным:

а) для бензиновых и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндров до 1 л независимо от степени форсирования;

б) для бензиновых и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндров 1,0...2,5 л и невысокой литровой мощностью, так как от системы охлаждения в значительной мере зависит конструкция и эксплуатационные качества двигателя и силовой установки в целом.

### **Выбор системы охлаждения двигателя**

В процессе конструирования поршневого двигателя внутреннего сгорания выбору типа системы охлаждения уделяется большое внимание. При выборе жидкостной или воздушной системы охлаждения учитываются не только вышеперечисленные достоинства и недостатки, но и целый ряд других факторов.

Эксплуатационные качества. Пуск двигателей с воздушным охлаждением менее отработан, чем пуск двигателей с жидкостным охлаждением, и затруднен при низких температурах. Двигатели с воздушным охлаждением более надежны, их обслуживание проще, а номенклатура запасных частей и эксплуатационных материалов, как отмечено выше, значительно меньше; уровень шума, создаваемого двигателем, более высок при воздушном охлаждении.

Наличие технологического оборудования. При организации производственного процесса на предприятии, где предполагается производство двигателей, технологические процессы и оборудование вследствие различных форм корпусных деталей двигателей с жидкостным и воздушным охлаждением существенно различаются.

Назначение двигателя. Двигатели различных назначений могут иметь как жидкостное, так и воздушное охлаждение, а для мотоциклов и стационарных установок малой мощности — преимущественно воздушное.

Рабочий процесс двигателя. Для двигателей с принудительным зажиганием жидкостное охлаждение, как более интенсивное и обеспечивающее бездетонационное сгорание, целесообразнее. Для дизелей, работающих с высоким давлением наддува, оно обуславливает меньшую тепловую напряженность основных деталей камеры сгорания, однако при длительной работе на малых нагрузках и частотах вращения рациональнее воздушное охлаждение.

Первоначальная стоимость двигателя. Стоимость двигателей средней и большой мощности с жидкостным охлаждением, выпускаемых в больших количествах и лучше освоенных в производстве, меньше стоимости двигателей с воздушным охлаждением. Однако при массовом производстве, стоимость их оказывается ниже.

Габаритные и массовые показатели. Собственно двигатели с воздушным охлаждением средней и большой мощности имеют худшие массовые и габаритные показатели по сравнению с двигателями с жидкостным охлаждением. Однако в целом силовые установки с двигателями, имеющими воздушное охлаждение, обладают, как правило, лучшими габаритными и массовыми показателями, чем установки с двигателями, оснащёнными жидкостным охлаждением.

Ввиду большого количества взаимообусловленных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, дать прямое однозначное решение для выбора её типа не представляется возможным. Главным определяющим фактором, как правило, является назначение двигателя. И даже в этом случае, как показывает опыт, преобладание достоинств системы охлаждения для проектируемого двигателя и условий его эксплуатации может привести к отказу от предполагаемого способа отвода тепла.

Например, учитывая, что в процессе эксплуатации двигателя состояние его после определённого момента времени начинает ухудшаться (повышается количество нагара на головках цилиндров, днищах поршней и других рабочих деталях; ухудшается топливная экономичность; загрязняются теплообменные поверхности и т.д.), система охлаждения любого двигателя, независимо от её типа, должна иметь запас охлаждающей способности. Этот запас может выражаться и в пониженных расчётных температурах, в увеличенной поверхности охлаждения, в устройствах интенсификации процесса отвода тепла и др. Величина запаса охлаждающей способности зависит от степени возможного отклонения действительных условий работы двигателя от расчётных.

Перечисленные выше и многие другие факторы часто делают выбор системы охлаждения первостепенной задачей при разработке новой модели поршневого двигателя.

### **Основные задачи расчёта систем охлаждения поршневых двигателей**

Современное развитие двигателестроения потребовало решения ряда задач, которые в той или иной степени сказываются на методике и практике конструирования различных систем двигателя, в том числе и систем охлаждения. Использование электронных систем контроля за тепловым состоянием двигателя и его отдельных теплонапряжённых деталей, борьба с токсичными выбросами в атмосферу, задачи снижения шума, улучшение эксплуатационных характеристик, безотказности работы систем требует разработки комплексных расчётов с использованием ЭВМ. Это, в свою

очередь, ведёт к необходимости создания математических моделей объектов, основанных на жёстких алгоритмах расчёта и описания взаимодействия элементов систем.

При проектировании тепловых двигателей способ охлаждения его деталей, система охлаждения выбираются изначально в соответствии с соображениями, изложенными выше. Поэтому разработка принципиальной схемы системы охлаждения, её состав и основные характеристики определяются и в дальнейшем уточняются в ходе конструирования двигателя.

Расчёт и конструирование собственно системы охлаждения складывается из нескольких основных этапов, последовательность которых может быть различной и диктуется главным образом ходом конструирования двигателя. Такими этапами являются:

а) определение тепловых, гидравлических и аэродинамических характеристик, предопределяемых конструкцией теплорассеивающих элементов системы охлаждения — радиаторов системы жидкостного охлаждения, холодильников надувочного воздуха, обребрения цилиндров и воздушных трактов системы воздушного охлаждения;

б) выбор конструктивной схемы, расчёт основных аэродинамических и гидравлических параметров вентиляторов для систем жидкостного и воздушного охлаждения, уточнение условий и способов создания воздушных потоков;

в) выбор и оценка гидравлических и мощностных характеристик жидкостных насосов системы жидкостного охлаждения и увязка их с основными режимными характеристиками поршневого двигателя;

г) общая оценка мощности, потребляемой элементами систем жидкостного и воздушного охлаждения, её доли в общем балансе затрат мощности на работу вспомогательных агрегатов в поршневом двигателе в целом;

д) выбор на основании проведённых ранее расчётов устройств автоматизации процессов теплоотвода и контроля за работой систем охлаждения, управления работой вспомогательных систем и устройств (подогрев двигателя перед запуском, обогрев салона и т.п.);

е) технико-экономическая оценка эффективности системы охлаждения, стоимость этой системы, её эксплуатации и ремонта.

В заключение раздела необходимо отметить, что на каждом этапе разработки системы охлаждения используется, как правило, накопленный статистический материал, результаты лабораторных исследований и опыт эксплуатации этих систем на поршневых двигателях различного назначения и условий работы. Особенное внимание уделяется проблемам локального теплоотвода, интенсификации и любым другим способам улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей и двигателя в целом.

### 3.1.4 Методика ориентировочного расчёта радиатора системы жидкостного охлаждения

Ориентировочный расчёт радиатора системы жидкостного охлаждения выполняется на стадии проектной разработки системы охлаждения на основе теплового расчёта проектируемого двигателя — теплового баланса и предполагаемого назначения двигателя, условий (режимов) его эксплуатации. Расчёт проводится в следующем порядке:

1. Оценивается поверхность охлаждения остова радиатора,  $m^2$ :

$$H_p = \frac{Q_{ж}}{K(T_{ср.ж} - T_{ср.возд})},$$

где  $Q_{ж}$  — количество тепла отводимого охлаждающей жидкостью (вода, антифриз),  $Дж/с$ ;

$K$  — коэффициент теплопередачи, принимаемый по статистическим данным,  $Вт/м^2 \cdot К$ ;

$T_{ср.ж}$  — средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе,  $К$ ;

$T_{ср.возд}$  — средняя температура воздуха, проходящего через радиатор,  $К$ .

2. Определяется средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе:

$$T_{ср.ж} = \frac{(T_{ж.вх} + T_{ж.вых})}{2} = \frac{T_{ж.вх} + (T_{ж.вх} - \Delta T_{ж})}{2}.$$

Обычно  $T_{ср.ж}$  для автомобильных и тракторных двигателей находятся в пределах  $358...365 К$  ( $85...92^{\circ}C$ ).

3. Определяется средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{ср.возд} = \frac{T_{воздвх} + T_{воздвых}}{2} = \frac{T_{воздвх} + (T_{воздвх} + \Delta T_{возд})}{2}.$$

Обычно для автомобильных и тракторных двигателей  $T_{ср.возд}$  находятся в пределах  $323...328 К$  ( $50...55^{\circ}C$ ).

4. Определяется массовый расход охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор,  $кг/с$ :

$$G_{ж} = \frac{Q_{ж}}{c_{ж}(T_{ж.вх} - T_{ж.вых})}.$$

где  $c_{ж}$  — теплоёмкость охлаждающей жидкости,  $Дж/кг К$ ;

$(T_{ж.вх} - T_{ж.вых}) = \Delta T_{ж}$  — температурный напор при принудительной циркуляции жидкости,  $К$ ;

$T_{ж.вх}$  — оптимальное значение температуры системы жидкостного охлаждения, принимаемое в интервале  $353...368 К$  ( $80...95^{\circ}C$ ).

5. Количество воздуха ( $\kappa z/c$ ), проходящего через радиатор, при условии, что всё тепло  $Q_{ж}$  передаётся воздуху  $Q_{ж} = Q_{возд}$ :

$$G_{возд} = \frac{Q_{возд}}{c_{возд}(T_{возд.вых} - T_{возд.вх})},$$

где  $(T_{возд.вых} - T_{возд.вх}) = \Delta T_{возд}$  — температурный перепад в остове радиатора, составляющий в среднем  $20...30^\circ\text{C}$  при расчётной температуре  $T_{возд.вх} = 313\text{K}$  ( $40^\circ\text{C}$ ).

6. По значениям параметров, найденных по формуле (1), (2), (3), и статистических величин коэффициента  $K$  находят поверхность охлаждения радиатора,  $\text{м}^2$ :

$$H_p = \frac{Q_{ж}}{K \left( \frac{T_{ж.вх} - \Delta T_{ж}}{2} - \frac{T_{возд.вх} + \Delta T_{возд}}{2} \right)}.$$

На основе нескольких вариантов расчёта охлаждающей поверхности радиатора переходят к уточнённому расчёту конкретной величины, положенной в основу конструкции радиатора.

### Условия работы вентиляторов

Внешним теплоносителем, отбирающим теплоту от охлаждающей жидкости в системах охлаждения автомобильных двигателей, является воздух. Магистраль, по которой воздух подводится к радиатору и отводится от него, называется *воздушным трактом* системы охлаждения. Одной из основных особенностей автомобильных систем охлаждения является отсутствие специальных изолированных каналов подвода и отвода воздуха в воздушном тракте. Не анализируя подробно всё многообразие конструктивных схем выполнения воздушного тракта жидкостных систем охлаждения автомобильных двигателей, можно выделить основные признаки компоновки воздушного тракта.

Радиатор и двигатель по направлению течения воздуха могут располагаться *последовательно* (когда воздушный поток, прошедший через радиатор, обдувает двигатель, причем двигатель может быть расположен за радиатором по потоку воздуха и перед ним) и *параллельно* (когда воздушный поток, прошедший через радиатор, не обдувает двигатель или является частью воздушного потока, обдувающего двигатель).

Направление воздушного потока через остов радиатора может быть *параллельным* продольной оси автомобиля, *перпендикулярным* ей или направленным к продольной оси автомобиля *под углом*. При этом радиатор может быть расположен не только в передней части автомобиля.

Наибольшее распространение получили схемы с последовательным расположением радиатора и двигателя, при которых воздух проходит через остов радиатора (установленного в передней части автомобиля) параллельно продольной оси автомобиля.



Циркуляция воздуха через радиатор осуществляется за счет скоростного давления воздуха при движении автомобиля и от специального нагнетателя системы охлаждения (например, вентилятора). Вентилятор системы охлаждения может приводиться во вращение непосредственно от двигателя через механические передачи и соединительные муфты, а также посредством специальных передач (например, электрических или гидравлических).

Расход воздуха через остов радиатора определяется условием равновесия давления воздуха, при котором сумма давлений, развиваемых вентилятором и движением автомобиля, равна потере давления в воздушном тракте.

Не менее сложной задачей является определение сопротивления воздушного тракта системы охлаждения. Воздушный тракт не имеет четко обозначенных стенок, ограничивающих воздушный поток, что затрудняет определение площади проходных сечений. Кроме того, воздушный поток в некоторых элементах воздушного тракта не имеет явно выраженного направленного течения. Особенно это характерно для моторного отсека, который имеет достаточно много произвольно ориентированных в пространстве отверстий для выхода, а иногда и для входа воздуха. Очень близкое взаимное расположение элементов воздушного тракта лишает возможности использовать имеющиеся данные по коэффициентам аэродинамического сопротивления для тех элементов, для которых такие данные имеются. Поэтому большое внимание уделяется развитию методов экспериментального определения аэродинамического сопротивления воздушного тракта.

Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта определяет рабочую точку на характеристике вентилятора, что позволяет установить расход воздуха, проходящего через радиатор. Количественная оценка аэродинамического сопротивления воздушной магистрали дает возможность дифференцировать влияние конструктивного исполнения отдельных элементов и схемы в целом на величину расхода воздуха. Кроме того, такая оценка позволяет подойти к оптимизации конструкции воздушного тракта системы охлаждения, используя в качестве оценки энергетические затраты.

### **Ориентировочный расчёт основных характеристик вентилятора**

Расчёт выполняется на этапе эскизного проектирования системы жидкостного охлаждения двигателя в следующей последовательности.

Производительность вентилятора определяется по соотношению,  $m^3/c$ :

$$G_{вент} = \frac{Q_{в03д}}{\rho_{в03д} c_{в03д} \Delta T_{в03д}},$$

где  $Q_{в03д}$  — количество тепла, отводимое от радиатора охлаждающим воздухом,  $Dж/c$ ;

$\rho_{\text{возд}}$  — плотность воздуха при его средней температуре,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$c_{\text{возд}}$  — теплоёмкость воздуха,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;

$\Delta T_{\text{возд}}$  — температурный перепад воздуха в радиаторе,  $\text{К}$ .

Для подбора вентилятора кроме его производительности надо знать аэродинамическое сопротивление воздушной сети. В охлаждающей системе оно складывается из сопротивлений, вызываемых потерями на трение и местными потерями. Сопротивление воздушного тракта предварительно принимается равным  $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \dots 1000 \text{ Па}$ .

По заданной производительности вентилятора и величине  $\Delta p_{\text{тр}}$  находят потребляемую вентилятором мощность  $N_{\text{вент}}(\text{кВт})$  и его основные размеры:

$$N_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{вент}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\epsilon}},$$

где  $\eta_{\epsilon}$  — КПД вентилятора (для осевых клёпаных вентиляторов  $\eta_{\epsilon} = 0,32 \dots 0,40$ , а для литых  $\eta_{\epsilon} = 0,55 \dots 0,65$ ).

При определении основных конструктивных параметров вентилятора коэффициент обдува  $K_L$  стремятся получить равным единице:

$$K_L = \frac{F_{\text{ом.вент}}}{F_{\text{фр}}} = 1.$$

Для этого фронтную площадь решётки радиатора оформляют в виде квадрата. Диаметр вентилятора,  $\text{м}$ :

$$D_{\text{вент}} = 2 \sqrt{F_{\text{фр}} / \pi},$$

где  $F_{\text{фр}} = G_{\text{вент}} / \omega_{\text{возд}}$ ;

$G_{\text{вент}}$  — производительность вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\omega_{\text{возд}} = 6 \dots 24$  — скорость воздуха перед фронтом радиатора,  $\text{м}/\text{с}$ .

Частоту вращения вентилятора  $n_{\text{вент}}$  принимают, исходя из предельного значения окружной скорости  $u = 70 \dots 100 \text{ м}/\text{с}$ .

Окружная скорость зависит от напора вентилятора и его конструкции:

$$u = \psi_l \sqrt{\Delta p_{\text{тр}} / \rho_{\text{возд}}},$$

где  $\psi_l$  — коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей  $\psi_l = 2,2 \dots 2,9$ );

$\rho_{\text{возд}}$  — плотность воздуха, определяемая по средним параметрам,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\Delta p_{\text{тр}}$  — напор вентилятора,  $\text{Па}$ .

Частота вращения вентилятора при известной окружной скорости,  $\text{об}/\text{мин}$ :

$$n_{\text{вент}} = 60u / (\pi D_{\text{вент}}).$$

Должно выполняться условие: равенство  $n_{вент}=n_{в.н.}$ , если вентилятор и жидкостный насос имеют общий привод.

### 3.1.7 Расчет системы воздушного охлаждения. Общие положения

Расчет системы воздушного охлаждения двигателя внутреннего сгорания сводится к определению параметров, обуславливающих конструкцию оребрения цилиндров и их головок, а также к определению потребной мощности и размеров вентилятора с приводом.

Ввиду большого количества взаимосвязанных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, единственного решения для нахождения основных параметров ее не существует. Так, для определения площади оребрения надо знать величину коэффициента теплоотдачи, который, в свою очередь, зависит от скорости воздуха в межреберных каналах, в то же время эта скорость сама является зависимой от конструкции, формы, качества поверхности и размера ребер. Для выбора вентилятора надо знать необходимую степень повышения давления и его потребную производительность, которые могут быть определены при известной конструкции оребрения цилиндра и его головки. Решение задачи усложняется различием параметров, характеризующих оребрение цилиндра и головки, неравномерность их оребрения и различие скоростей воздуха в разных сечениях.

Сложность состоит еще и в том, что трудно выделить параметры, определяемые в ходе расчета, и исходные. Поэтому в основу расчетов часто принимают так называемую *удельную поверхность оребрения*, а более точное определение параметров системы охлаждения и ее доработку производят в процессе доводочных испытаний поршневого двигателя.

При предварительном расчете рекомендуется задаваться исходными условиями, необходимыми не только для определения конструктивных параметров поршневых двигателей, но и для проведения расчета его системы охлаждения. Обычно это внешние условия (температура, давление и влажность атмосферного воздуха), а также условия работы двигателя (режимы, тепловое состояние). На этой стадии расчета определяют величину живого сечения воздушных каналов, межцилиндровые расстояния. Это позволяет разработать конструкцию охлаждающих ребер и затем перейти к определению величины потребной поверхности охлаждения и параметров вентилятора.

Любая система охлаждения должна иметь запас охлаждающей способности, т.к. в процессе эксплуатации двигателя его состояние ухудшается из-за нагара на поверхностях, ухудшается топливная экономичность, загрязняются поверхности охлаждения. Особенно важен этот запас для системы воздушного охлаждения, которая из-за отсутствия водяной рубашки имеет пониженную аккумулирующую способность. Запас охлаждающей

способности реализуется за счет увеличения поверхности охлаждения против расчетной повышением производительности вентилятора, что чаще всего нежелательно. Снижение расчетных температур тем более нежелательно, т.к. ведет к повышению затрат мощности на охлаждение за счет необходимого повышения производительности вентилятора. Величина запаса охлаждающей способности может быть определена на основании конкретного задания по условиям эксплуатации поршневого двигателя и его состояния. Практика показала, что в среднем требуется 5...10%-й запас.

### **Общая методика подбора вентилятора**

Если имеется возможность применить вентилятор известного типа, то задача сводится к пересчету размеров испытанного образца для новых требуемых условий с использованием для этой цели соотношений подобия. Пересчет упрощается в связи с тем, что характеристика образца обычно строится в отвлеченных (безразмерных) величинах, а размеры его даются в долях от диаметра рабочего колеса, принимаемого за единицу.

Подбор производится в следующем порядке. По заданным давлению  $\Delta p$ , объёмной производительности  $V$  и числу оборотов в минуту подсчитывают значение удельного числа оборотов  $n_q$ . Далее берут ряд аэродинамических характеристик подходящих образцов вентиляторов и на них наносят кривые изменения  $n_q$  для этих вентиляторов. Сопоставляя значение  $n_q$  с  $n_q$  у этих вентиляторов, находят, у какого из образцов значению  $n_q$  соответствует максимум его КПД. Этот образец и принимается для пересчета. По его характеристике находят коэффициент производительности  $\varphi$  и коэффициент давления  $\psi$ , соответствующие заданному  $n_q$ .

Далее находят величину скорости  $u_2$  на внешней окружности рабочего колеса, а затем и сам диаметр по формуле,  $m$ :

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$

Очевидно, что найденный диаметр должен обеспечить необходимые давление и производительность. Однако в этом надо убедиться, подсчитав их величины по скорректированным значениям  $n$ ,  $\varphi$  и  $\psi$ .

На практике часто возникает необходимость определить степень отклонения различных показателей работы вентилятора от расчетных значений вследствие изменения условий, для которых он был подобран. В этих случаях целесообразно воспользоваться соотношениями подобия, существующими между отдельными параметрами, характеризующими работу вентилятора. Эти соотношения действительны лишь при равенстве или небольшом отличии значений чисел Рейнольдса у исходного и измененного

вариантов, а также при условии не более чем 20%-го изменения производительности вентилятора.

Необходимо отметить, что типы вентиляторов, разработанные для промышленной цели, редко удается использовать для двигателя с воздушным охлаждением, так как они значительно отличаются от последних по своим размерам. Поэтому до того, как будут разработаны малогабаритные их конструкции с высокими КПД, приспособленные к технологии массового производства, подбор вентилятора для рассматриваемых целей можно производить, пользуясь методом приближенного расчета.

### **Системы охлаждения газотурбинных двигателей**

Начиная с середины XX века, наметилась устойчивая тенденция непрерывного роста параметров цикла работы газотурбинных двигателей: степени повышения давления и максимальной температуры газов. Это обеспечивает постоянный рост удельных параметров работы ГТД и в первую очередь КПД цикла. Имеется оптимальное сочетание уровня максимальной температуры газа и степени повышения давления в цикле ГТД.

Увеличение максимальной температуры газа цикла отрицательно сказывается на ресурсе силовой установки и надежности ее работы. Но рациональным выбором материалов деталей, работающих в зоне максимальных температур воздуха и газа, а также при обеспечении эффективного охлаждения деталей горячей зоны двигателей удастся обеспечивать заметный темп роста температур воздуха и газов цикла ГТД.

Рост температур цикла ГТД обеспечивается развитием прочностных свойств конструкционных материалов, технологии изготовления и создания защитных покрытий на поверхности деталей горячей зоны двигателя. Но темп роста прочностных свойств материалов и обеспечиваемый этим рост температуры газов остаётся ниже требуемого темпа увеличения температур газов по тракту двигателей.

Дальнейший рост температур газов обеспечивается снижением рабочих температур тела деталей ГТД за счет развития охлаждения наиболее напряженных элементов двигателей, работающих в условиях максимальных температур газов. Повышение эффективности охлаждения лопаточных венцов турбин является актуальнейшей задачей проектирования, производства и доводки современных высокотемпературных ГТД.

### **Особенности работы и проектирования лопаток турбины современных ГТД**

Лопатки и лопаточные венцы турбин современных силовых установок являются одними из важнейших элементов ГТД, обеспечивающих самые высокие показатели с точки зрения термодинамики цикла, и в то же время являются их самыми напряженными

элементами. При создании и доводке лопаток турбин приходится находить компромиссные решения, удовлетворяющие многим требованиям:

- обеспечение высоких газодинамических показателей организации потока газов;
- обеспечение термодинамики расширения рабочего тела цикла ГТД за счет специального профилирования трактовых поверхностей лопаток;
- обеспечение требований прочности и надежности работы;
- обеспечение минимальных весовых характеристик лопаточных венцов;
- обеспечение устойчивости к многочисленным факторам как силового, так и температурного воздействия;
- обеспечение устойчивости к нестационарным нагрузкам из-за следов от предыдущих ступеней;
- обеспечение устойчивости к цикловым нагрузкам от переходных режимов работы силовых установок;
- отстройка по частотам собственных колебаний и возбуждающих сил;
- минимизация затрат энергоресурсов и конструктивных устройств (их массы и сложности) на охлаждение лопаток.

Этот перечень можно продлить и далее, но даже это простое перечисление требований говорит о неоднозначности решений о форме, размерах и конструктивных решениях геометрии лопаток турбин и особенно при необходимости охлаждения их.

### **Температуры газа и тепловые потоки в лопатках газовых турбин**

Увеличение температуры сжатого в компрессоре воздуха за счет сжигания топлива в камере сгорания неизменно увеличивает суммарную работу цикла.

Работа сжатия воздуха в компрессоре остается неизменной при любой температуре газа на входе в турбину, а полезная работа (площадь цикла) увеличивается с повышением температуры газа; увеличивается и количество подводимого тепла. А КПД цикла зависит от соотношения подводимого тепла и полезной работы. Для каждого уровня температур имеется только одно оптимальное значение степени сжатия рабочего тела цикла. Но повышение температуры цикла при выборе необходимого значения степени сжатия всегда ведет к улучшению КПД цикла, к увеличению удельной работы цикла и соответственно к уменьшению размеров силовых установок.

С точки зрения термодинамики речь всегда идет о среднеинтегральной температуре газа на выходе из камеры сгорания. Реально сгорание подведенного топлива производится в камерах сгорания. От конструктивного исполнения камер сгорания существенно зависят характеристики температур газа, влияющие на температурное состояние деталей «горячей» части двигателя. Важнейшими характеристиками полей температур за

камерами сгорания с точки зрения температурного состояния деталей по тракту турбины являются:

- радиальная эпюра температур газа по высоте лопаток турбины;
- окружная неравномерность температур газа в каждом из расчетных сечений по высоте лопатки (Рисунок 3.2.1).

Радиальная эпюра температур газа практически полностью описывает температуры газов для деталей ротора турбины. Окружная неравномерность температур в каждом из сечений сказывается для роторных деталей в меньшей степени. Время воздействия окружной неравномерности температур газов при высоких частотах вращения роторов несравнимо меньше времени прогрева деталей (время прогрева деталей на несколько порядков больше времени воздействия температурной неравномерности), и практические измерения температур неохлаждаемых рабочих лопаток подтверждают равенство их температур температурам газа с учетом радиальной эпюры.

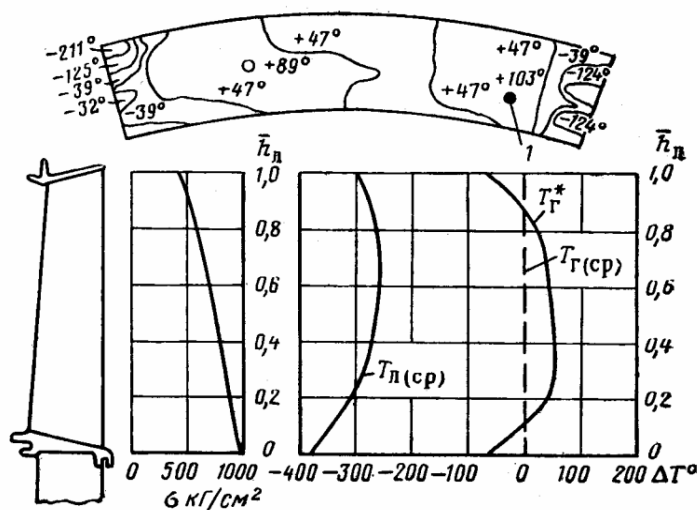


Рисунок 3.2.1 – Характеристики радиальной и окружной неравномерности температуры газа на выходе из камеры сгорания

Детали статора турбины (лопатки, трактовые кольца) воспринимают как радиальную, так и окружную неравномерность температур газа за камерой сгорания. Доводка камер сгорания по снижению окружной неравномерности температур газов или по повышению защиты лопаток от более высоких уровней температур является постоянной задачей разработчиков и доводчиков газотурбинных двигателей.

Радиальная эпюра температур газа на выходе из камеры сгорания обеспечивается перераспределением вторичного воздуха по длине камеры сгорания как по наружному, так и по внутреннему контуру ее жаровой трубы.

Снижение окружной неравномерности обеспечивают, как правило, увеличением числа горелок, увеличением перепада давлений для струй, направленных

перпендикулярно движению основного потока газа в выходной части жаровой трубы камеры сгорания для обеспечения выравнивания температур газового потока по длине жаровой трубы камеры.

### **Материалы деталей газовых турбин**

Оценка пригодности материалов для той или иной детали высокотемпературной газовой турбины может быть проведена на основании совокупности трех основных технико-экономических показателей, характеризующих материал:

- отсутствие разрушений и недопустимых деформаций под действием механических, температурных и химических факторов, имеющих место при работе деталей;
- технологическая пригодность, выражающаяся в возможности обработки и присоединения к другим частям ГТД;
- экономическая целесообразность применения данного материала, простота его обработки и отсутствие в нем дефицитных элементов.

Если требования, отражающие качественную сторону явления, остаются все время постоянными, то количественно эти требования в связи с ростом напряженности деталей турбин растут.

Растут нагрузки на лопаточные венцы, они подвержены знакопеременным динамическим нагрузкам. Детали проточной части подвергаются воздействию нагретых агрессивных газов. Особо опасным из агрессивных элементов является ванадий, который в виде пятиоксида под воздействием высокой температуры входит в соприкосновение с поверхностными слоями деталей, вызывая интеркристаллитную коррозию.

*Камеры сгорания*, особенно жаровые трубы, в наибольшей степени подвержены воздействию высоких температур, в основном термическому. В связи с этим металл, из которого они изготовлены, должен обладать высокой сопротивляемостью окислению и коррозии, высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения. В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют никелевые (хромоникелевые) сплавы. За рубежом характерным представителем таких материалов является нимоник.

*Сопловой аппарат*. Материал, из которого изготовлены лопатки, воспринимает температуры газа и изгибающие нагрузки от газовых сил, должен обладать высокой сопротивляемостью коррозии, а ввиду возможности резкого изменения температур на переходных режимах – высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения.

Литые сопловые лопатки ГТД изготавливаются из сплавов на кобальтовой и никелевой основах. При этом применяют обычно точное литье. Для внешнего и



внутреннего колец используют хромоникелевые сплавы ЭИ417, ЭЯ1Т (1Х18Н9Т), а для двигателей с повышенной температурой газа – сталь ЭИ696 и сплав ЭИ 437Б.

*Рабочие лопатки.* Рабочие лопатки являются наиболее нагруженными из всех деталей газовой турбины. Они подвержены действию центробежных сил, газовым нагрузкам, вибрационным нагрузкам и окисляющему действию горячих газов. Материал лопаток должен обладать высокой жаропрочностью и жаростойкостью. Весь комплекс требований к материалам рабочих лопаток позволяет выбирать только специальные высоколегированные стали и специальные сплавы. Обычным способом изготовления ответственных лопаток турбины является точное литье или литье с направленной кристаллизацией и монокристалльная отливка.

*Диски и роторы турбин.* Эти элементы турбины кроме центробежных нагрузок подвергаются и значительным температурным напряжениям – венечные температуры дисков составляют 900-920К. А внутренние температуры у втулочной части дисков составляют 420-620К.

### **Температурные напряжения, их особенность**

Температурные напряжения имеют ту особенность, что они являются внутренними напряжениями, и интеграл по сечению неравномерно нагретой балки (являющейся моделью для расчета лопаток) от температурных напряжений равен 0. Это означает, что, хотя бы уж в упругой постановке задачи, если имеются по профилю области напряжений сжатия, то обязательно должны быть и области с напряжениями растяжения. Формула Биргера-Малинина, позволяющая производить расчеты напряжений в сечении лопатки с учетом произвольного распределения температур (и соответственно температурных напряжений), построена на стержневой схеме рассмотрения картины напряжений.

Сечение лопатки можно рассматривать как состоящее из большого числа стержней, имеющих возможность удлиняться свободно, без взаимодействия с соседними стержнями. Линейные деформации каждого стержня из-за температурных отличий существенно различны в соответствии с местными температурами.

Второе условие, упрощающее рассмотрение задачи о напряженном состоянии неравномерно нагретой балки, находящейся под воздействием растягивающих усилий, изгибающих и крутящих моментов от газовых сил, заключается в гипотезе сохранения плоскостности исходных плоских сечений (задаваемых чертежом лопатки). При этом допускается изменение угла наклона плоскости сечения под действием выше перечисленных нагрузок и температурной неравномерности в сечении лопатки относительно основных осей – радиального направления и направления фронта решеток профилей.

При таком подходе легко понять физику перераспределения напряжений в сечении неравномерно нагретой лопатки. Участки с повышенным уровнем температур стремятся удлиниться больше, чем участки с более низкой температурой. Сохранение плоскости сечения неизменной приводит к тому, что участки с более высоким уровнем линейных деформаций оказываются зажатыми соседними, более холодными стержнями. В стержнях с повышенной температурой появятся термические напряжения сжатия. Для сохранения неизменной несущей нагрузки сечения на участках сечения с пониженным уровнем температур появятся термические напряжения растяжения.

На картину напряжений в сечении лопатки аддитивно добавится картина термических напряжений. Основными рабочими нагрузками в лопатке являются напряжения растяжений от центробежных сил вышерасположенных сечений лопатки. Сложение напряжений растяжения в сечении лопатки с противоположными по знаку температурными напряжениями существенно изменит картину напряжений. В точках сечения с более высокими температурами произойдет разгрузка напряжений, и чем выше температурная неравномерность в сечении лопатки, тем больше уровень разгрузки перегретых участков. Участки сечения с более низкой температурой будут из-за наличия температурных напряжений растяжения догружаться растягивающими напряжениями.

Таким образом, несущая способность сечения лопатки обеспечивается участками с пониженным уровнем температур.

В сечении лопатки имеется два участка – входная и выходная кромки, где уровень теплопередачи со стороны газа повышенный. Средняя часть лопатки имеет относительно более умеренный уровень теплоотдачи со стороны газа по отношению к ранее названным участкам.

Обеспечение высокой интенсивности охлаждения в зонах повышенного  $b_{\text{газа}}$  возможно только за счет более значительного уровня  $b_{\text{возд}}$  (в районе входной кромки со стороны газа больше не только коэффициент теплоотдачи, но и площадь теплообмена). Проблемно размещать развитое оребрение со стороны охлаждения.

Логичным представилось допустить перегрев участков входной и выходной кромок и обеспечить требуемую интенсификацию охлаждения средней части лопаток.

Для решения задачи требовалось:

- определить закономерность перераспределения напряжений из-за температурной неравномерности;
- с учетом норм прочности определить средний уровень температур и допустимый разброс ее в сечении;

- с учетом заданного уровня температур газа и локальных коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки со стороны газа составить картину локальных значений местной плотности теплового потока со стороны охладителя по профилю лопатки (варьируемый фактор);
- сформулировать целевую функцию оптимизации температурного поля в сечении лопатки.

Тогда задача оптимизации формулируется следующим образом – найти такую картину распределения локальной плотности теплового потока в охладитель, чтобы выполнялись условия прочности и была минимизирована целевая функция.

В принципе, поставленная задача из-за зависимости теплофизических свойств материала лопатки от температуры нелинейная. Но при условии разбиения профиля лопаток на значительное число участков и условии, что образованные таким образом расчетные участки можно считать адиабатными (отсутствует теплообмен по боковым поверхностям участков), можно задачу свести к линейной. Задача линейной оптимизация системы имеет стандартное решение.

### **Основные сведения о тепловом состоянии лопаток газовых турбин**

Конфигурация проточной части трактов турбин и профилей каналов течения газа в турбинах определяются газодинамикой течений и стремлением обеспечить максимальное совершенство процесса расширения газа в ступени турбины (в первую очередь ее коэффициент полезного действия). Несмотря на различия в применении и размерности газовых турбин лопаточные венцы, спроектированные разными конструкторскими бюро и использующими различный опыт, накопленный наукой и практикой проектирования газовых турбин в различных странах, мало отличаются друг от друга. Специалист легко поймет и оценит особенности профилирования газового тракта по высоте лопатки и профилю каналов, разработанных в другой стране или проектной фирме.

Совсем другую картину мы имеем при рассмотрении систем охлаждения, конструктивных элементов охлаждаемых лопаток, каналов и форм организации течения охладителей. Здесь мы можем наблюдать необозримый разброс конструктивных, металлургических и технологических решений. Иногда другому специалисту принятое автором разработки решение не представляется бесспорным.

Хотелось бы найти какое-то понимание общих закономерностей и частных особенностей явлений, влияющих на процессы теплообмена и выбора конструктивных решений в охлаждаемых лопатках турбин.

С точки зрения газовой динамики каналы, образуемые лопатками турбин, представляют собой конфузоры, т.е. от входа к выходу имеет место уменьшение

проходного сечения канала и соответственно увеличение скоростей потока от входа к выходу. Как известно, изменение скоростей движения газового потока обязательно сопровождается уменьшением статического давления вдоль канала. При этом значения статических давлений по обводу профиля существенно различны в зависимости от того, осуществляем обход профиля по его вогнутой (так называемое корыто) или по выпуклой части (так называемая спинка).

Представляет интерес картина течения газового потока на выходе из решетки. Самое узкое место турбинного канала называют «горлом» канала. За ним располагается зона, называемая косым срезом. В этой зоне при сверхкритических перепадах давления происходит увеличение скоростей потока выше скорости звука. При докритических перепадах давления на выпуклой части профиля за линией горла могут создаваться условия для отрыва пограничного слоя, что приводит к местному повышению уровня теплообмена между газовым потоком и профилем лопатки.

Самой распространенной и доведенной до совершенства является конвективная схема охлаждения лопаток. При данном типе охлаждения снижение температур стенок лопаток достигается отводом тепла от газа в охлаждающий воздух, проходящий во внутренних каналах лопаток. Из теории конвективного теплообмена известно, что основное снижение температуры происходит на границе газ-стенка лопатки из-за процессов в пограничных слоях. Дополнительное снижение температуры происходит за счет теплопроводности материала стенки лопатки. Здесь градиент температур определяется как уровнем коэффициентов теплоотдачи со стороны газа и охладителя так и уровнем теплопроводности материала. К сожалению, повышение жаропрочности сопровождается снижением коэффициента теплопроводности.

Для повышения эффективности охлаждения необходимо делать более тонкую стенку лопатки, одновременно увеличивая радиусы наружный и внутренний по профилю лопатки. Целесообразно вводить ребрение со стороны охлаждающего воздуха. Ну и, конечно, максимально увеличивать интенсивность теплообмена со стороны охлаждающего воздуха. Как будет показано ниже, именно по этому пути и шли конструкторы охлаждаемых лопаток турбины.

Создатели охлаждаемых лопаток с конвективным охлаждением шли от простых канальных лопаток к все более сложным схемам течения охлаждающего воздуха. Проиллюстрируем несколькими примерами это положение рисунками 3.2.2 и 3.2.3.

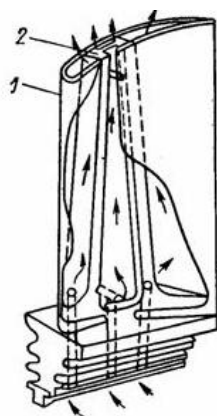


Рисунок 3.2.2 – Канальная лопатка с продольным течением воздуха

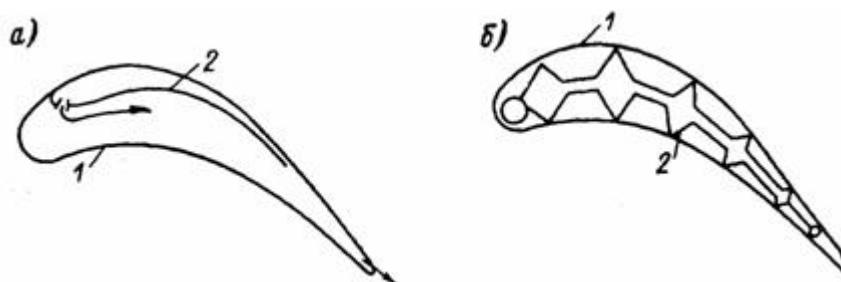


Рисунок 3.2.3 – Лопатки с вставными дефлекторами: 1 – контур лопатки, 2 – дефлектор

На лопатках, показанных на рисунке 3.2.2, применены вставные дефлекторы. Их цель подвести свежий воздух и заставить его проходить по малым каналам вдоль профиля и по высоте лопатки.

Широко представлены лопатки турбин с каналами охлаждения вдоль лопатки.

С целью обеспечения равномерного охлаждения лопаток старались располагать каналы 1 по всему профилю. В зонах с максимальными значениями  $b_{газа}$  отверстия делали меньшего диаметра. Как будет показано ниже, это существенно увеличивало коэффициент  $b_{возд}$ , и улучшало эффективность охлаждения.

Может быть более сложная схема конвективного охлаждения с малыми каналами для движения воздуха. Технологически обеспечить изготовление длинных каналов малого размера очень сложно. В приведенной конструкции использована так называемая гильзовая схема лопатки. Наружная поверхность представляет собой гильзу из жаропрочного материала, облегающую силовой стержень из менее жаропрочного материала. Всю нагрузку несет силовой охлаждаемый стержень, а гильза свободна от нагрузок и крепится к одному из концов лопаток, имея возможность свободно расширяться при нагреве лопатки.

В каналах охлаждения, как правило, имеет место турбулентный режим течения. Это объясняется стесненными размерами каналов с внезапными изменениями проходных сечений при достаточных перепадах давлений.

Следует заметить, что более высокой эффективностью охлаждения обладают каналы с меньшими значениями гидравлического диаметра. В связи с этим стремятся уменьшить проходные сечения каналов (одновременно увеличивая их количество) и увеличивают смоченный периметр каналов за счет видоизменения формы каналов – делая их плоскими, сплюснутыми, гофрированными и т.д.

Коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости воздуха принимают по температуре на входе в канал охлаждения. Эффективность охлаждения повышается при увеличении интенсивности теплоотдачи в каналах охлаждения. Конструктивно и технологически это обеспечивается усложнением воздушных каналов.

Конвективное охлаждение имеет ограничения по дальнейшему росту эффективности охлаждения лопаток. Дальнейшее повышение эффективности охлаждения обеспечивается введением пленочного и пористого охлаждения.

Заградительное охлаждение – это подача охлаждающего воздуха или другого агента непосредственно поверх наружной защищаемой поверхности для защиты от непосредственного воздействия потока газа. Введение заградительного пленочного охлаждения существенно меняет процессы теплообмена. Введение пленки создает свой пограничный слой на наружной защищаемой поверхности и изменяет коэффициент теплоотдачи со стороны газа. Обычно охлаждающий воздух подается из внутренней полости лопатки, и пленочное охлаждение является чаще всего комбинацией с конвективным или проникающим (пористым) способом охлаждения.

Пленочное охлаждение лопаток, с точки зрения теплового эффекта по защите лопаток (снижения температуры стенок относительно температур газа), является одним из наиболее эффективных способов охлаждения. Но у него есть и отрицательные стороны:

- пленочное охлаждение требует более высоких уровней отбора воздуха;
- технологически лопатки с пленочным охлаждением очень сложны;
- долговечность лопаток из-за наличия концентраторов напряжений от острых кромок в районе выхода охлаждающего воздуха ниже, чем у сплошных лопаток.

Учитывая эти особенности, пленочное охлаждение применяют, как правило, в сочетании с конвективным охлаждением (используя вставные дефлекторы).

Полную защиту профиля лопатки воздушной пленкой обеспечивает проникающее (пористое) охлаждение. Пористое охлаждение реализуется с помощью пористой оболочки (типа гильзы) над силовым профильным стержнем. Оно с термодинамической точки зрения является самым совершенным. При нем охладитель подводится во внутреннюю полость и продавливается через пористую стенку. Направление движения потока

охлаждателя противоположно направлению теплового потока, т.е. идет от холодной стенки к горячей. Теплоотдача идет за счет теплопроводности и конвекции.

Материалом для пористой оболочки могут служить керамика и металокерамические сплавы, а также порошковые составы типа нихрома, карбидов и других смесей. Пористостью называют отношение объемов пор к общему объему оболочки. Требования к пористым материалам очень высокие. Они должны обладать жаропрочностью, жаростойкостью, высокой устойчивостью к циклическим нагрузкам. В то же время они должны обладать требуемой пропускной способностью для реализации транспортировки воздуха. Желательно, чтобы пористые материалы обладали высокой теплопроводностью. Конечно, при спекании пористого материала желательно, чтобы он был достаточно гомогенным по зернистости. Плотность пористого материала ниже плотности сплошного материала, что очень важно для облегчения веса конструкции.

Из сказанного выше следует, что пористые материалы более подходят для защиты неподвижных сопловых лопаток и статорных деталей.

Типичный вид современных лопаток с конвективно-пленочным охлаждением показан рисунке 3.2.5.

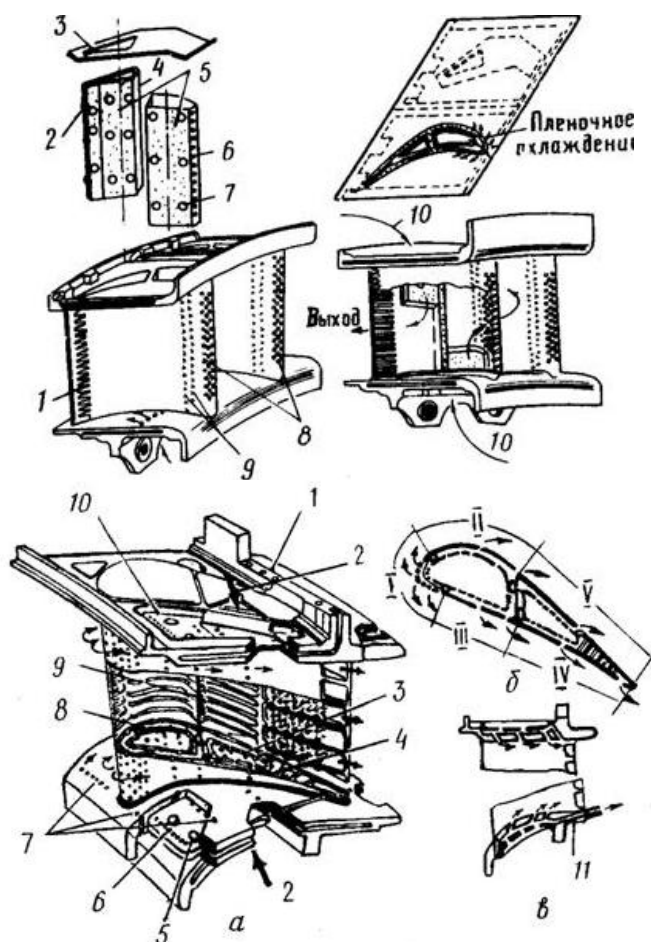


Рисунок 3.2.5 – Конвективно-пленочное охлаждением входной кромки лопатки

Для проектирования охлаждаемых лопаток должны быть заданы, как отмечено выше, следующие данные:

- температуры газов по высоте лопатки ( для сопловых лопаток с учетом окружной неравномерности);
- действующие нагрузки;
- располагаемые температуры охлаждающего воздуха и давления в зоне отбора;
- определяющая температура тела лопатки или разброс по телу лопатки для сечения с максимальными нагрузками;
- ресурс работы лопаток;
- характеристики прочности материала (с учетом температур и ресурса работы);
- геометрические параметры обтекания лопаток в каналах турбины и размеры хорды и высоты лопаток.

#### **Опытно-экспериментальные исследования элементов охлаждения и лопаток турбин на установках и в составе двигателя**

Все расчетные методы определения параметров обтекания профилей, характеристик пограничных слоев носят только оценочный характер и применяются для получения информации первого порядка. На базе этой информации строятся проекты начального уровня. Дальнейшее проектирование и доводка лопатки невозможны без натурных испытаний. Желательно было бы иметь полный комплекс установок по исследованию и доводке профилей лопатки и отработке характеристик теплового состояния спроектированных лопаток.

Гидравлические характеристики лопаток (с измерением, в том числе распределения статических давлений по профилю лопатки) требуют создания специальных продувочных стендов. Минимальное число лопаток, образующих исследуемый канал, равно 3 – 5. Для лопаток большой высоты из-за стремления ограничить потребные расходы воздуха производят модельные испытания части лопатки по высоте. Но для получения полной картины обтекания с учетом влияния стенок наружного и внутреннего контура тракта требуется полноразмерный канал. Это обеспечивается масштабированием – продувкой полноразмерной модели в масштабе  $1/2$  ,  $1/3$  или какого-либо другого приемлемого значения по расходам воздуха. Преимущество исследования лопаток или их моделей в том, что можно проводить исследования при различных перепадах давлений в решетке и при различных углах атаки, степени турбулентности.

Тепловые исследования моделей или полноразмерных лопаток производятся на тепловых стендах с изменением температур газа и охлаждающего воздуха, перепадов давлений как по газу, так и по охлаждающему воздуху. В итоге находятся зависимости



эффективности охлаждения лопаток от расхода охлаждающего воздуха, распределение температур по профилю лопаток. В прикладном плане можно производить исследования интенсивности теплообмена со стороны газового потока с последующей критериальной обработкой результатов исследований.

Исследование эффективности процессов в каналах охлаждения лопаток производят на установках осаждения из расплава металла. В зависимости от интенсивности охлаждения образуется в течение нескольких минут на стенке охлаждаемой лопатки, помещенной в расплавленный цинк, определенной толщины корка. Величина корки зависит от разности температур расплавленного цинка и охлаждающего воздуха и местного значения коэффициента теплоотдачи в канале охлаждения. Установка существенно дешевле описанных ранее установок и по этой причине более доступна и находит свое применение при доводке систем охлаждения лопаток.

Полезную информацию о проектировании охлаждаемых лопаток турбины можно получить, знакомясь с традициями и опытом создания ОЛТ в ведущих проектно-конструкторских бюро, занимающихся созданием высокотемпературных ГТД. Наибольшие успехи достигнуты при создании военных ГТД.

При создании и доводке двигателя НК-144А для сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144 и бомбардировщика Ту-22М2 потребовалось разработать мероприятия по повышению надежности охлаждаемых лопаток первой ступени турбины.

Мероприятия по повышению эффективности охлаждения лопаток, установка топливных форсунок пониженной проливки, установка лопаток повышенной пропускной способности в зоне повышенной окружной неравномерности позволили исключить дефект разгара лопаток.

## Системы охлаждения ракетных двигателей

Защита стенок ракетных двигателей от опасного перегрева является одной из самых важных и сложных проблем ракетной техники. Первые частичные решения этой проблемы позволили создать и первые ЖРД» имевшие практическое значение.

В настоящее время многие вопросы защиты стенок камеры сгорания и сопла от опасного перегрева так или иначе разрешены или стали более ясными. В результате современные жидкостные ракетные двигатели стали надежно действующими машинами.

Однако, несмотря на это, считать, что эта проблема полностью разрешена, нельзя. Организация надежной защиты стенок современных высоконапряженных ЖРД при небольших потерях удельной тяги является одной из трудных задач, возникающих при создании новых конструкций ЖРД.

Сложность проблемы защиты стенок современных ЖРД связана с тем, что газы, омывающие стенку камеры и сопла, имеют очень высокую температуру (до 3500...4000° К), высокие давления (до 150 и выше атмосфер) и высокие скорости движения (до 3000...4000м/сек).

При таких высоких термодинамических параметрах между газами и стенкой возникает интенсивный теплообмен, способный при недостаточной защите быстро нагреть стенку камеры или сопла до температур, близких к температуре газа. Если учесть, что подавляющее большинство материалов стенки допускают весьма умеренные нагревы (максимум 1300...1500° К), то сложность проблемы защиты стенки камеры и сопла становится очевидной.

Интенсивность теплообмена в ЖРД можно характеризовать как количеством тепла  $Q$  передаваемого от газа в стенку в единицу времени через всю поверхность камеры и сопла, так и тепловым потоком, т.е. количеством тепла, передаваемым через стенку в единицу времени с единицы поверхности, —  $q$ .

Полет пилотируемого **космического** корабля может быть разделен на три **основных участка**. Первый **участок** (ЛБ рис.В.1) характеризуется его **движением совместно с ракетой** - носителем со стартового стола **до заданной высоты от поверхности** Земли, где происходит его отделение от носителя и начинается **автономный** полет по определенной орбите. Этот участок носит название участка выведения **и** на нем космический корабль испытывает воздействие набегающего воздушного потока атмосферы, тепловых радиационных потоков от факелов работающих маршевых ракетных двигателей носителя, мощных акустических **и**

вибрационных нагрузок, перегрузки от ускоренного движения и целый ряд других воздействий. В свою очередь набегающий воздушный поток разогревает внешние поверхности корабля и создает внешнее избыточное давление.

После соответствующего маневрирования на участке БВ орбитальный космический корабль выходит на рабочую околоземную орбиту ВГВ.

Второй участок полета - это движение по заданной околоземной орбите на высотах до 350 км от поверхности Земли. В орбитальном полете внешние поверхности космического корабля испытывают воздействие прямого солнечного излучения и могут нагреваться до температуры  $+120^{\circ}\text{C}$  или охлаждаться до  $-120^{\circ}\text{C}$  в теневых зонах.

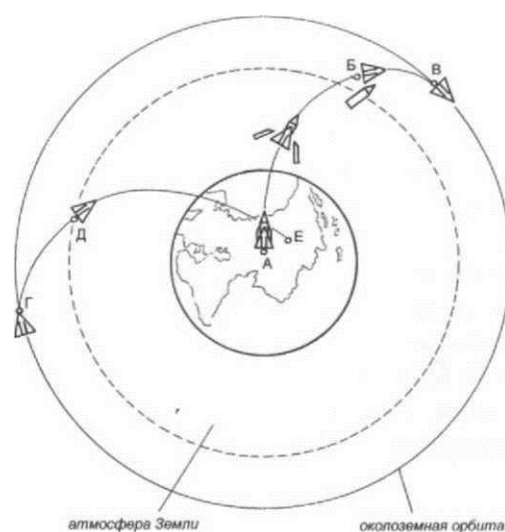


Рис. . 1. Схема полета пилотируемого космического корабля

Этот участок полета является рабочим, и на нем выполняются запланированные на Земле задания. В качестве одного из заданий может быть осуществлена доставка грузов на борт орбитальных космических станций - лабораторий или установка на заданных орбитах искусственных спутников Земли, обеспечивающих, например, связь на определенных ее участках.

После выполнения предусмотренных работ орбитальный корабль осуществляет маневр схода с орбиты на участке ГД и по заданной траектории ДЕ производит посадку в заданный район поверхности Земли. Траектория ДЕ - это третий основной участок полета космического корабля. Он является наиболее напряженным по уровню действующих на-1 рузок. Особенно большими являются тепловые нагрузки. Планируемый спуск орбитального корабля на Землю осуществляется с громадной скоростью входа в атмосферу. Так, например, скорость движения корабля на высоте около 100 км составляет приблизительно 27

500 км/ч. Учитывая массу корабля, которая может составлять от 80 т до 100 т, нетрудно определить его кинетическую энергию, которая должна быть погашена на участке ДЕ для осуществления посадки на аэродром со средней скоростью 310-315 км/ч. Поскольку торможение корабля осуществляется, в основном, за счет трения воздушной атмосферы о поверхность планера корабля, то практически вся энергия движения аппарата переходит в тепловую. Оценки показывают, что часть этой энергии может быть аккумулирована конструкцией планера, но она должна составлять не более 3% от общей энергии. Это обусловлено жесткими требованиями по тепловым режимам металлической силовой конструкции корабля с учетом многократного его использования. Остальные 97% тепловой энергии должны быть восприняты специальными конструкциями, которые принято называть теплозащитными.

При движении корабля на атмосферном участке спуска с орбиты набегающий поток воздуха переходит в состояние низкотемпературной плазмы. Плазма (от греческого - вылепленное, оформленное) - это частично или полностью ионизированные газы, в которых плотность положительных и отрицательных зарядов практически одинакова.

При достаточно сильном нагревании любое вещество испаряется, превращаясь в газ. Если увеличивать температуру и дальше, то резко усиливается процесс термической ионизации, то есть молекулы газа начинают распадаться на составляющие их атомы, которые затем превращаются в ионы. В состоянии плазмы находится подавляющая часть вещества.

В окрестностях звезды, звездные атмосферы, галактические туманности и межзвездная среда. Около Земли плазма существует в космосе в виде солнечного ветра, заполняет магнитосферу Земли (образуя радиационные пояса Земли) и ионосферу. Процессами в околоземной плазме обусловлены магнитные бури и полярные сияния. Отражение радиоволн от ионосферной плазмы обеспечивает возможность дальней радиосвязи на Земле. Низкотемпературная плазма имеет температуру до 10 К.

Движение летательных аппаратов, возвращаемых из космоса на Землю, при взаимодействии с ее атмосферой порождает образование плазмы с температурой около  $10\,000^{\circ}\text{C}$ , которая резко уменьшается в пограничном слое на поверхности аппарата, нагревая отдельные участки последнего от  $150^{\circ}$  до  $2000^{\circ}\text{C}$ . Одновременно с этим космический корабль подвержен воздействию целого ряда

других нагрузок: механических под воздействием давления воздуха, акустических и т.п.

Из сказанного становится очевидным, что вся внешняя поверхность космического корабля должна быть обеспечена средством поддержания допустимого уровня его нагрева или охлаждения. В качестве такого средства выступают теплозащитные конструкции. По характеру своих функций они относятся к особо ответственным конструкциям, так как обеспечивают нормальное функционирование всего аппарата и многообразие его применения. Кроме того, эти конструкции сами должны обладать многообразием и ремонтпригодностью при наземном обслуживании.

К настоящему времени разработаны различные методы тепловой защиты. Их создание обусловлено не только потребностью защиты изделий от воздействия тепла, но и необходимостью защиты самого человечества от экстремальных климатических условий в различных районах Земли. Для того чтобы выжить, мы защищаемся от холода, одевая теплоизолирующую шубу в районах Севера, и теплозащитную одежду от чрезмерного перегрева в жарких районах.

В этой связи разработаны различные методы тепловой защиты, представленные на рис.В.2. Применительно к технике термин теплозащита предполагает техническое средство обеспечения нормального (заданного) температурного режима в установках и аппаратах, работающих в условиях подвода к их поверхности значительных тепловых потоков. Теплозащита, например, широко распространена в авиационной и ракетной технике для защиты летательных и космических аппаратов от аэродинамического нагрева при движении в плотных слоях атмосферы.

Известны активные и пассивные методы теплозащиты. В активных



Рис. .2. Методы тепловой защиты

методах газообразный или жидкий охладитель подается к защищаемой поверхности и берет на себя основную часть поступающего к поверхности тепла. В зависимости от способа подачи охладителя к защищаемой поверхности различают несколько типов теплозащиты.

Конвективное (регенеративное) охлаждение - охладитель пропускается через узкий канал («рубашку») вдоль внутренней (по отношению к подводимому тепловому потоку) стороны защищаемой поверхности. ) гот способ теплозащиты широко применяется, например, в стационарных энергетических установках, а также в камерах сгорания и соплах жидкостных ракетных двигателей.

На рис. В.3 изображена схема действия такого метода в жидкостном ракетном двигателе. Жидкий окислитель и жидкое горючее из соот-неггвующих баков 1, 2 подаются с помощью насосов 3 в камеру сгорания 4, где происходит их смешивание и воспламенение. Раскаленные продукты сгорания под большим давлением из камеры сгорания по- ( гупают в сопло 5, где в результате их расширения создается реактивная тяга. Защита внутренней поверхности сопла и камеры сгорания от действия горячих газов осуществляется с помощью жидкого окисли-

геля, который вначале поступает в пространство между двумя стенками (рубашками) сопла и камеры сгорания, снимает необходимое количество тепла с внутренней стенки двигателя и только после этого взаимодействует с горючим.

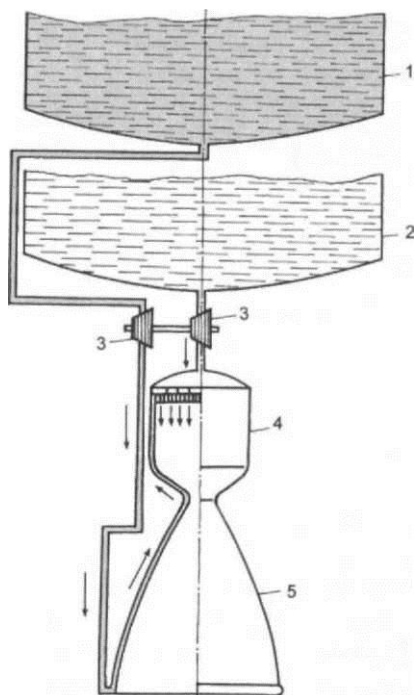


Рис..3. Принципиальная схема действия жидкостного ракетного двигателя

1 - бак с жидким окислителем; 2 - бак с жидким горючим; 3 - насос; 4 - камера сгорания; 5 - сопло

Заградительное охлаждение - газообразный охладитель подается через щель в охлаждаемой поверхности на внешнюю, «горячую», сторону, как бы заграживая ее от воздействия высокотемпературной внешней среды. Заградительный эффект струи охладителя уменьшается по мере ее перемешивания с горячим газом. Поэтому для теплозащиты больших поверхностей пользуются системой последовательно расположенных щелей. Этот метод применяется, например, в авиации для теплозащиты камер сгорания и сопел воздушно - реактивных двигателей, причем в качестве охладителя используют заборный воздух.

Лсиочное охлаждение аналогично заградительному, но через щель ищцаемой поверхности подается жидкий охладитель, образующий на ней защитную пленку. По мере растекания вдоль поверхности жидкая пленка испаряется и разбрызгивается. Поглощение подводимого к поверхности тепла в данном способе теплозащиты происходит за счет нагревания и испарения жидкого охладителя, а

также последующего нагрева его паров. Этот способ применяется для защиты камер сгорания и сопел жидкостно-реактивных двигателей.

Пористое охлаждение - газообразный или жидкий охладитель подается через саму охлаждаемую поверхность, для чего последнюю изготавливают пористой или перфорированной. Этот метод применяется при повышенных тепловых потоках к поверхности, когда предыдущие методы теплозащиты оказываются несостоятельными.

В пассивных методах теплозащиты воздействие теплового потока воспринимается с помощью специальным образом сконструированной внешней оболочки или с помощью специальных покрытий, наносимых на основную конструкцию. В зависимости от способа «восприятия» теплового потока известно несколько вариантов пассивных методов.

В теплопоглощающих конструкциях (тепловых аккумуляторах) подходящее к поверхности тепло поглощается достаточно толстой оболочкой. Эффективность метода зависит от величины удельной теплоемкости материала теплопоглощающей конструкции (наиболее эффективен бериллий).

«Радиационная» теплозащита основана на применении в качестве внешней оболочки материала, сохраняющего при высоких температурах достаточную механическую прочность. В этом случае почти весь поток тепла, подходящий к поверхности такого материала, переизлучается в окружающее пространство. Теплоотвод внутрь защищаемой конструкции минимален за счет размещения между внешней высокотемпературной оболочкой и основной конструкцией слоя из легкого теплоизоляционного материала. Данный способ может быть использован для теплозащиты лишь внешних поверхностей аппарата, когда излучение от нагреваемой поверхности имеет свободный выход во внешнее пространство.

Для «радиационной» теплозащиты существенное значение имеет способ отвода тепла. Например, если тепло поступает вследствие аэродинамического нагрева и его необходимо излучить в окружающее пространство, то идеальным следует считать случай полного термодинамического равновесия, когда все части системы тел имеют одну температуру и энергия теплового излучения, испускаемого каждым телом,

компенсируется энергией поглощения теплового излучения окружающим пространством. Этот случай может быть реализован только абсолютно черным телом. На практике изготовить абсолютно черное тело не представляется



возможным, поэтому теплозащитные конструкции, испытывающие аэродинамический нагрев, должны иметь максимально возможную степень черноты. Если же необходимо защитить конструкцию от светового излучения (например, солнечного), то поверхность теплозащитной конструкции должна иметь высокую отражающую способность. Этой способностью обладают белые зеркальные поверхности с минимальной шероховатостью.

Широкое распространение в ракетно-космической технике получила теплозащита с помощью разрушающихся покрытий. Согласно этому способу защищаемая конструкция покрывается слоем специального материала, часть которого под действием теплового потока может разрушаться в результате процессов плавления, испарения, химических реакций, абляции.

Абляция (от лат. Ablatio - отнятие) - унос массы с поверхности твердого тела потоком горячих газов. Абляция происходит в результате эрозии, расплавления, сублимации. Сублимация (позднелат. Sublimatio -возвышение, вознесение, от лат. Sublimo - высоко, поднимаю, возношу),-возгонка, переход вещества из кристаллического состояния непосредственно (без плавления) в газообразное с поглощением теплоты. Абляция наблюдается, например, при движении в атмосфере с большими скоростями метеорных тел и космических спускаемых аппаратов типа

ВОСХОД, ВОСТОК, СОЮЗ. Это явление используется для внешней защиты (охлаждения) частей космических летательных аппаратов и внутренних поверхностей твердотопливных ракетных двигателей. В качестве примера на рис.В.4 изображена схема твердотопливного ракетного двигателя, в котором силовые оболочки корпуса 1 и соплового блока 2 защищены сублимирующимся теплозащитным покрытием 3. Оно надежно предохраняет силовые конструкции от продуктов сгорания твердого топлива 4, имеющих температуру  $+3500 - +3800^{\circ} \text{C}$ .

Абляционные теплозащитные конструкции широко применяются также и в современных космических аппаратах одноразового использования. Так, например, корпус командного отсека космического корабля АПОЛЛОН (США), доставившего американских астронавтов на поверхность Луны и возвратившего их на Землю, снабжен подобной конструкцией. Нарис.В.5 изображен фрагмент наружного силового корпуса отсека. Он состоит из силовой трехслойной сотовой оболочки, содер-

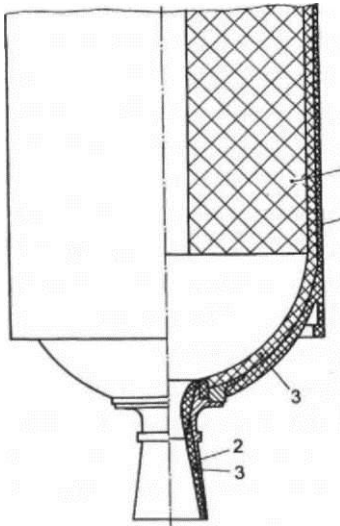


Рис..4. Схема твердотопливного ракетного двигателя

1 - силовая оболочка корпуса; 2 - силовая оболочка соплового блока; 3 - абляционное теплозащитное покрытие; 4 - заряд твердого топлива

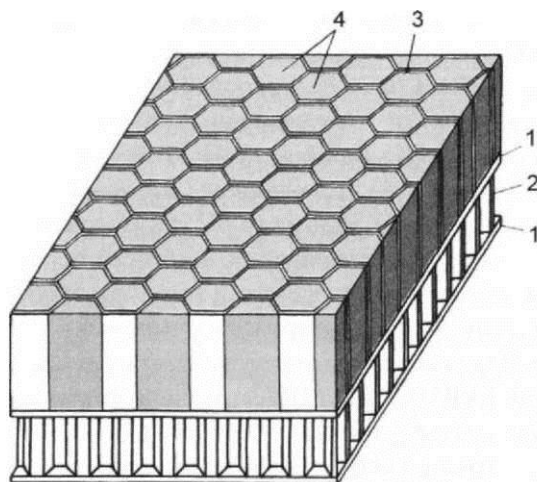


Рис..5. Схема фрагмента наружного контура командного отсека космического корабля АПОЛЛОН (США) I 1 - несущий слой; 2 - сотовый наполнитель; 3 - сотовый наполнитель из армированной пластмассы; 4 - эпоксидная смола с наполнителями

жашей в своем составе два несущих слоя 1 из стали марки РН14-8Мо, между которыми размещен сотовый наполнитель 2 из той же стали. На внешнем несущем слое располагается слой абляционной теплозащитной конструкции, изготовленной фирмой ЭВКО (США). Она состоит из эпоксидной новолачной смолы с низкоплотными наполнителями, армированной волокном. В качестве силового каркаса служит сотовый наполнитель 3 из армированной пластмассы. Смола с включенными в ее состав наполнителями и армирующими волокнами 4 заполняет

ячейки сотового каркаса, образуя монолитную структуру с объемной плотностью 528 кг/м<sup>3</sup>. Теплозащитная конструкция представляет собой монолитную непрерывную оболочку, неразъемно соединенную с наружным силовым корпусом командного отсека по всей его поверхности [ 1,2 - 4,5]. Аблиционная теплозащита - это уносимая конструкция, которая частично «выгорает», поглощая при этом тепловую энергию. Следствием этого процесса является изменение формы летательного аппарата и его аэродинамики. Так как этот процесс неуправляем, то для аппаратов с такой системой теплозащиты невозможно создать эффективную систему управления движением для обеспечения их приземления «по-самолетному».

Дальнейшее развитие теплозащитные конструкции получили при проектировании и изготовлении нового поколения космической техники - в многоразовых космических кораблях - самолетах серии СПЕЙС ШАТТЛ (США), БУРАН (СССР) и европейском проекте космического корабля ГЕРМЕС при долевом участии следующих стран: Франция (42,65%), Германия (26,7%), Италия (12,47%), Бельгия (5,86%), Испания (4,45%), Нидерланды (2,4%), Швейцария (1,98%), Швеция (1,83%), Австрия (0,5%), Дания (0,45%), Канада (0,45%) и Норвегия (0,26%).

## Современные тенденции расчета и проектирования систем охлаждения ДЛД

При расчете и проектировании систем охлаждения современных двигателей широко используются CAD/CAE – технологии, на базе таких пакетов программ как FLUENT.

На примере элементов системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания, таких как радиатор и насос можно рассмотреть процесс моделирования тепловых и газодинамических потоков. Данное моделирование должно производиться на основе результатов расчета системы охлаждения в соответствии методикой, описанной в разделе 3.1., посвященном поршневым двигателям.

После выполнения расчетов и построения схемы профиля лопатки насоса создается расчетная модель в какой-либо CAD-программе (например, Компас, SolidWorks). На рисунке 4.1 показан результат построения геометрической модели в программе Solid Works по заданным параметрам.

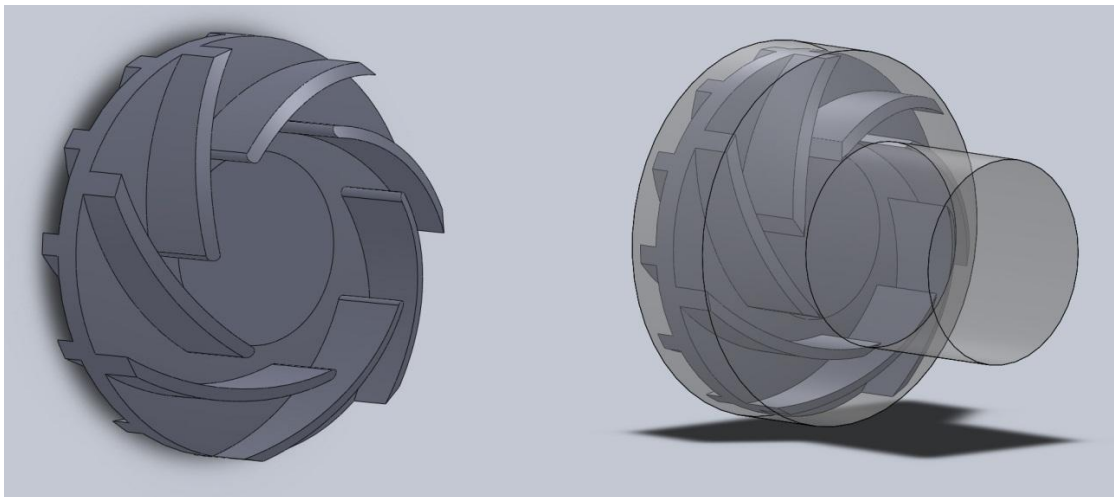


Рисунок 4.1 – Построение геометрической модели

Полученная модель затем импортируется в постпроцессор Gambit, в котором проводятся дополнительные построения, а также её разбиение сеткой и задание граничных условий. Для импортирования необходимо сохранить модель в одном из поддерживаемых постпроцессором Gambit форматов: PARASOLID, ACIS, STEP или IGES.

Дальнейшими действиями с расчетной моделью, которые производятся в программе FLUENT, являются задание граничных условий, настройка параметров решателя, решение и обработка результатов.

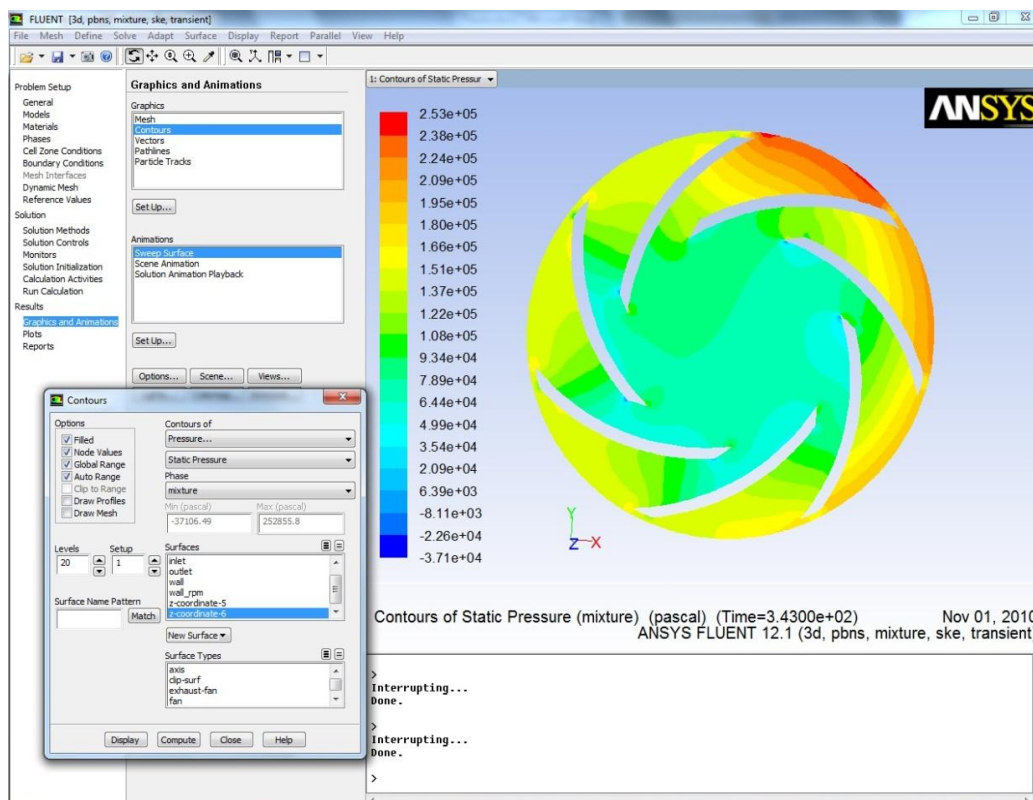


Рисунок 4.2 – Статическое давление в межлопаточных каналах крыльчатки насоса (расчет без учета кавитации)

Отдельное внимание необходимо уделить процессу моделирования кавитации в центробежном насосе. Решение последней задачи требует использования в программном комплексе FLUENT модели движущейся системы отсчета и модели кавитации.

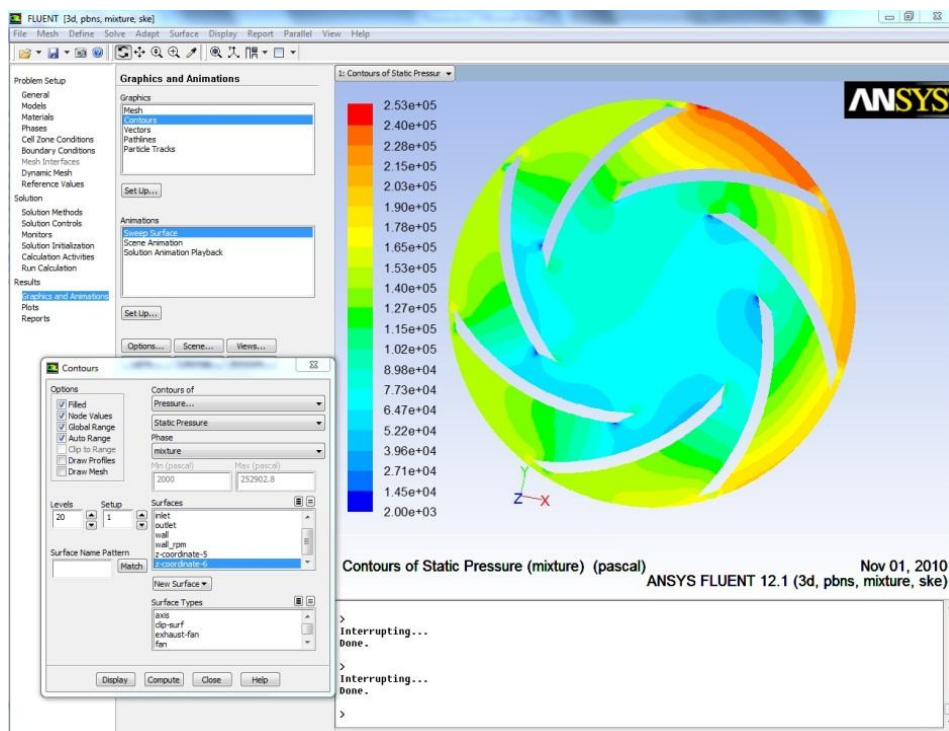


Рисунок 4.3 – Статическое давление в межлопаточных каналах крыльчатки насоса (расчет с учетом кавитации)

При этом необходимо рассмотреть следующие аспекты использования программы FLUENT: применение k-ε моделей турбулентности, выбор модели смеси, создание расчетной кавитационной модели, расчет задачи без кавитации в потоке и с кавитацией.

С помощью программы FLUENT производится моделирование тепловых процессов в радиаторе. Для решения данной задачи с помощью программы Fluent сначала строится двумерная модель трубки трубчато – ленточного радиатора. Затем проводится моделирование течения охлаждающей жидкости на данном участке теплообменника, на котором находится значение коэффициента теплопередачи для данной конструкции.

Первоначально выполняется построение модели. Для решения этой задачи удобно использовать различные графические редакторы (Solid Works, Unigraphics, Компас). Двухмерная модель представляет собой две соседние трубки, соединенные вместе, между которыми находится лента оребрения. Проводим построение участков трубок длиной около половины всей длины (рисунок 4.4).

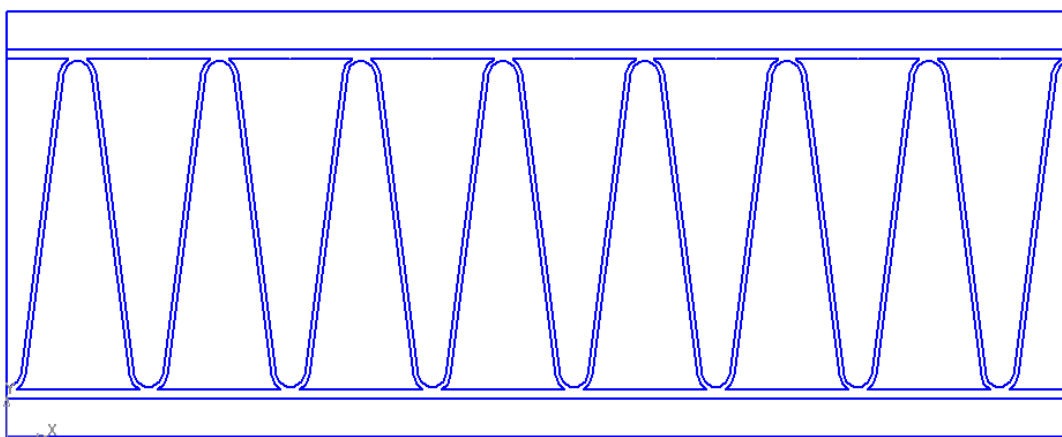


Рисунок 4.4 – Общий вид двумерной модели

Трехмерная модель представляет собой остов радиатора без оребрения с бачками, подводящим, отводящим каналами (рисунок 4.5). Далее модель импортируется в Gambit, где выполняются с ней дополнительные построения, она разбивается сеткой и задаются граничные условия.

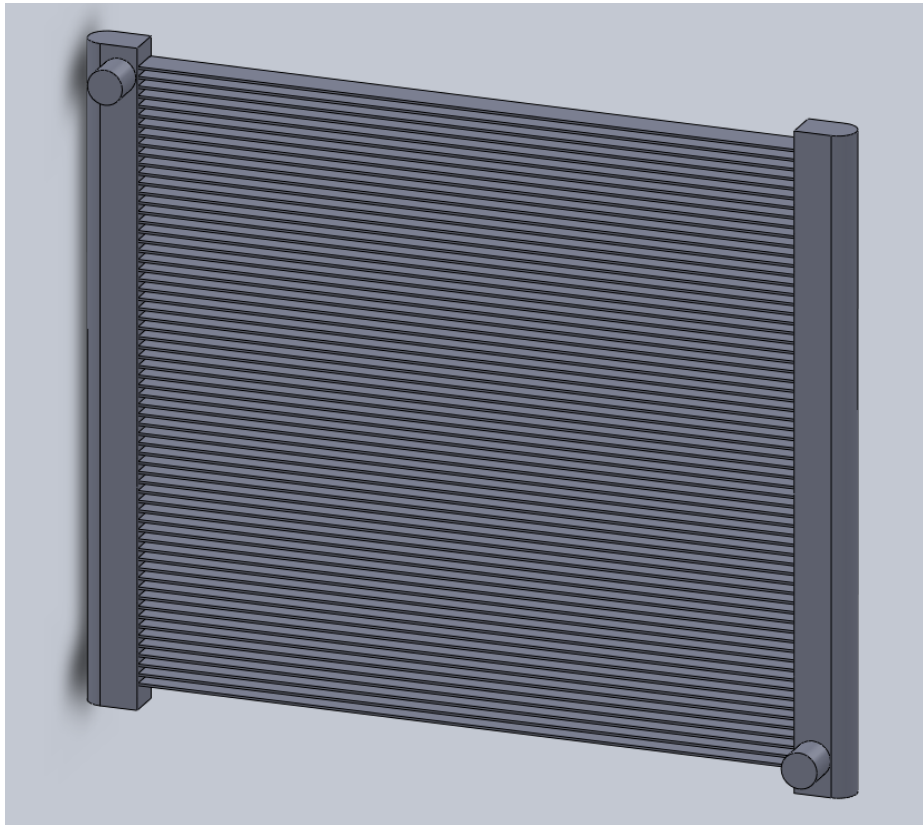


Рисунок 4.5 – Общий вид трехмерной модели

Для импорта в Gambit необходимо в названии модели использовать только латинские буквы или цифры.

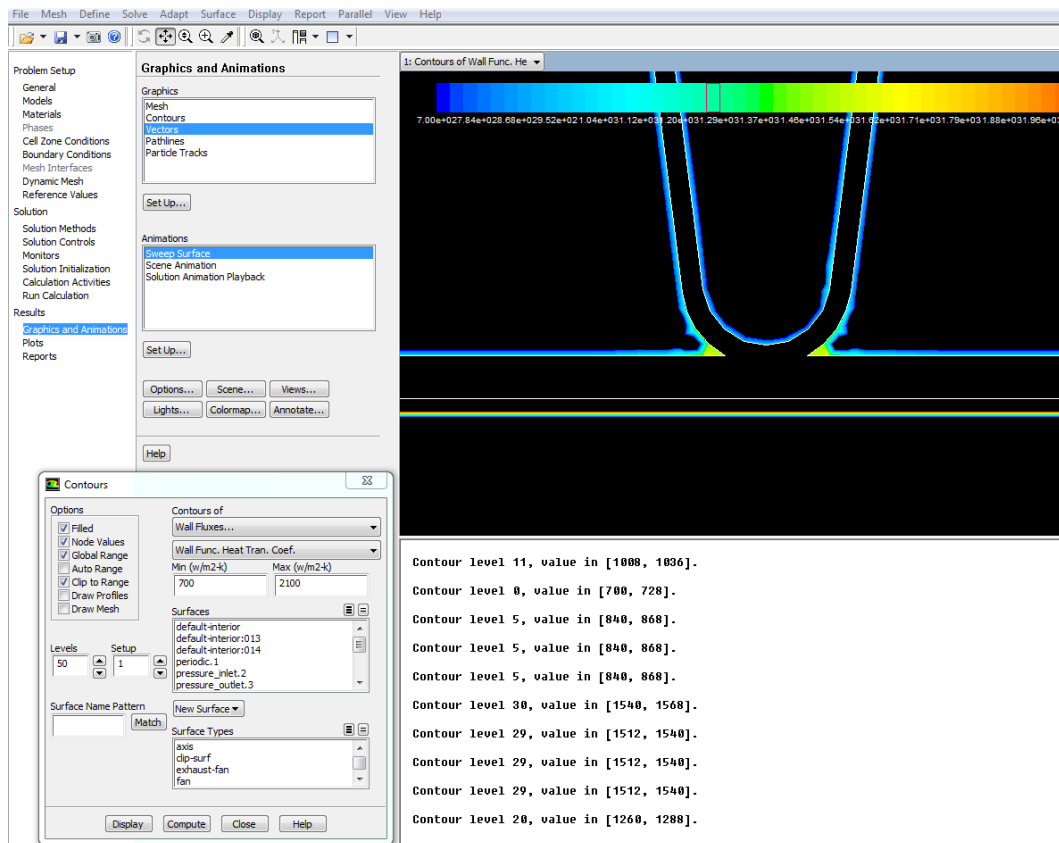


Рисунок 4.6 – Визуализация коэффициента теплопередачи

Затем на трехмерной модели остова радиатора происходит численное моделирование тепловых процессов для данной выбранной заранее конструкции теплообменника.

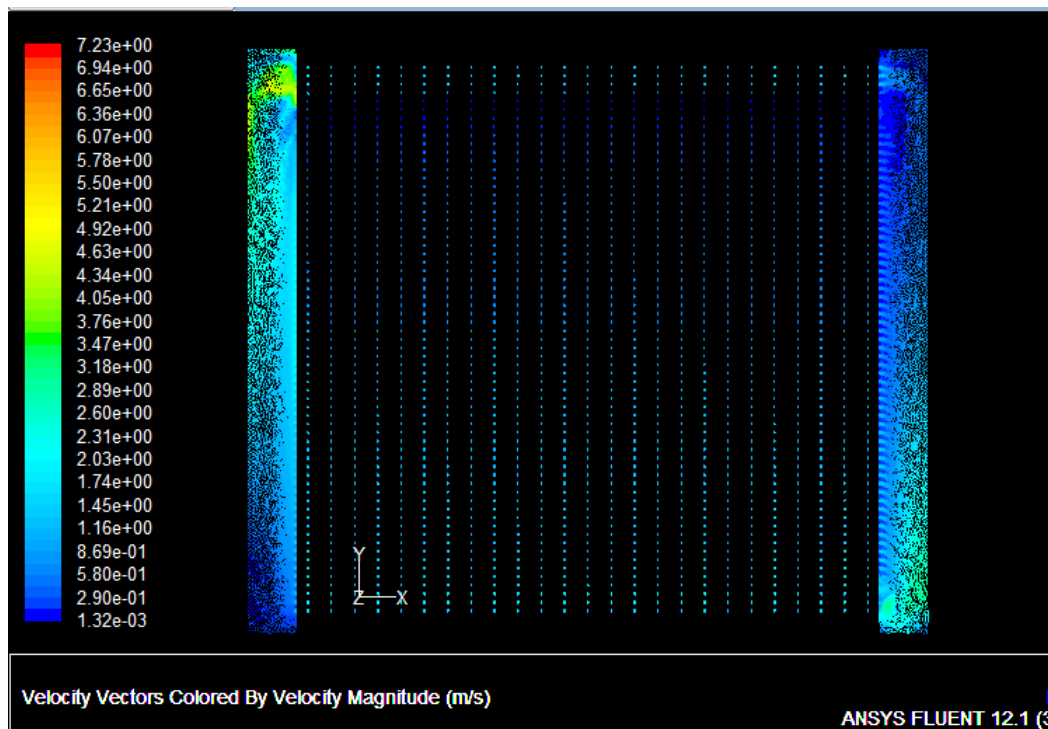


Рисунок 4.7 – Распределение векторов скорости в межреберном канале радиатора

По результатам моделирование элементов системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания в программном комплексе FLUENT можно сделать следующие выводы:

1) Применение CAD/CAE-технологий для моделирования тепловых и газодинамических процессов в элементах системы охлаждения позволяет снизить сроки проектирования двигателя внутреннего сгорания за счет ускорения процесса получения информации о правильности выбранной конструкции и массогабаритных характеристик.

2) Высокая информативность результатов численного моделирования способствует более глубокому анализу процессов проходящих в системе охлаждения ДВС.

3) Моделирование структуры потока при обоснованном выборе модели турбулентности позволяет с достаточной точностью получить распределение основных термодинамических параметров внутри центробежного насоса двигателя и в трубках радиатора.



## Заключение

Рассмотренные системы жидкостного и воздушного охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания позволяют получить общее представление о проблемах, с которыми сталкиваются конструкторы моторостроения. Большой круг задач, решаемых при создании современных поршневых двигателей, может быть дополнен с учётом их постоянного совершенствования в связи с появлением новых конструктивных идей, требований к технико-экономическим и эксплуатационным характеристикам.

Прямое отношение к проблеме охлаждения двигателей внутреннего сгорания имеют, например, применение в их конструкции нетрадиционных материалов для изготовления деталей: стеклокерамики, металлокерамики и керамики. Эти материалы, из которых в современных ДВС уже изготавливаются поршни, гильзы цилиндров, поршневые кольца, клапаны, шатуны, в корне меняют подходы к расчётам процессов теплообмена и теплового баланса двигателя. В свою очередь, это ведет к радикальным конструктивным изменениям не только деталей, но и агрегатов системы охлаждения и их характеристик.

В некоторых случаях возможны отказ от охлаждения некоторых теплонапряжённых деталей двигателя и, следовательно, новая компоновка системы охлаждения.

Не прекращаются попытки создания и применения так называемых гибридных систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания. У такого двигателя с воздушно-жидкостным охлаждением, как показывают исследования, в значительной степени возможно улучшение ряда важных показателей и характеристик двигателя: снижение весовых показателей за счёт уменьшения веса блоков цилиндра, радиатора, ёмкости всего жидкостного тракта системы охлаждения; сокращение продолжительности прогрева стенок цилиндра после запуска двигателя более чем в 3 раза по сравнению с традиционной принудительной закрытой системой охлаждения двигателя жидким теплоносителем; снижение износа цилиндров в 2...3 раза в период прогрева двигателя; снижение расхода топлива; рост мощности двигателя примерно на 5...8 % за счёт снижения механических потерь, рост коэффициента избытка воздуха и др.

Вместе с тем потребуются преодолеть ряд серьёзных препятствий, таких, например, как ухудшение условий весового наполнения цилиндров рабочей смесью, ведущее к уменьшению среднего эффективного давления цикла и литровой мощности, к возникновению детонации в бензиновых двигателях, как это имеет место в случае применения воздушного охлаждения и в случае жидкостного охлаждения, увеличивающего затраты мощности на механические потери и износ цилиндропоршневой группы, и ряд других показателей.

В целом рационально организованное комбинированное, воздушно-жидкостное охлаждение является, по мнению исследователей, перспективным направлением в создании систем охлаждения поршневых двигателей.

Успешно разрабатываются новые эффективные и компактные по конструкции способы и устройства для теплоотвода. Это главным образом так называемые тепловые трубы. Их размещение на двигателе позволяет отводить тепло не просто в окружающую среду (воздух), а в места двигателя, где оно может быть утилизировано, т.е. использовано для подогрева агрегатов и узлов с целью повышения эффективности их работы. Налицо энергосберегающее мероприятие в системе двигателя как преобразователя энергии.

Делаются попытки использования энергии потока выхлопных газов не только для привода турбин турбокомпрессоров наддува, но и для турбин привода вентилятора системы охлаждения, что весьма целесообразно, так как возникает ещё одна возможность автоматически регулировать охлаждение.

Поток выхлопных газов используют для реализации так называемого эжекционного охлаждения. Газы отсасывают в эжекторе охлаждающий воздух, который, смешиваясь с ними, отводится в атмосферу через катализаторы, очищающие смесь от экологически вредных компонентов продуктов сгорания.

В двигателях начинают применять высокоэффективные топлива (водород), что требует пересмотра принятых схем системы охлаждения, например, введения новых агрегатов – гидратных аккумуляторов тепла, новых видов эффективных и малогабаритных теплообменников — охладителей (спиральных, спирально-ленточных).

Наконец, интенсивное применение в системах охлаждения двигателей электроники обеспечивает очень точную степень регулирования работы агрегатов системы охлаждения. Создаются универсальные программные расчетные комплексы высокого уровня, позволяющие производить комплексные гидрогазодинамические и тепловые расчёты всех элементов систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

### Список использованных источников

1. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в системе охлаждения ДВС с помощью программы «FLUENT» [Текст]: учебное пособие / сост. В.В. Бирюк, И.В. Коломин, А.В. Кривцов, М.Ю. Орлов, Е.А. Сайгаков, Д.А. Угланов – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 92 с.: ил.
2. Охлаждение ступеней турбин авиационных ГТД [Текст]: учебное пособие/ Е.П. Кочеров, Е.Л. Михеенков – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007., – 168 с.: ил.
3. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок [Текст]: Учебник для вузов/ В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 592 с.: ил.
4. Толстоногов, А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст] : учеб. пособие / А.П. Толстоногов, И.В. Коломин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 168 с.: ил.
5. Гофин, М.П. Жаростойкие и теплозащитные конструкции многоразовых аэродинамических аэрокосмических аппаратов. [Текст] : учеб. пособие / М.П. Гофин; Тверь: Изд-во ЗАО «ТФ «МИР», 2003. 672с.: ил.
6. Васильев А.П., Кудрявцев В.М. «Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей». Под общей редакцией Кудрявцева В.М., М.: «Высшая школа», 1967, т675 с
7. «Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок». Под ред. Леонтьева А.И., М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 591 с.
8. «Основы теории тепловых процессов и машин» ч.2 Под ред. Н.И. Прокопенко. М.: БИНОМ, 2006, 571 с.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С целью модернизации процесса подготовки кадров высшей квалификации в рамках разработки образовательного контента аспирантуры по научной специальности 05.07.07 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» в 2011 г. сформированы требования к содержанию ООП. В соответствии с этими требованиями в образовательный процесс предполагается ввести такие новые дисциплины по выбору, обеспечивающие полинаправленность подготовки аспирантов, как «Газотурбинные двигатели», «Ракетные двигатели» и «Двигатели внутреннего сгорания».

Для обучения аспирантов в рамках научных направлений, развиваемых в СГАУ, в разработанных требованиях к содержанию ООП предусматриваются такие дисциплины, как:

- «Теория воздушно-реактивных двигателей и газотурбинных энергетических установок»;
- «Теория ракетных двигателей и энергетических установок космических аппаратов»;
- «Рабочие процессы камер сгорания газотурбинных двигателей»;
- «Теория и расчет лопаточных машин»;
- «Проектирование и конструкция газотурбинных двигателей»;
- «Проектирование и конструкция ракетных двигателей»;
- «Инновационные технологии производства двигателей летательных аппаратов».

На указанные выше дисциплины в процессе создания образовательного контента аспирантуры сформированы соответствующие рабочие программы дисциплин.

Для подготовки к поступлению в аспирантуру и дальнейшего в ней обучения разработано методическое обеспечение, базирующееся на результатах последних исследований, по следующим четырем образовательным модулям - разделам дисциплин:

- Проектирование опор и уплотнений авиационных двигателей;
- Ракетные двигатели малой тяги;
- Технологические методы обеспечения надежности двигателей летательных аппаратов;
- Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов.