|  |  |
| --- | --- |
| Gerb-BMSTU_01 | **Министерство образования и науки Российской Федерации**  **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  **высшего образования**  **«Московский государственный технический университет**  **имени Н.Э. Баумана**  **(национальный исследовательский университет)»**  **(МГТУ им. Н.Э. Баумана)** |

ФАКУЛЬТЕТ «Энергомашиностроение»

КАФЕДРА «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

***К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ***

***НА ТЕМУ:***

«Газотурбинная установка мощностью 25 МВт для привода ГПА»

Студент Э3-122 **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_** А.А. Павлов

(Подпись, дата)

Руководитель ВКР **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_** Б.А. Куникеев

(Подпись, дата)

Консультант по

организационно-экономической части **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_** Э.Б. Мазурин

(Подпись, дата)

Консультант по экологии и

промышленной безопасности **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_** М.В. Симаков

(Подпись, дата)

Консультант по технологической части **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_** А.И. Кондаков

(Подпись, дата)

Нормоконтролер **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

(Подпись, дата)

*2018 г.*

# РЕФЕРАТ

Расчетно-пояснительная записка 147 с., 20 рис., 18 табл., 21 источников.

ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИЙ АГРЕГАТ

Объектом разработки является стационарная газотурбинная установка для привода нагнетателя на компрессорной станции.

Цель работы – проектирование газотурбинной установки (ГТУ) для газоперекачивающего агрегата (ГПА) мощностью 25 МВт.

Отечественная промышленность освоила производство труб, выдерживающих высокое давление, и для них мощность отечественных ГТУ на данный момент не хватает. Вследствие этого одной из стратегических задач ОАО «Газпром» является проектирование газотурбинных установок с температурой перед турбиной высокого давления от 1450 К с мощностью 25 МВт и более, соответствующих показателям мирового уровня. В данном дипломном проекте спроектирована установка мощностью 25 МВт с температурой перед турбиной высокого давления 1473 К.

В научно-исследовательской части дипломного проекта разработана конструкция системы охлаждения соплового аппарата. Выполнен расчет температурного состояния сопловой лопатки турбины высокого давления (ТВД).

Технологическая часть посвящена разработке маршрутного технологического процесса изготовления вала ТВД.

В организационно-экономической части произведен сравнительный анализ капитальных и эксплуатационных затрат проектного варианта установки и установки-аналога ГТУ-25П.

Часть «Охрана труда и экология» включает в себя анализ вредных и опасных факторов, воздействующих на человека при обслуживании и эксплуатации ГТУ. Произведен расчет рассеивания вредных выбросов и расстояние до жилой застройки. Построено дерево отказов и рассчитана вероятность отказа установки.

СОДЕРЖАНИЕ

[РЕФЕРАТ 2](#_Toc517929899)

[Обозначения и сокращения 5](#_Toc517929900)

[ВВЕДЕНИЕ 6](#_Toc517929901)

[1 Расчетно-конструкторская часть 7](#_Toc517929902)

[1.1 Исходные данные 8](#_Toc517929903)

[1.2 Выбор исходных значений КПД и коэффициентов, характеризующих потери по тракту энергоустановки 8](#_Toc517929904)

[1.3 Свойства рабочего тела 9](#_Toc517929905)

[1.4 Расчет цикла ГТУ 13](#_Toc517929906)

[1.5 Оценка размеров компрессоров и турбин 28](#_Toc517929907)

[1.6 Поступенчатый расчет компрессора по средней линии тока 38](#_Toc517929908)

[1.7 Поступенчатый расчет турбины по средней линии тока 52](#_Toc517929909)

[1.8 Профилирование ступени турбины по высоте 63](#_Toc517929910)

[1.9 Определение коэффициентов потерь в ступени турбины 68](#_Toc517929911)

[1.10 Расчет на прочность лопатки турбины 71](#_Toc517929912)

[2 Научно-исследовательская часть 77](#_Toc517929913)

[3 Технологическая часть 96](#_Toc517929914)

[3.1 Назначение детали и краткое описание её конструкции 96](#_Toc517929915)

[3.2 Анализ технических требований к изготовлению детали 96](#_Toc517929916)

[3.3 Тип производства и метод работы 98](#_Toc517929917)

[3.4 Технологический анализ конструкции детали 99](#_Toc517929918)

[3.5 Вид и метод изготовления исходной заготовки 100](#_Toc517929919)

[3.6 Разработка маршрута обработки основных поверхностей детали 102](#_Toc517929920)

[4 Организационно-экономическая часть проекта 103](#_Toc517929921)

[4.1 Технико-экономическое обоснование проекта 103](#_Toc517929922)

[4.2 Прогнозирование цены установки 104](#_Toc517929923)

[4.3 Затраты на строительную часть и оборудование 111](#_Toc517929924)

[4.4 Расчёт эксплуатационных расходов 111](#_Toc517929925)

[5 Экология и охрана труда 116](#_Toc517929926)

[5.1 Введение. Описание силовой установки 116](#_Toc517929927)

[5.2 Анализ вредных и опасных производственных факторов на этапе эксплуатации установки 116](#_Toc517929928)

[5.3. Рассеивание вредных выбросов ГТУ в атмосфере. 121](#_Toc517929929)

[5.4. Анализ отказов, построение дерева отказов 128](#_Toc517929930)

[ЗАКЛЮЧЕНИЕ 132](#_Toc517929931)

[СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 133](#_Toc517929932)

[**ПРИЛОЖЕНИЕ А** 136](#_Toc517929933)

# Обозначения и сокращения

ГПА – газоперекачивающий агрегат

ГТУ – газотурбинная установка

КВД – компрессор высокого давления

КНД – компрессор низкого давления

КПД – коэффициент полезного действия

КС – камера сгорания

НА – направляющий аппарат

РК – рабочее колесо

РЛ – рабочая лопатка

СА – сопловой аппарат

СТ – силовая турбина

ТВД – турбина высокого давления

ТНД – турбина низкого давления

# ВВЕДЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе спроектирована стационарная газотурбинная установка для привода нагнетателя. Одной из стратегических задач ОАО «Газпром» является проектирование газотурбинных установок с температурой перед турбиной высокого давления от 1450 К с мощностью 25 МВт и более, соответствующих показателям мирового уровня, для возможности использования труб большего диаметра, выдерживающих высокое давление (12…14 МПа). Также основным направлением развития является сокращение затрат на транспортировку газа. В ходе работы была разработана конструкция установки мощностью 25 МВт для привода нагнетателя 2Н-25, производимым ЗАО «Уральский турбинный завод».

В состав спроектированной установки входит:

* входное устройство;
* четырехступенчатый компрессор низкого давления (КНД);
* семиступенчатый компрессор высокого давления (КВД);
* камера сгорания (КС);
* двухступенчатая турбина высокого давления (ТВД);
* одноступенчатая турбина низкого давления (ТНД);
* трехступенчатая силовая турбина (СТ).

# 1 Расчетно-конструкторская часть

## 1.1 Исходные данные

Спроектировать стационарную газотурбинную установку для привода нагнетателя природного газа на компрессорной станции. К установке предъявляются следующие технические требования:

* мощность установки 25 МВт;
* температура перед ТВД 1473 К;

Схема установки изображена на рисунке 1:

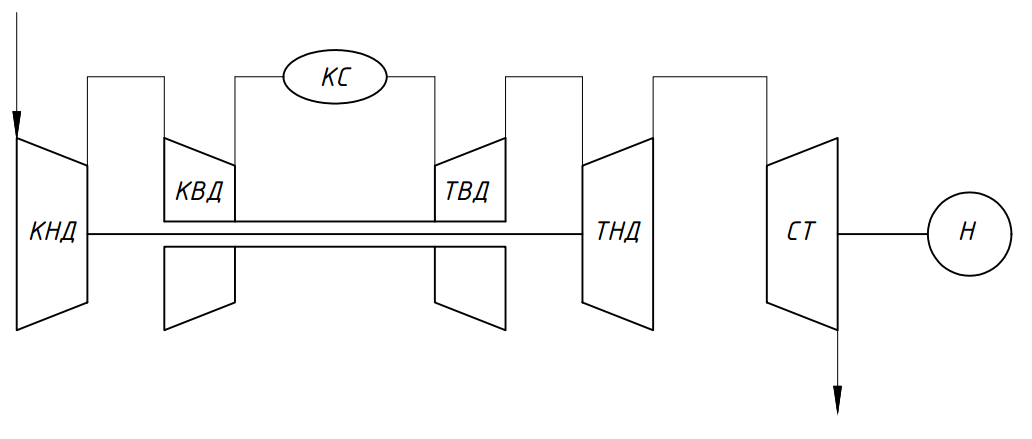


Рисунок 1 – Схема газотурбинной установки

## 1.2 Выбор исходных значений КПД и коэффициентов, характеризующих потери по тракту энергоустановки

Зададимся КПД и коэффициентами потерь по тракту установки:

1. Коэффициент потерь полного давления на входе:
2. Политропический КПД осевого компрессора:
3. Коэффициент полноты сгорания:
4. Коэффициент потерь полного давления в камере сгорания:
5. Механический КПД:
6. КПД муфты:
7. Коэффициент потерь полного давления на выходе:
8. Параметры окружающей среды:

## Свойства рабочего тела

Состав природного газа по объему приведен в таблице 1.

Таблица 1 – состав газа по объему, %

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Метан | Этан | Пропан | Бутан | Азот | Углекислый  газ | Плотность, кг/м3 |
| СН4 | С2Н6 | С3Н8 | С4Н10 | N2 | СО2 | ρт |
| 98,63 | 0,12 | 0,02 | 0,10 | 0,12 | 1,01 | 0,732 |

Значения низшей теплотворной способности для горючих газов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – низшая теплотворная способность, МДж/кг

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Метан | Этан | Пропан | Бутан |
| СН4 | С2Н6 | С3Н8 | С4Н10 |
| 35,88 | 64,44 | 92,93 | 121,70 |

Низшая теплотворная способность природного газа, МДж/кг:

Таким образом:

Стехиометрический коэффициент газообразного топлива по объему:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Таким образом:

С учетом плотности воздуха кг/м3 стехиометрический коэффициент газообразного топлива по массе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Таким образом:

Объемы азота, выделяющиеся при сгорании 1 м3 природного газа:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Объемы углекислого газа, выделяющегося при сгорании 1 м3 природного газа:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Объемы паров воды, выделяющихся при сгорании 1 м3 природного газа:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Стехиометрические коэффициенты для продуктов сгорания:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Суммарный стехиометрический коэффициент для продуктов сгорания в массовых долях:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Массовые доли продуктов сгорания:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

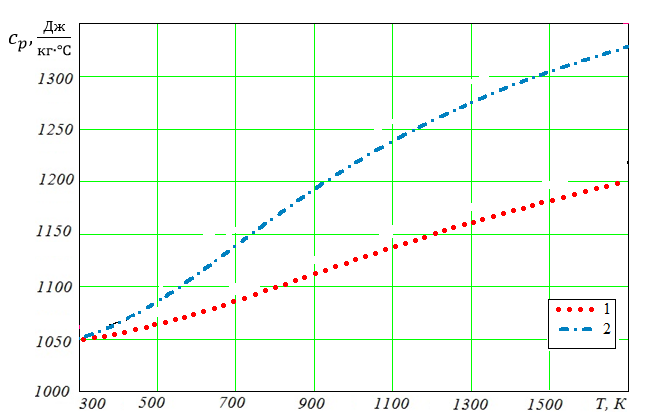
Теплоемкость чистых продуктов сгорания определяются по формуле:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Теплоемкость продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха α>1 определяются по формуле:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Зависимость истинной и средней теплоемкости продуктов сгорания при коэффициентах избытка воздуха α1 = 2,278 от температуры приведена на рисунке 2:



1 – средняя теплоемкость продуктов сгорания срг.ср при коэффициенте избытка воздуха α = 2,339; 2 – истинная теплоемкость cpг при α = 2,339;

Рисунок 2 – Зависимость истинной cpг и средней теплоемкости срг.ср продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха α1 = 2,339 от температуры газов

## 1.4 Расчет цикла ГТУ

Расчет цикла ГТУ проведен по методике, приведенной в [1]. Зададим ряд возможных значений суммарного повышения давления в компрессорах π\*к и построим зависимость расхода воздуха и КПД установки. Ниже представлен порядок расчета цикла ГТУ для выбранного значения суммарной степени повышения давления π\*к = 19 и параметра, характеризующего отношения степеней повышения давления в первом и втором компрессорах, у = π\*к1/ π\*к2 = 0,8.

1. Давление воздуха на входе в КНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень повышения давления в КНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень повышения давления в КВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД первого и второго компрессоров:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Удельная работа КНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура воздуха за КНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление воздуха за КНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление воздуха перед КВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Работа КВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура воздуха за КВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление воздуха за КВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительный расход топлива, отнесенный к расходу воздуха, поступающего в камеру сгорания:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительный расход топлива, отнесенный к расходу воздуха, поступающего в первый компрессор:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительный расход газа через ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Суммарная степень понижения давления:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Работа ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД первой турбины (определено в поступенчатом расчете ТВД):
2. Истинная теплоемкость продуктов сгорания в процессе расширения в ТВД в первом приближении:
3. Показатель адиабаты в первом приближении:
4. Степень понижения давления в ТВД в первом приближении:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Условная температура конца расширения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Средняя температура конца расширения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Истинная теплоемкость продуктов сгорания в процессе расширения в ТВД по рисунку 1:
2. Показатель адиабаты:
3. Температура за ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление перед ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление за ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление перед ТНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительный расход воздуха через ТНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Работа ТНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД второй турбины (определено в поступенчатом расчете ТНД):
2. Истинная теплоемкость продуктов сгорания в процессе расширения в ТНД в первом приближении:
3. Показатель адиабаты в первом приближении:
4. Степень понижения давления в ТНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Условная температура конца расширения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Средняя температура конца расширения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Истинная теплоемкость продуктов сгорания в процессе расширения в ТНД по рисунку 1:
2. Показатель адиабаты:
3. Температура за ТНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление за ТНД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление за силовой турбиной:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень понижения давления в силовой турбине по статическим параметрам:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Условная температура конца расширения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Средняя температура конца расширения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Истинная теплоемкость продуктов сгорания в процессе расширения в силовой турбине по рисунку 1:
2. Показатель адиабаты:
3. Статическая температура за третьей турбиной:

Лопаточный КПД (определено из поступенчатого расчета силовой турбины):

ηл = 0,922

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень понижения давления по параметрам торможения в третьей турбине:

Скорость газа за силовой турбиной (определено из поступенчатого расчета силовой турбины):

Плотность газа за силовой турбиной:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД силовой турбины определено из поступенчатого расчета силовой турбины):
2. Работа силовой турбины:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура за силовой турбиной:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельная мощность установки:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Суммарный расход воздуха:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Расход воздуха, поступающий в камеру сгорания:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

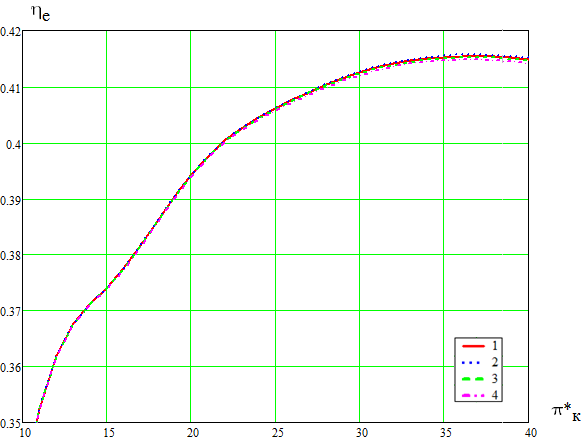
1. Удельный расход топлива:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД установки:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Зависимость КПД установки от степени повышения давления π\*к при различных значения y = π\*к1/ π\*к2 изображена на рисунке 3:



1 – зависимость при y = π\*к1/ π\*к2 = 1; 2 – y = 1,5; 3 – y = 0,8; 4 – y = 0,6

Рисунок 3 – Зависимость КПД установки от степени повышения давления π\*к при различных значения y = π\*к1/ π\*к2

Зависимость расхода воздуха от степени повышения давления π\*к при y = π\*к1/ π\*к2 = 0,8:

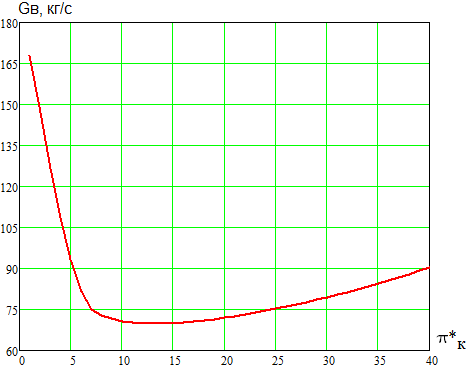


Рисунок 4 – зависимость расхода воздуха от степени повышения давления π\*к

Зависимость удельного расхода топлива от степени повышения давления π\*к при y = π\*к1/ π\*к2 = 0,8:

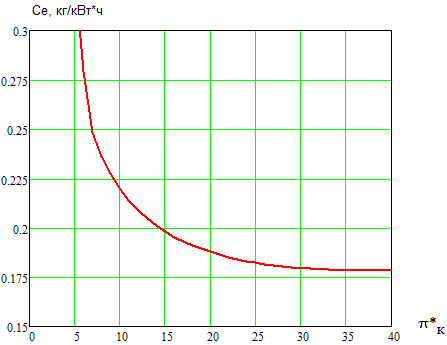


Рисунок 5 – Зависимость удельного расхода топлива от степени повышения давления π\*к

В таблице 3 представлены результаты расчета цикла при различных степенях повышения давления π\*к.

Таблица 3 – Результаты расчета цикла ГТУ при y = π\*к1/ π\*к2 = 0,8 и при различных π\*к

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Суммарная степень повышения давления | 10 | 15 | 19 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| Давление воздуха на входе в первый компрессор, МПа | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 |
| Степень повышения давления воздуха в первом компрессоре | 2,843 | 3,482 | 3,918 | 4,020 | 4,495 | 4,924 | 5,318 |
| Степень повышения давления воздуха во втором компрессоре | 3,553 | 4,352 | 4,898 | 5,025 | 5,618 | 6,155 | 6,648 |
| КПД первого компрессора | 0,884 | 0,881 | 0,879 | 0,878 | 0,877 | 0,876 | 0,875 |
| КПД второго компрессора | 0,881 | 0,878 | 0,876 | 0,875 | 0,874 | 0,872 | 0,871 |
| Работа первого компрессора, кДж/кг | 113,8 | 140,6 | 157,0 | 160,7 | 176,9 | 190,6 | 202,5 |
| Температура воздуха за первым компрессором, К | 401,3 | 427,9 | 444,3 | 447,9 | 464,1 | 477,7 | 489,5 |
| Продолжение таблицы 3 | | | | | | | |
| Суммарная степень повышения давления | 10 | 15 | 19 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| Давление воздуха за первым компрессором, МПа | 0,285 | 0,349 | 0,393 | 0,403 | 0,451 | 0,494 | 0,533 |
| Работа второго компрессора, кДж/кг | 199,8 | 255,8 | 292,8 | 301,2 | 340,2 | 374,5 | 405,5 |
| Температура воздуха за вторым компрессором, К | 600,1 | 682,6 | 735,8 | 747,8 | 802,8 | 850,7 | 893,2 |
| Давление воздуха за вторым компрессором, МПа | 1,013 | 1,520 | 1,925 | 2,026 | 2,533 | 3,039 | 3,545 |
| Относительный расход топлива в камере сгорания | 0,022 | 0,021 | 0,020 | 0,019 | 0,018 | 0,017 | 0,016 |
| Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания | 2,622 | 2,874 | 3,068 | 3,116 | 3,356 | 3,602 | 3,855 |
| КПД первой турбины | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 |
| Работа первой турбины, кДж/кг | 208,1 | 267,3 | 306,0 | 315,3 | 356,2 | 392,6 | 425,5 |
| Степень понижения давления в первой турбине | 1,769 | 2,111 | 2,384 | 2,453 | 2,802 | 3,165 | 3,544 |
| Температура за первой турбиной, К | 1310 | 1262 | 1330 | 1222 | 1188 | 1157 | 1129 |
| Давление за камерой сгорания, МПа | 0,983 | 1,474 | 1,867 | 1,965 | 2,456 | 2,947 | 3,439 |
| Давление за первой турбиной, МПа | 0,555 | 0,698 | 0,783 | 0,801 | 0,876 | 0,931 | 0,970 |
| КПД второй турбины | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 |
| Работа второй турбины, кДж/кг | 118,5 | 146,8 | 164,1 | 167,9 | 185,5 | 199,5 | 212,5 |
| Степень понижения давления во второй турбине | 1,429 | 1,592 | 1,714 | 1,743 | 1,891 | 2,038 | 2,189 |
| Температура за второй турбиной, К | 1215 | 1143 | 1096 | 1085 | 1034 | 990 | 950 |
| Давление за второй турбиной, МПа | 0,388 | 0,438 | 0,457 | 0,460 | 0,463 | 0,457 | 0,443 |
| КПД силовой турбины | 0,922 | 0,923 | 0,924 | 0,924 | 0,924 | 0,924 | 0,924 |
| Работа силовой турбины, кДж/кг | 362,5 | 366,7 | 359,3 | 356,6 | 340,9 | 322,7 | 303,5 |
| Степень понижения давления в силовой турбине | 3,757 | 4,241 | 4,421 | 4,446 | 4,485 | 4,420 | 4,288 |
| Температура за силовой турбиной, К | 917 | 836 | 792 | 782 | 741 | 710 | 684 |
| Давление за силовой турбиной, МПа | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 |
| Продолжение таблицы 3 | | | | | | | |
| Суммарная степень повышения давления | 10 | 15 | 19 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| Удельная мощность установки, кДж/кг | 353,5 | 357,6 | 350,3 | 347,8 | 332,4 | 314,7 | 295,9 |
| Удельный расход топлива, кг/кВтч | 0,219 | 0,198 | 0,189 | 0,187 | 0,182 | 0,179 | 0,178 |
| Расход воздуха, кг/с | 70,7 | 69,9 | 71,4 | 71,9 | 75,2 | 79,4 | 84,5 |
| КПД установки | 0,337 | 0,374 | 0,391 | 0,394 | 0,406 | 0,412 | 0,415 |

В таблице 4 представлены результаты расчета цикла при различных значениях параметра y = π\*к1/ π\*к2 при π\*к = 19.

Таблица 4 – Результаты расчета цикла ГТУ при при π\*к = 19 и при различных y = π\*к1/ π\*к2

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Отношение давлений в компрессорах | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| Давление воздуха на входе в первый компрессор, МПа | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 |
| Степень повышения давления воздуха в первом компрессоре | 2,771 | 3,393 | 3,918 | 4,381 | 4,799 | 5,184 | 5,541 |
| Степень повышения давления воздуха во втором компрессоре | 6,926 | 5,656 | 4,898 | 4,381 | 3,999 | 3,702 | 3,463 |
| КПД первого компрессора | 0,885 | 0,882 | 0,879 | 0,878 | 0,876 | 0,875 | 0,874 |
| КПД второго компрессора | 0,870 | 0,874 | 0,876 | 0,878 | 0,879 | 0,880 | 0,881 |
| Работа первого компрессора, кДж/кг | 110,5 | 137,1 | 157,0 | 173,1 | 186,6 | 198,4 | 208,9 |
| Температура воздуха за первым компрессором, К | 398,1 | 424,4 | 444,3 | 460,3 | 473,8 | 485,6 | 495,9 |
| Давление воздуха за первым компрессором, МПа | 0,278 | 0,340 | 0,393 | 0,439 | 0,481 | 0,519 | 0,556 |
| Работа второго компрессора, кДж/кг | 339,2 | 312,7 | 292,8 | 276,6 | 263,1 | 251,3 | 240,8 |
| Температура воздуха за вторым компрессором, К | 735,8 | 735,8 | 735,8 | 735,8 | 735,8 | 735,8 | 735,8 |
| Давление воздуха за вторым компрессором, МПа | 1,925 | 1,925 | 1,925 | 1,925 | 1,925 | 1,925 | 1,925 |
| Относительный расход топлива в камере сгорания | 0,020 | 0,020 | 0,020 | 0,020 | 0,020 | 0,020 | 0,020 |
| Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания | 3,068 | 3,068 | 3,068 | 3,068 | 3,068 | 3,068 | 3,068 |
| КПД первой турбины | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 |
| Продолжение таблицы 4 | | | | | | | |
| Отношение давлений в компрессорах | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| Работа первой турбины, кДж/кг | 354,6 | 326,8 | 306,0 | 289,2 | 275,0 | 262,7 | 251,7 |
| Степень понижения давления в первой турбине | 2,786 | 2,547 | 2,384 | 2,262 | 2,165 | 2,084 | 2,016 |
| Температура за первой турбиной, К | 1190 | 1213 | 1230 | 1243 | 1255 | 1265 | 1273 |
| Давление за камерой сгорания, МПа | 1,867 | 1,867 | 1,867 | 1,867 | 1,867 | 1,867 | 1,867 |
| Давление за первой турбиной, МПа | 0,670 | 0,733 | 0,783 | 0,825 | 0,862 | 0,896 | 0,926 |
| КПД второй турбины | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 | 0,91 |
| Работа второй турбины, кДж/кг | 115,5 | 143,3 | 164,1 | 180,9 | 195,1 | 207,5 | 218,4 |
| Степень понижения давления во второй турбине | 1,469 | 1,605 | 1,714 | 1,806 | 1,886 | 1,959 | 2,025 |
| Температура за второй турбиной, К | 1096 | 1096 | 1096 | 1096 | 1096 | 1096 | 1096 |
| Давление за второй турбиной, МПа | 0,456 | 0,457 | 0,457 | 0,457 | 0,457 | 0,457 | 0,457 |
| КПД силовой турбины | 0,924 | 0,924 | 0,924 | 0,924 | 0,924 | 0,924 | 0,924 |
| Работа силовой турбины, кДж/кг | 358,8 | 359,1 | 359,3 | 359,3 | 359,4 | 359,4 | 359,4 |
| Степень понижения давления в силовой турбине | 4,412 | 4,418 | 4,421 | 4,422 | 4,424 | 4,424 | 4,424 |
| Температура за силовой турбиной, К | 792 | 792 | 792 | 792 | 792 | 792 | 792 |
| Давление за силовой турбиной, МПа | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 | 0,102 |
| Удельная мощность установки, кДж/кг | 349,8 | 350,1 | 350,3 | 350,4 | 350,4 | 350,5 | 350,5 |
| Удельный расход топлива, кг/кВтч | 0,189 | 0,189 | 0,189 | 0,189 | 0,189 | 0,189 | 0,189 |
| Расход воздуха, кг/с | 71,5 | 71,4 | 71,4 | 71,4 | 71,4 | 71,4 | 71,4 |
| КПД установки | 0,390 | 0,391 | 0,391 | 0,391 | 0,391 | 0,391 | 0,391 |

Для того чтобы выбрать суммарную степень повышения давления в компрессорах π\*к необходимо оценить высоту последней лопатки КВД.

## 1.5 Оценка размеров компрессоров и турбин

Для того чтобы оценить размеры КВД необходимо определить частоту вращения ротора высокого давления. Частота вращения выбирается из условия обеспечения прочности последней лопатки ТВД и высокого КПД.

1. Лопаточный КПД ТВД (определено из поступенчатого расчета ТВД):
2. Осевая скорость за турбиной:
3. Располагаемый теплоперепад ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Статическая температура за ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Статическое давление за ТВД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельный объем:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Площадь кольцевого сечения на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Предел длительной прочности для жаропрочного сплава ЭП539ВД:
2. Максимальная частота вращения:

Коэффициент пропорциональности:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Выбираем относительную длину лопаток:
2. Средний диаметр турбины:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Длина последней лопатки:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Окружная скорость на среднем радиусе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень реактивности:
2. Условная адиабатная скорость:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Отношение :
2. Окружная скорость, соответствующая максимальному КПД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Средний диаметр турбины, соответствующий максимальному КПД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Длина рабочей лопатки, соответствующая максимальному КПД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Принимаем средний диаметр двухступенчатой турбины, равным

Далее необходимо рассчитать основные параметры компрессора высокого давления. Расчет ведется по методике, приведенной в [2].

1. Зададим в первом приближении окружную скорость лопатки:
2. Коэффициент расхода на входе в компрессор:
3. Относительный диаметр на входе:
4. Коэффициент напора:
5. Осевая скорость на входе в первую ступень:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Коэффициент расхода в последней ступени примем равным на 20% меньше коэффициента расхода первой ступени
2. Осевая скорость на выходе из компрессора:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Средний радиус на входе в первую ступень:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень реактивности на среднем радиусе:
2. Коэффициент окружной составляющей абсолютной скорости на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Направление абсолютной скорости на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Критическая скорость на входе в ступень:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Критическая скорость на выходе из компрессора:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Приведенная скорость на входе в ступень:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Газодинамическая функция расхода от :
2. Приведенная скорость на выходе из компрессора:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Плотность воздуха на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Уточним значение окружной скорости:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Принимаем форму проточной части Dк = const.

1. Площадь проточной части на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Диаметр корпуса компрессора на входе и на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Площадь проточной части на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительный диаметр втулки на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Втулочный диаметр на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Втулочный диаметр на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Высота лопатки на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Высота лопатки на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Напор средней ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Число ступеней:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

В таблице 5 представлены результаты расчета ТВД и КВД при различных степенях повышения давления π\*к.

Таблица 5 – Результаты расчета размеров ТВД и КВД при y = π\*к1/ π\*к2 = 0,8 и при различных π\*к

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Суммарная степень повышения давления | 10 | 15 | 19 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| Максимальная частота вращения КВД и ТВД, об/мин | 7348 | 8413 | 8912 | 9003 | 9313 | 9437 | 9429 |
| Средний диаметр ТВД, мм | 885 | 773 | 730 | 723 | 699 | 689 | 689 |
| Длина последней лопатки ТВД, мм | 111 | 97 | 91 | 90 | 87 | 86 | 86 |
| Окружная скорость лопатки ТВД на среднем радиусе, м/с | 341 | 341 | 341 | 341 | 341 | 341 | 341 |
| Диаметр турбины, соответствующий максимальному КПД, мм | 1003 | 986 | 994 | 998 | 1023 | 1058 | 1101 |
| Длина рабочей лопатки, соответствующая максимальному КПД | 98 | 76 | 67 | 65 | 60 | 56 | 54 |
| Окружная скорость конца лопатки КВД, м/c | 303 | 309 | 311 | 311 | 311 | 310 | 308 |
| Диаметр лопатки КВД на периферии, мм | 784 | 699 | 664 | 658 | 636 | 626 | 622 |
| Относительная диаметр втулки последней лопатки КВД | 0,889 | 0,897 | 0,903 | 0,904 | 0,908 | 0,911 | 0,914 |
| Высота лопатки на входе в КВД, мм | 106 | 94 | 90 | 89 | 86 | 85 | 84 |
| Высота лопатки на выходе КВД, мм | 44 | 37 | 32 | 31 | 29 | 28 | 27 |
| Число ступеней | 6 | 7 | 7 | 8 | 8 | 9 | 9 |

С точки зрения обеспечения высоты последней лопатки КВД не ниже 15 мм и значения относительного диаметра втулки не выше 0,93, окончательно выбираем суммарную степень повышения давления π\*к = 19 с отношением y = π\*к1/ π\*к2 = 0,8.

Расчет оценки размеров ТНД и КНД был проведен аналогично ТВД и КВД. Результаты приведены в таблице 6:

Таблица 6 – Результаты расчета размеров ТНД и КНД при y = π\*к1/ π\*к2 = 0,8 и при различных π\*к

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Суммарная степень повышения давления | 10 | 15 | 19 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| Максимальная частота вращения КНД и ТНД, об/мин | 7412 | 8159 | 8416 | 8450 | 8491 | 8376 | 8160 |
| Средний диаметр ТНД, мм | 1011 | 919 | 890 | 886 | 882 | 895 | 918 |
| Длина последней лопатки ТНД, мм | 126 | 115 | 111 | 110 | 110 | 112 | 115 |
| Окружная скорость лопатки ТНД на среднем радиусе, м/с | 392 | 392 | 392 | 392 | 392 | 392 | 392 |
| Диаметр турбины, соответствующий максимальному КПД, мм | 770 | 771 | 789 | 792 | 825 | 867 | 916 |
| Длина рабочей лопатки, соответствующая максимальному КПД | 166 | 137 | 126 | 124 | 118 | 115 | 115 |
| Окружная скорость конца лопатки КНД, м/c | 314 | 336 | 347 | 349 | 356 | 360 | 361 |
| Диаметр лопатки КНД на периферии, мм | 806 | 786 | 787 | 789 | 803 | 823 | 848 |
| Относительная диаметр втулки последней лопатки КНД | 0,758 | 0,797 | 0,817 | 0,821 | 0,837 | 0,848 | 0,857 |
| Высота лопатки на входе в КНД, мм | 210 | 204 | 205 | 205 | 208 | 214 | 220 |
| Высота лопатки на выходе КНД, мм | 98 | 80 | 72 | 71 | 66 | 63 | 61 |
| Число ступеней | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 |

Далее представлен расчет размеров для силовой турбины

1. Располагаемый теплоперепад силовой турбины:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Лопаточный КПД силовой турбины:
2. Статическая температура газов за силовой турбиной:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельный объем:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Площадь кольцевого сечений на выходе из силовой турбины:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Принимаем частоту вращения силовой турбины равной частоте вращения нагнетателя природного газа типа 2Н-25 на номинальном режиме:
2. Выбираем относительную длину последних рабочих лопаток:
3. Средний диаметр силовой турбины:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Длина последней рабочей лопатки:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Окружная скорость на среднем радиусе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень реактивности:
2. Условная адиабатная скорость:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Отношение :
2. Окружная скорость, соответствующая максимальному КПД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Средний диаметр турбины, соответствующий максимальному КПД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Длина рабочей лопатки, соответствующая максимальному КПД:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Так как , одноступенчатую турбину проектировать нецелесообразно.

## 1.6 Поступенчатый расчет компрессора по средней линии тока

Перед поступечатым расчетом компрессора по средней линии тока необходимо задать распределение КПД ступеней , коэффициентов напора , поправочных коэффициентов и коэффициентов расхода согласно рекомендациям, предложенным в [3]. В таблице 7 представлено распределение данных параметров по ступеням КНД.

Таблица 7 – Распределение параметров КНД по ступеням

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер ступени | 1 | 2 | 3 | 4 |
| КПД ступени | 0.894 | 0.897 | 0.898 | 0.894 |
| Коэффициент напора | 0.3 | 0.35 | 0.37 | 0.315 |
| Коэффициент Kн | 1 | 0.99 | 0.98 | 0.97 |
| Степень повышения давления | 1.448 | 1.463 | 1.426 | 1.309 |
| Температура за ступенью, К | 324 | 365 | 409 | 445 |
| Коэффициент расхода на входе | 0,550 | 0,522 | 0,495 | 0,468 |
| Коэффициент расхода на выходе | 0,522 | 0,495 | 0,468 | 0,44 |
| Степень реактивности на среднем радиусе | 0,6 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |

На рисунке 6 изображено распределение КПД ступеней по ступеням КНД.

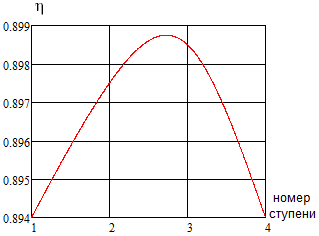


Рисунок 6 – Распределение КПД ступеней по ступеням КНД

На рисунке 7 изображено распределение коэффициентов напора по ступеням КНД.

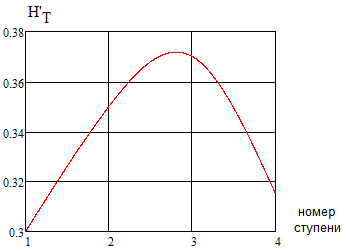


Рисунок 7 – Распределение коэффициентов напора по ступеням КНД

В таблице 8 представлено распределение параметров по ступеням КВД.

Таблица 8 – Распределение параметров КВД по ступеням

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер ступени | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| КПД ступени | 0,898 | 0,909 | 0,916 | 0,919 | 0,915 | 0,905 | 0,898 |
| Коэффициент напора | 0,375 | 0,402 | 0,415 | 0,418 | 0,410 | 0,380 | 0,375 |
| Коэффициент Kн | 1 | 0,99 | 0,99 | 0,98 | 0,97 | 0,96 | 0,96 |
| Степень повышения давления | 1,31 | 1,305 | 1,291 | 1,267 | 1,238 | 1,199 | 1,183 |
| Температура за ступенью, К | 440 | 479 | 518 | 558 | 596 | 631 | 666 |
| Коэффициент расхода на входе | 0,500 | 0,494 | 0,482 | 0,470 | 0,458 | 0,446 | 0,434 |
| Коэффициент расхода на выходе | 0,494 | 0,482 | 0,470 | 0,458 | 0,446 | 0,434 | 0,422 |
| Степень реактивности на среднем радиусе | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |

На рисунке 8 изображено распределение КПД ступеней η по ступеням КВД.

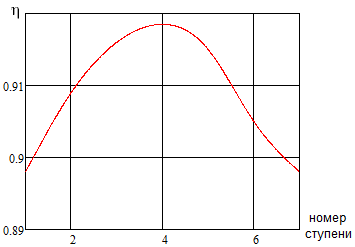


Рисунок 8 – Распределение КПД ступеней по ступеням КВД

На рисунке 9 изображено распределение коэффициентов напора по ступеням КВД.

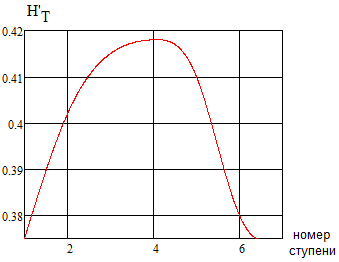


Рисунок 9 – Распределение коэффициентов напора по ступеням КВД

Далее проводится поступенчатый расчет компрессора по средней линии тока. Приводится методика расчета на примере первой ступени КНД.

1. Теоретический напор ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Действительная работа сжатия:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

1. Адиабатическая работа сжатия:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Повышение полной температуры ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Полная температура на выходе из ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень повышения полного давления в ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Полное давление на выходе из ступени:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

1. Критическая скорость потока на входе и на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Средний радиус на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в ступень:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Направление абсолютной скорости на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Приведенная скорость на входе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Газодинамическая функция расхода от :
2. Кольцевая площадь на входе в ступень:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Кольцевая площадь на выходе из ступени в первом приближении при :

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Диаметр корпуса:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительный диаметр втулки в первом приближении:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Направление абсолютной скорости на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Приведенная скорость на выходе:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Действительная кольцевая площадь на выходе из ступени:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

1. Действительный диаметр втулки на выходе из ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Средний радиус на выходе из рабочего колеса:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из рабочего колеса:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Углы потока в относительном движении:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Направление потока в абсолютном движении после рабочего колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

1. Направление потока за направляющим аппаратом:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Углы поворота потока в лопатках РК и НА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Относительная скорость на среднем радиусе на входе РК:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Абсолютная скорость на среднем радиусе на входе в НА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Число Маха по относительной скорости на входе в НА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

1. Приведенная скорость на входе в НА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Число Маха по абсолютной скорости на входе в НА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
|  |  |  |

Далее рассматриваются геометрические параметры ступени.

Периферийный диаметр:

Средний диаметр перед входом в РК:

Втулочный диаметр перед входом в РК:

Средний диаметр после НА:

Втулочный диаметр после НА:

Средний диаметр после РК:

Втулочный диаметр после РК:

Высота лопатки РК:

Высота лопатки НА:

Длина хорды РК:

Длина хорды НА:

Аналогичным образом подсчитываются остальные ступени компрессора. Входными параметрами являются значения на выходе предыдущей ступени. В таблице 9 представлены результаты расчета остальных ступеней КНД.

Таблица 9 – Результаты поступенчатого расчета КНД

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер ступени | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Теоретический напор ступени , кДж/кг | 36,13 | 42,15 | 44,56 | 37,93 |
| Действительная работа сжатия , кДж/кг | 36,49 | 41,71 | 43,69 | 36,85 |
| Адиабатическая работа сжатия , кДж/кг | 32,21 | 37,41 | 39,20 | 32,89 |
| Полная температура на выходе из ступени , К | 324 | 365 | 409 | 445 |
| Степень повышения полного давления | 1,448 | 1,463 | 1,426 | 1,309 |
| Полное давление на выходе из ступени , МПа | 0,145 | 0,212 | 0,303 | 0,396 |
| Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе | 0,122 | 0,207 | 0,221 | 0,271 |
| Направление абсолютной скорости на входе | 77,11 | 68,85 | 65,35 | 59,90 |
| Приведенная скорость на входе | 0,629 | 0,592 | 0,538 | 0,507 |
| Кольцевая площадь на входе в ступень , м2 | 0,366 | 0,293 | 0,232 | 0,190 |
| Диаметр конца лопатки КНД , м | 0,778 | 0,778 | 0,778 | 0,778 |
| Приведенная скорость на выходе | 0,592 | 0,538 | 0,507 | 0,469 |
| Кольцевая площадь на выходе из ступени , м2 | 0,293 | 0,232 | 0,190 | 0,166 |
| Относительный диаметр втулки на выходе из ступени | 0,619 | 0,715 | 0,774 | 0,807 |
| Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК | 0,490 | 0,614 | 0,638 | 0,618 |
| Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из НА | 0,205 | 0,222 | 0,271 | 0,281 |
| Угол потока в относительном движении на входе в РК | 39,72 | 39,78 | 37,39 | 36,92 |
| Угол потока в относительном движении на выходе из РК | 59,40 | 64,94 | 63,12 | 58,06 |
| Направление потока в абсолютном движении после РК | 47,57 | 39,33 | 37,05 | 36,32 |
| Направление потока в абсолютном движении после НА | 68,54 | 65,84 | 59,88 | 57,11 |
| Угол поворота потока в лопатках в РК | 19,68 | 25,16 | 25,87 | 25,10 |
| Угол поворота потока в лопатках в НА | 20,97 | 26,20 | 22,83 | 21,09 |
| Относительная скорость на среднем радиусе на входе в РК , м/с | 298,6 | 283,1 | 282,9 | 270,4 |
| Относительная скорость на среднем радиусе на выходе в НА , м/с | 252,6 | 276,5 | 277,3 | 266,4 |
| Число Маха по относительной скорости на входе в РК | 0,908 | 0,808 | 0,756 | 0,682 |
| Число Маха по относительной скорости на входе в НА | 0,735 | 0,762 | 0,719 | 0,656 |
| Геометрические размеры проточной части | | | | |
| Периферийный диаметр, м | 0,778 | 0,778 | 0,778 | 0,778 |
| Средний диаметр перед входом в РК, м | 0,610 | 0,647 | 0,676 | 0,696 |
| Втулочный диаметр перед входом в РК, м | 0,373 | 0,481 | 0,556 | 0,603 |
| Средний диаметр после РК, м | 0,628 | 0,661 | 0,685 | 0,701 |
| Втулочный диаметр после РК, м | 0,427 | 0,518 | 0,579 | 0,615 |
| Средний диаметр после НА, м | 0,646 | 0,676 | 0,695 | 0,706 |
| Втулочный диаметр после НА, м | 0,481 | 0,556 | 0,602 | 0,628 |
| Высота лопатки РК, м | 0,202 | 0,148 | 0,111 | 0,088 |
| Высота лопатки НА, м | 0,175 | 0,130 | 0,099 | 0,081 |
| Длина хорды лопаток РК, м | 0,088 | 0,064 | 0,048 | 0,040 |
| Длина хорды лопаток НА, м | 0,058 | 0,050 | 0,038 | 0,033 |

Аналогичным образом подсчитываются ступени КВД. Результаты поступенчатого расчета КВД представлены в таблице 10.

Таблица 10 – Результаты поступенчатого расчета КВД

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер ступени | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Теоретический напор ступени , кДж/кг | 36,9 | 38,9 | 40,2 | 40,5 | 39,7 | 36,8 | 3,4 |
| Действительная работа сжатия , кДж/кг | 36,3 | 38,5 | 39,8 | 39,7 | 38,5 | 35,4 | 34,5 |
| Адиабатическая работа сжатия , кДж/кг | 32,6 | 35,2 | 36,4 | 36,4 | 35,2 | 31,9 | 31,3 |
| Полная температура на выходе из ступени , К | 480 | 519 | 558 | 598 | 636 | 671 | 706 |
| Степень повышения полного давления | 1,28 | 1,37 | 1,27 | 1,25 | 1,22 | 1,19 | 1,17 |
| Полное давление на выходе из ступени , МПа | 0,49 | 0,64 | 0,81 | 1,0 | 1,23 | 1,45 | 1,70 |
| Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе | 0,22 | 0,22 | 0,23 | 0,24 | 0,25 | 0,27 | 0,28 |
| Направление абсолютной скорости на входе | 65,9 | 65,7 | 64,7 | 63,3 | 61,8 | 58,9 | 56,9 |
| Приведенная скорость на входе | 0,44 | 0,42 | 0,4 | 0,38 | 0,36 | 0,35 | 0,33 |
| Номер ступени | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Кольцевая площадь на входе в ступень , м2 | 0,163 | 0,139 | 0,119 | 0,103 | 0,09 | 0,081 | 0,075 |
| Диаметр конца лопатки КНД , м | 0,667 | 0,667 | 0,667 | 0,667 | 0,667 | 0,667 | 0,667 |
| Приведенная скорость на выходе | 0,420 | 0,398 | 0,378 | 0,362 | 0,351 | 0,337 | 0,311 |
| Кольцевая площадь на выходе из ступени , м2 | 0,139 | 0,119 | 0,103 | 0,09 | 0,081 | 0,075 | 0,071 |
| Относительный диаметр втулки на выходе из ступени | 0,777 | 0,812 | 0,839 | 0,861 | 0,877 | 0,888 | 0,892 |
| Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК | 0,645 | 0,666 | 0,679 | 0,684 | 0,683 | 0,670 | 0,671 |
| Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из НА | 0,223 | 0,227 | 0,235 | 0,247 | 0,268 | 0,274 | 0,276 |
| Угол потока в относительном движении на входе в РК | 37,5 | 36,3 | 35,1 | 34,4 | 33,7 | 33,5 | 32,2 |
| Угол потока в относительном движении на выходе из РК | 64,3 | 64,1 | 63,3 | 62,3 | 60,7 | 58,2 | 56,1 |
| Направление потока в абсолютном движении после РК | 37,8 | 36,2 | 35,0 | 34,1 | 33,5 | 33,2 | 31,5 |
| Направление потока в абсолютном движении после НА | 65,8 | 64,7 | 63,4 | 61,8 | 58,9 | 57,6 | 55,4 |
| Угол поворота потока в лопатках в РК | 26,4 | 27,8 | 28,2 | 27,8 | 27,0 | 24,6 | 23,9 |
| Угол поворота потока в лопатках в НА | 27,9 | 28,5 | 28,4 | 27,8 | 25,4 | 24,4 | 23,8 |
| Относительная скорость на среднем радиусе на входе в РК , м/с | 255,8 | 259,3 | 260,6 | 259,6 | 256,2 | 250,7 | 246,3 |
| Относительная скорость на среднем радиусе на выходе в НА , м/с | 253,7 | 256,8 | 257,8 | 257,0 | 254,1 | 249,8 | 244,5 |
| Число Маха по относительной скорости на входе в РК | 0,615 | 0,599 | 0,577 | 0,553 | 0,530 | 0,502 | 0,479 |

## 1.7 Поступенчатый расчет турбины по средней линии тока

Перед началом поступенчатого расчета турбины по средней линии тока необходимо определить её основные размеры. Расчет проводится по методике, приведенной в [4]. Ниже представлена методика определения основных геометрических параметров на примере ТВД.

1. Согласно формуле условная адиабатная скорость равна:
2. Степень реактивности для последней лопатки ТВД:
3. Окружная скорость на среднем радиусе последней лопатки ТВД:
4. Средний диаметр на выходе из РЛ ТВД:
5. Длина рабочей лопатки ТВД:
6. Относительная длина рабочей лопатки на выходе ТВД:
7. Принимаем форму проточной части Dср = const. Тогда средний диаметр на выходе из соплового аппарата:
8. Принимаем длину на выходе из соплового аппарата из условия получения приемлемых углов выхода из рабочей лопатки.
9. Кольцевая площадь перед РЛ:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Располагаемый теплоперепад в СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Коэффициент скорости:
2. Скорость за СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура за СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура конца адиабатного расширения в СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Статическое давление за СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельный объем:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Далее проводится поступенчатый расчет турбины. Ниже приведен пример расчета ТВД.

1. Средняя условная температура ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Средняя удельная теплоемкость при согласно рисунку 1:
2. Температура за СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура в конце адиабатного расширения в СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление перед рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Кольцевая площадь перед РЛ:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельный объем перед рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Осевая скорость на выходе из СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Угол выхода потока из СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительная скорость при входе в рабочие лопатки:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Угол входа потока на рабочие лопатки:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Располагаемый теплоперепад в РЛ:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Коэффициент скорости в рабочих лопатках:
2. Относительная скорость за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура в конце адиабатного расширения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельный объем за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Площадь кольцевого сечения за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Осевая скорость за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Угол выхода потока из рабочих лопаток по относительной скорости:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Скорость закрутки потока за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Угол выхода потока из рабочих лопаток:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Скорость газа за рабочими лопатками:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Работа на окружности РК:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД на окружности РК:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельные потери в СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельные потери с учетом использования в рабочих лопатках:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительные потери в СА:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительные потери с учетом использования в рабочих лопатках:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельные потери в рабочих лопатках:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительные потери в рабочих лопатках:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельные потери с выходной скоростью:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительные потери с выходной скоростью:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД на окружности РК:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельные потери в радиальном зазоре:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительные потери в радиальном зазоре:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельная работа ступени с учетом потерь в радиальном зазоре:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Мощностной КПД ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Лопаточный КПД ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Затраты мощности на трение и вентиляцию:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельные потери на трение и вентиляцию:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Относительные потери на трение и вентиляцию:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Мощностной КПД ступени с учетом потерь на трение и вентиляцию:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Лопаточный КПД ступени с учетом потерь на трение и вентиляцию:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Удельная работа ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура за ступенью:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Температура торможения за ступенью:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Давление торможения за ступенью:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Располагаемый теплоперепад по параметрам торможения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД по ступеням по параметрам торможения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Далее выполняется итоговый расчет параметров турбины:

1. Удельная работа турбины высокого давления:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень понижения давления турбины высокого давления:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Степень понижения давления турбины высокого давления по параметрам торможения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Располагаемый теплоперепад в турбине высокого давления:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Мощностной КПД турбины высокого давления:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Лопаточный КПД турбины высокого давления:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. Теплоперепад по параметрам торможения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

1. КПД по параметрам торможения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

Аналогичным образом подсчитываются остальные ступени ТВД, ТНД и силовой турбины. Результаты расчета остальных ступеней представлены в таблице 11.

Таблица 11 – Результаты поступенчатого расчета турбин

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | ТВД | | ТНД | Силовая турбина | | |
| Номер ступени | 1 | 2 | 1 | 1 | 2 | 3 |
| Средний диаметр, м | 0,730 | 0,730 | 0,890 | 1,246 | 1,324 | 1,4 |
| Длина сопловой лопатки, м | 0,059 | 0,081 | 0,106 | 0,120 | 0,186 | 0,25 |
| Длина рабочей лопатки, м | 0,07 | 0,091 | 0,111 | 0,153 | 0,218 | 0,284 |
| Располагаемый теплоперепад в ступени , кДж/кг | 191,9 | 174,6 | 196,8 | 158,8 | 140,5 | 115,3 |
| Степень реактивности ρ | 0,22 | 0,227 | 0,25 | 0,24 | 0,285 | 0,344 |
| Располагаемый теплоперепад в СА , кДж/кг | 149,7 | 135,0 | 147,4 | 120,7 | 100,4 | 75,5 |
| Скорость за СА , м/с | 525,3 | 504,0 | 526,7 | 471,7 | 436,6 | 381,2 |
| Температура за СА К | 1364 | 1247 | 1117 | 1004 | 907 | 822 |
| Давление за СА , МПа | 1,295 | 0,826 | 0,236 | 0,307 | 0,190 | 0,123 |
| Удельный объем за СА , м3/кг | 0,305 | 0,438 | 1,371 | 0,949 | 1,381 | 1,944 |
| Осевая скорость за СА , м/c | 153,6 | 161 | 317 | 138,1 | 122,5 | 121,3 |
| Угол потока за СА | 17 | 15,2 | 17,2 | 17,0 | 16,3 | 18,5 |
| Относительная скорость перед РЛ , м/с | 223,1 | 196,7 | 190,8 | 234,9 | 187,4 | 139,2 |
| Угол входа потока на рабочие лопатки | 43,5 | 42,12 | 43,5 | 36,0 | 40,0 | 60,6 |
| Располагаемый теплоперепад в РК , кДж/кг | 42,5 | 39,8 | 49,7 | 38,4 | 40,2 | 39,7 |
| Окружная скорость на входе в рабочие лопатки м/с | 340,6 | 340,6 | 392,4 | 260,9 | 277,3 | 293,2 |
| Окружная скорость на выходе из рабочих лопаток м/с | 340,6 | 340,6 | 392,4 | 268,1 | 283,5 | 298,1 |
| Относительная скорость за рабочими лопатками , м/с | 352,5 | 342,4 | 357,4 | 355,2 | 336,9 | 312,5 |
| Статическая температура за рабочими лопатками , К | 1335 | 1219 | 1080 | 976 | 875 | 789 |
| Давление за рабочими лопатками , МПа | 1,162 | 0,739 | 0,202 | 0,268 | 0,163 | 0,102 |
| Удельный объем за рабочими лопатками , м3/кг | 0,333 | 0,478 | 1,549 | 1,054 | 1,558 | 2,214 |
| Осевая скорость за рабочими лопатками , м/c | 142,4 | 156,8 | 341,5 | 117,6 | 115,3 | 119,6 |
| Угол выхода потока в относительном движении | 23,8 | 23,9 | 25,4 | 19,3 | 20,0 | 22,5 |
| Скорость закрутки потока за рабочими лопатками , м/с | 9,2 | 13,2 | 20,9 | 67,1 | 48,4 | 9,19 |
| Скорость закрутки потока за СА , м/с | 502,3 | 486,4 | 503,3 | 451,0 | 419,1 | 361,5 |
| Угол выхода потока из рабочих лопаток | 86,2 | 85,2 | 86,4 | 60,3 | 67,2 | 85,6 |
| КПД на окружности колеса | 0,860 | 0,856 | 0,878 | 0,854 | 0,889 | 0,896 |
| Мощностной КПД ступени | 0,821 | 0,823 | 0,847 | 0,825 | 0,862 | 0,872 |
| Лопаточный КПД ступени | 0,874 | 0,894 | 0,906 | 0,882 | 0,918 | 0,935 |
| Удельная работа ступени , кДж/кг | 157,6 | 143,7 | 166,8 | 130,9 | 121,3 | 100,6 |
| Температура торможения за ступенью, , К | 1349 | 1234 | 1132 | 987 | 885 | 798 |
| Давление торможения за ступенью , МПа | 1,192 | 0,765 | 0,242 | 0,277 | 0,168 | 0,106 |
| КПД по параметрам торможения | 0,866 | 0,885 | 0,890 | 0,874 | 0,913 | 0,931 |
| Итоговые параметры турбины | | | | | | |
|  | ТВД | ТНД | Силовая турбина | | | |
| Удельная работа турбины L, кДж/кг |  | 166,8 | 352,8 | | | |
| Степень понижения давления в турбине | 2,439 | 1,714 | 4,285 | | | |
| Мощностной КПД турбины | 0,846 | 0,847 | 0,891 | | | |
| Лопаточный КПД | 0,881 | 0,906 | 0,909 | | | |
| КПД по параметрам торможения | 0,875 | 0,89 | 0,907 | | | |

## 1.8 Профилирование ступени турбины по высоте

В данном расчете необходимо провести расчет треугольников скоростей ступеней турбины по высоте с целью последующего профилирования решеток. Ниже представлен порядок расчета на примере первой ступени турбины высокого давления.

Ступени профилируются по закону постоянной циркуляции. Для данного закона характерны следующие зависимости:

Таким образом можно получить значения скоростей и на различных радиусах. При этом рассматриваются цилиндрические поверхности тока.

*Втулочное сечение:*

*Периферийное сечение*

Далее по полученным значениям можно рассчитать значения термодинамических параметров и относительных скоростей по высоте ступени.

*Втулочное сечение*

Располагаемый теплоперепад в СА:

Располагаемый теплоперепад в РЛ:

Степень реактивности:

Температура конца адиабатного расширения в сопловом аппарате:

Температура после соплового аппарата:

Окружная скорость на среднем радиусе:

Окружная скорость на втулочном радиусе:

Направление абсолютной скорости на выходе из СА:

Относительная скорость за СА:

Угол входа потока в относительном движении:

Относительная скорость за РЛ:

Угол выхода потока за РЛ в относительном движении:

Угол выхода потока за РЛ:

Действительная температура за РЛ:

Число Маха по относительной скорости на входе в РЛ:

Число Маха по относительной скорости на выходе из РЛ:

Число Маха по абсолютной скорости на выходе из РЛ:

*Периферийное сечение*

Располагаемый теплоперепад в СА:

Располагаемый теплоперепад в РЛ:

Степень реактивности:

Температура конца адиабатного расширения в сопловом аппарате:

Температура после соплового аппарата:

Окружная скорость на среднем радиусе:

Окружная скорость на периферийном радиусе:

Направление абсолютной скорости на выходе из СА:

Относительная скорость за СА:

Угол входа потока в относительном движении:

Относительная скорость за РЛ:

Угол выхода потока за РЛ в относительном движении:

Угол выхода потока за РЛ:

Действительная температура за РЛ:

Число Маха по относительной скорости на входе в РЛ:

Число Маха по относительной скорости на выходе из РЛ:

Число Маха по абсолютной скорости на выходе из РЛ:

## 1.9 Определение коэффициентов потерь в ступени турбины

В данной части необходимо уточнить коэффициенты скорости φ и ψ, которые характеризуют суммарные потери. Данные коэффициенты зависят от геометрии проточной части, профилей лопаток и режим обтекания решеток. Предварительно необходимо определить геометрию профилей лопаток

Для определения угла установки профиля γ используют приближенную зависимость [5]:

Величину хорды определяют по принятом значению ширины решетки ( и ) с помощью формулы:

Относительный шаг:

Шаг решетки в первом приближении:

Число лопаток:

Принимаем число лопаток и

Шаг решетки:

Далее приведен расчет коэффициентов скорости ψ и φ, определяя суммарный коэффициентов скорости ξ.

1. Суммарный коэффициент трения зависит от коэффициента k, учитывающего форму канала:

При

При

2. Число Рейнольдса:

В обоих случаях учет влияния шероховатости не требуется.

3. Определим коэффициент кромочных потерь (толщина выходной кромки для неохлаждаемой турбины мм):

4. Коэффициент профильных потерь:

5. Определим число Маха на выходе:

Течение дозвуковое, поэтому учет волновых потерь не требуется.

6. Концевые потери:

7. Определим суммарный коэффициент потерь:

8. Определим коэффициенты потерь:

## 1.10 Расчет на прочность лопатки турбины

В данной части рассчитывается на прочность рабочая лопатка последней ступени силовой турбины по методике. Расчет проводится по методике, приведенной в [5]. Лопатка изготовлена из жаропрочного сплава ХН65В9М4ЮТ. Необходимые для расчета геометрические параметры, определенные с помощью программного комплекса Siemens NX:

– площадь периферийного сечения;

– площадь периферийного сечения;

– площадь периферийного сечения;

*–* радиус расположения периферийного сечения;

*–* радиус расположения среднего сечения;

*–* радиус расположения втулочного сечения;

– главный центральный момент инерции относительно оси *u*;

– главный центральный момент инерции относительно оси *v*;

- угол поворота главных центральных осей.

На рисунке 10 представлено распределение площади F по радиусу лопатки r.

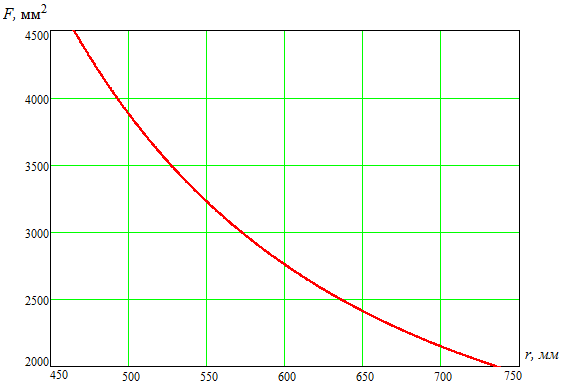


Рисунок 10 – Распределение площади F по радиусу расположения сечений

На лопатку действует три вида нагружений:

1. Растягивающие силы от инерционных сил;

2. Изгибающие моменты от инерционных сил (в данном случае равны нулю, так как лопатка спроектирована без выносов);

3. Изгибающие моменты от аэродинамических сил.

Частота вращения ротора силовой турбины:

Напряжения растяжения от инерционных сил в зависимости от радиуса сечения определяются по формуле:

Зависимость напряжения растяжения от инерционных сил в зависимости от радиуса сечения изображены на рисунке 11.

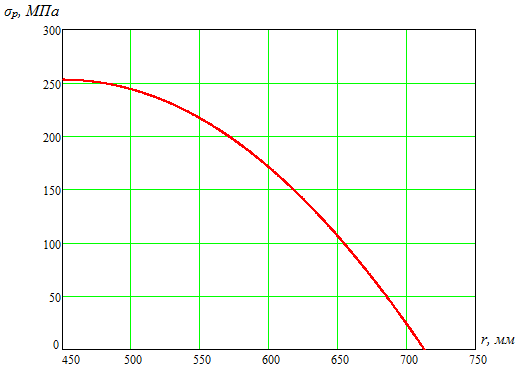


Рисунок 11 – Распределение напряжений растяжения по радиусу лопатки

Далее определим моменты от аэродинамических сил. Из расчета силовой турбины известно:

*–* статическое давление перед рабочими лопатками;

*–* статическое давление за рабочими лопатками;

*–* статическая температура за рабочими лопатками;

– число лопаток.

Плотность газа перед рабочими лопатками:

Рассмотрим втулочное сечение как самое опасное. Для лопаток, спрофилированных по закону постоянной циркуляции, изгибающие моменты от аэродинамических сил относительно центральной оси η в корневом сечении вычисляются по формуле:

где

Изгибающие моменты от аэродинамических сил относительно центральной оси ξ в корневом сечении вычисляются по формуле:

где

Изгибающие моменты от аэродинамических сил относительно главных центральных осей: *Mv*

Определим положение нейтральной оси:

На рисунке 12 приведена расчетная схема.

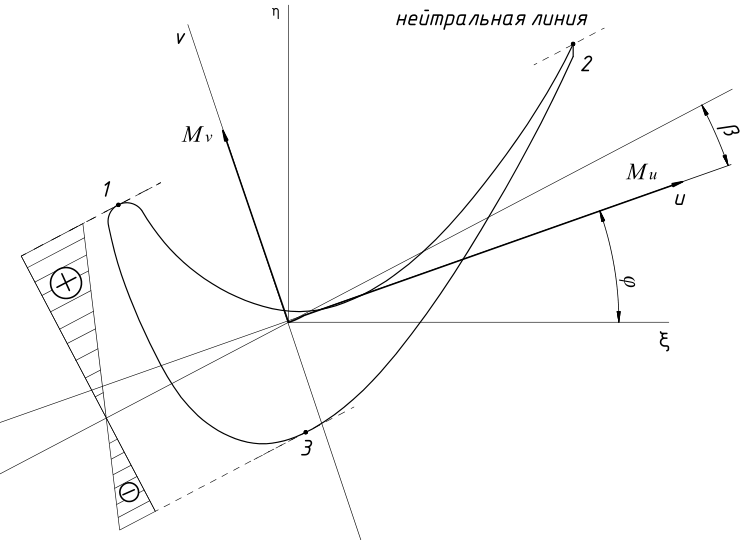


Рисунок 12 – Схема расчета на прочность

Рассмотрим напряженное состояние в наиболее удаленных точках:

Точка 1 (оба момента создают растяжение)

Точка 2 ( создает растяжение, создает сжатие)

Точка 3 ( создает сжатие, создает растяжение)

Для наиболее опасной точки 1 суммарные напряжения:

Предел длительной прочности для жаропрочного сплава ХН65В9М4ЮТ при температуре 800 К

Коэффициент запаса по длительной прочности:

# 2 Научно-исследовательская часть

В качестве охлаждения СА ТВД было выбрано конвективно-пленочное охлаждение с 5-ю рядами отверстиями на спинке лопатки, 5-ю рядами отверстиями на корытце, а также 1-м рядом отверстий через выходную кромку. В лопатке конструкции лопатки предусмотрено три канала для охлаждающего воздуха. Через два канала подается охлаждающий воздух на отверстия выдува из профиля лопатки. Охлаждающий воздух через средний канал снимает часть тепла конвекцией и далее поступает на охлаждение дисков турбин и РЛ ТВД.

Метод изготовления лопатки – литье с направленной кристаллизацией. Материал лопаток – ЖС-36 и внешний керамический слой термозащитного покрытия ZrО2-(8%)Y2O3 (оксид иттрия, диоксид циркония). Данная комбинация материала и термозащитного покрытия при ресурсе 1000 часов и при длительном напряжении 250 МПа позволяет выдерживать температуру стенки лопатки равной 1200 К.

*Исходные данные*

Количество лопаток 

Коэффициент сохранения полного давления охлаждающего воздуха за КВД Коэффициент сохранения полного давления охлаждающего воздуха в Р



Статическая температура на входе в СА 

Статическое давление на входе в СА 

Статическая температура на выходе из СА 

Статическое давление на выходе из СА 

Давление торможения охлаждающего воздуха 

Температура охлаждающего воздуха 

Высота лопатки 

Высота рассматриваемого сечения 

Приведенная скорость на входе в СА 

Скорость на выходе из СА 

Вязкость воздуха 

Вязкость газа 

Коэффициент теплопроводности воздуха 

Коэффициент теплопроводности газа 

Теплопроводность металла лопатки 

Температура торможения на выходе из СА 

Длина корытца лопатки 

Длина спинки лопатки 

Длина хорды лопатки 

Угол входа потока 

Угол выхода потока 

Шаг лопаток в выбранном сечении 

Толщина стенки лопатки 

Коэффициент расхода 

Диаметр входной кромки 

Толщина выходной кромки 

Основные параметры

Критическая скорость звука газа



Скорость на выходе из СА



Плотность воздуха в канале охлаждения



Относительные координаты точек выдува охлаждающего воздуха





















Абсолютные координаты точек выдува охлаждающего воздуха





















Скорости потока газа напротив отверстий



























Диаметры отверстий, количество в ряду и шаг отверстий по высоте

Границы каналов охлаждающего воздуха в координатах спинки и корытца













Температура и давление внутри охлаждающих каналов

**Расчет отверстия №1 на спинке**

Температура торможения охлаждающего воздуха



Давление торможения охлаждающего воздуха



Эквивалентная высота щели



Скорость внешнего потока



Статическое давление и температура газа внешнего потока





Плотность газа внешнего потока



Скорость истечения из отверстия





Параметр вдува



Число Рейнольдса по ширине щели



Температурный фактор



Расчет эффективности плёнки по длине 



Граница участков, на котором рассчитывается эффективность пленки







Эффективность пленки







Температура пленки в конце участка



Эффективность пленки на участке





Расход воздуха через отверстия этого ряда





Результаты расчета остальных отверстий представлены в таблице 4.

Общие использованные сокращения:

Индексы:

1 – первое отверстие по течению газа;

2 – второе отверстие по течению газа;

ВЫХ – выход;

Г – газ;

В – воздуха;

С – спинка;

К – корытце;

КОН – конец;

НАЧ – начало;

ПЕР – переход;

ОСН – основной режим;

ПЛ – пленка.

Обозначения:

 температура;

 давление;

 эквивалентная высота щели;

 скорость потока;

 плотность;

 параметр вдува;

 число Рейнольдса;

 температурный фактор;

 координата по спинке/корытце;

 эффективность пленки;

 расход.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Спинка | | | | | Корытце | | | | | Отв. вых. кромки |
| Отв. №1 | Отв. №2 | Отв. №3 | Отв.№4 | Отв.№5 | Отв. №1 | Отв. №2 | Отв. №3 | Отв. №4 | Отв. №5 |
|  | 476,3 | 476,3 | 476,8 | 476,8 | 476,8 | 476,3 | 476,3 | 476,8 | 476,8 | 476,8 | 476,8 |
|  | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 | 1,83 |
|  | 0,1 | 0,063 | 0,063 | 0,063 | 0,063 | 0,1 | 0,063 | 0,063 | 0,063 | 0,063 | 0,042 |
|  | 276,9 | 398,4 | 449,2 | 527,6 | 577,8 | 171,0 | 235,7 | 321,6 | 428,5 | 525,6 | 636,5 |
|  | 1410 | 1343 | 1308 | 1245 | 1199 | 1449 | 1427 | 1388 | 1323 | 1247 | 1141 |
|  | 1,444 | 1,176 | 1,051 | 0,855 | 0,731 | 1,619 | 1,52 | 1,352 | 1,103 | 0,859 | 0,592 |
|  | 3,53 | 3,02 | 2,77 | 2,37 | 2,1 | 3,85 | 3,67 | 3,36 | 2,88 | 2,38 | 1,79 |
|  | 115,8 | 128,7 | 137,3 | 147,4 | 151,4 | 77,6 | 93,0 | 113,0 | 134 | 147,2 | 153,4 |
|  | 1,06 | 0,96 | 0,99 | 1,06 | 1,12 | 1,05 | 0,96 | 0,94 | 0,97 | 1,05 | 1,21 |
|  | 2618 | 1649 | 1708 | 1713 | 1665 | 1764 | 1187 | 1481 | 1689 | 1714 | 1000 |
|  | 11,092 | 8,93 | 21,15 | 19,55 | 30,27 | 14,842 | 16,81 | 18,04 | 14,514 | 15,006 | - |
|  | 1,339 | 0,536 | 0,562 | 0,614 | 0,655 | 1,205 | 0,496 | 0,507 | 0,551 | 0,612 | - |
|  | 1027,5 | 1060 | 1095 | 1046 | 1036 | 1088 | 1165 | 1144 | 1082 | 1031 | - |
|  | 16,34 | 9,5 | 9,7 | 9,7 | 9,4 | 12,854 | 7,53 | 8,77 | 9,68 | 9,71 | 5,67 |

*Суммарный расход охлаждающего воздуха*

Расход воздуха на одну лопатку





Расход воздуха на все лопатки



*Распределение коэффициента теплоотдачи по профилю лопатки*

Плотность потока на выходе



Число Рейнольдса на выходе



Коэффициент теплопроводности газа на выходе из СА



Согласно зависимости КАИ





Средний коэффициент теплоотдачи газа





*Распределение значений коэффициента теплоотдачи газа по обводу профиля поперечного сечения лопатки*

Участок №1

Плотность газа внешнего потока на данном участке



Число Рейнольдса на данном участке



Коэффициент теплоотдачи на данном участке



Участок №2



Участок №3



Участок №4



Участок №5

Коэффициент теплопроводности не учитывается, поскольку есть выдув охлаждающего воздуха из выходной кромки.

Участок №6



Участок №7



*Геометрические параметры охлаждающих каналов*

Площадь канала







Смачиваемые периметры







Гидравлические диаметры







*Определение коэффициентов теплоотдачи по каналам охлаждение*

*Канал №1*

Критическая скорость звука воздуха



Суммарный расход воздуха через канал



Приведенная скорость







Скорость воздуха внутри канал



Плотность потока по параметрам торможения



Плотность потока по статическим параметрам

Число Рейнольдса



Коэффициент теплоотдачи



Потери давления по каналу



*Канал №2*

Критическая скорость звука воздуха



Суммарный расход воздуха через канал



Приведенная скорость







Скорость воздуха внутри канал



Плотность потока по параметрам торможения



Плотность потока по статическим параметрам

Число Рейнольдса





Потери давления по каналу





*Канал №3*

Критическая скорость звука воздуха



Суммарный расход воздуха через канал





Приведенная скорость







Скорость воздуха внутри канал



Плотность потока по параметрам торможения



Плотность потока по статическим параметрам

Число Рейнольдса





Потери давления по каналу





*Определение температуры стенки лопатки*

*Выходная кромка*

Число Рейнольдса



Число Нуссельта



Коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне



*Спинка*

Коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне



Температура воздуха по воздушной стороне



Коэффициент теплопередачи



Тепловой поток поступающий в лопатку



Температура внешней поверхности стенки



Температура внутренней поверхности стенки



*Корытце*

Коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне



Температура воздуха по воздушной стороне



Коэффициент теплопередачи



Тепловой поток поступающий в лопатку



Температура внешней поверхности стенки



Температура внутренней поверхности стенки



Полученные результаты расчета приведены в приложении А.

По результатам расчета следует вывод, что просчитанная система организации охлаждения СА ТВД позволяет СА выдерживать заданную температуру в течении заданного ресурса.

# 3 Технологическая часть

## 3.1 Назначение детали и краткое описание её конструкции

Наименование детали: вал турбины высокого давления (ТВД).

Назначение детали – передача крутящего момента и восприятия действующих сил со стороны расположенных на нем деталей и опор.

Вал турбины высокого давления полый, соединен с дисками в один неразъемный узел с помощью выступов, выполненных на дисках, и радиальных штифтов, обеспечивающих возможность теплового расширения сопрягаемых деталей в радиальном направлении при сохранении взаимной центровки. Выпадание штифтов от действия центробежных сил предотвращается кольцами, вставленными в кольцевые канавки дисков первой и второй ступеней.

На переднем конце вала по наружному диаметру нарезаны шлицы для соединения со шлицевой втулкой компрессора высокого давления (КВД).

Сзади на вале установлены лабиринт и лабиринтная втулка, которые предназначены для предотвращения утечек воздуха из проточной части.

Данная деталь эксплуатируется в следующих условиях:

* рабочее тело – продукты сгорания;
* рабочая температура – 1473 К;
* давление – 1,867 МПа.

## 3.2 Анализ технических требований к изготовлению детали

Исходя из назначения и условия эксплуатации, к детали предъявляются следующие технические требования:

1. Допуск круглости наружной цилиндрической поверхности не более 0.01 мм.

Данное требование назначено из условия точного центрирования и равномерного прилегания поверхности с лабиринтной втулкой и внутренним кольцом подшипника при его установке на данную поверхность. Невыполнение данного требования может привести к увеличению нагрузки на ролики подшипника и повреждению внутреннего кольца подшипника. Результатом этого может быть рост вибраций и уменьшение срока работы подшипника.

Схема контроля показана на рис. 13.

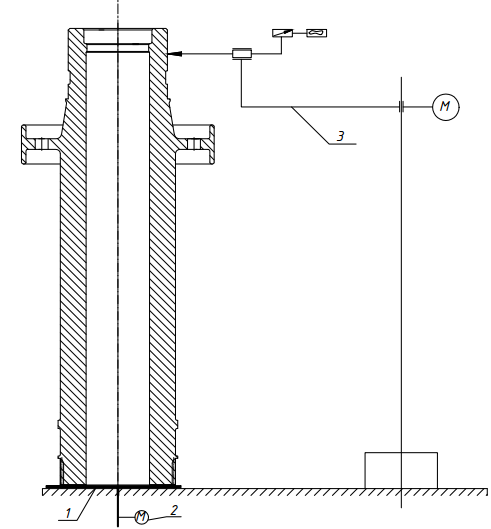


Рис.13 - Схема контроля круглости поверхности :

1 – прецизионный поворотный стол; 2 – привод прецизионного движения; 3 – устройство записи круглограмм

1. Допуск радиального биения наружной цилиндрической поверхности относительно поверхности А не более 0.01 мм.

Данное требование назначено исходя из условия обеспечения плотного прилегания диска с валом ТВД. Невыполнение данного требования может привести к локальным зазорам между данными поверхностями, что может привести к повреждению штифта.

Схема контроля показана на рис. 14.

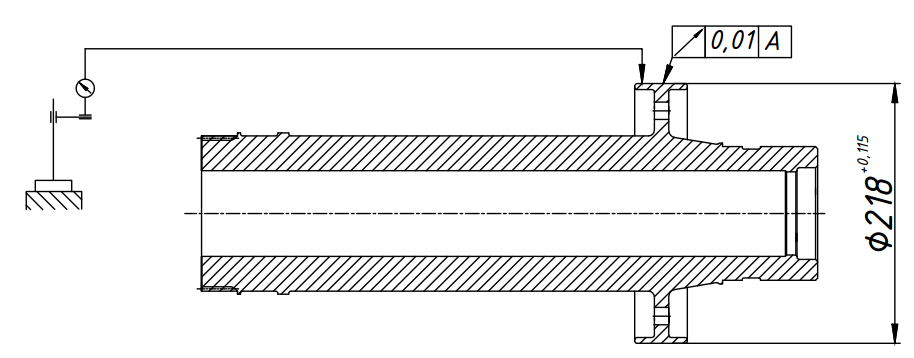


Рис. 14 - Схема контроля радиального биения поверхности относительно поверхности А

Основными технологическими задачами, возникающими при изготовлении детали, являются:

1. Допуск круглости наружной цилиндрической поверхности не более 0.01 мм;

2. Допуск радиального биения наружной цилиндрической поверхности относительно поверхности А не более 0.01 мм.

## 3.3 Тип производства и метод работы

Проектирование технологического процесса изготовления детали осуществляется для условий единичного производства. В условиях производства данного типа наиболее целесообразным является непоточный метод. При данном методе работы строго закрепления операций за конкретными рабочими местами не проводят, длительность операций не синхронизируют.

## 3.4 Технологический анализ конструкции детали

Деталь преимущественно содержит поверхности простой формы (плоских и цилиндрических), но также содержит и сложнопрофильные поверхности. Но их наличие обусловлено их функциональным назначением. Число технических требований велико, но их обеспечение необходимо для качественной работы изделия.

Жесткость детали не обеспечена (отношение длины к диаметру меньше 1 к 5; минимальная толщина стенки – 8 мм), что не дает возможность использования высокопроизводительных режимов обработки и требует специальных приспособлений сложной конструкции. Изготовление детали осложняет наличие поверхности , к которой предъявлены высокие требования по обеспечению радиального биения. В целом же предъявляемые к детали технические требования на изготовление являются обоснованными и определены её назначением и ответственностью.

Деталь имеет средние габариты (), что обуславливает большой объем механической обработки при её изготовлении. Масса детали составляет 118.4 кг, что требует необходимость использования подъемно-транспортных средств при перемещении детали.

При сверлении отверстий возможно образование острых заусенцев, вследствие чего может понадобиться дополнительная слесарная операция.

Средний квалитет точности поверхности детали:

Коэффициент точности изготовления детали:

Данное значение превышает граничное , что свидетельствует о технологичности детали.

Средний значение параметра шероховатости:

Коэффициент шероховатости:

Данное значение превышает граничное , что свидетельствует о технологичности детали для изготовления детали в условиях единичного производства.

Вывод: на основании изложенного считаем конструкцию детали «вал ТВД» технологичной для условий единичного производства.

## 3.5 Вид и метод изготовления исходной заготовки

Деталь: вал ротора ТВД.

Материал: сталь 12ХН3А (C 0,15%; Cr 0,8%; Ni 3%; Mn 0,5%).

Тип производства: единичное.

Результаты анализа по основным признакам, используемым при выборе метода заготовок, представлены в табл. 12.

Таблица 12 – Результаты анализа, используемые при выборе заготовок

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Признак | Значение | Приоритетный ряд видов заготовок |
| Форма детали | Сложная | О, СК, ОД |
| Заготовительные свойства материала: |  |  |
| Жидкотекучесть | Удовлетворительная | О |
| Пластичность | Удовлетворительная | ОД, П, ПМ |
| Свариваемость | Удовлетворительная | СК |
| Обрабатываемость резанием | Удовлетворительная | П, ПМ |
| Плотность материала | Обычная | \* |
| Ориентированность структуры | Нет | \* |
| Удельная стоимость материала | Высокая | ОД, П, ПМ |
| Ответственность детали | Высокая | ОД, П |
| Тип производства | Единичное | П |

Вид заготовки – обработка давлением.

Способ обработки давлением: штамповка на кривошипных горячештамповочных прессах.

На рис. 15 представлен эскиз заготовки детали:

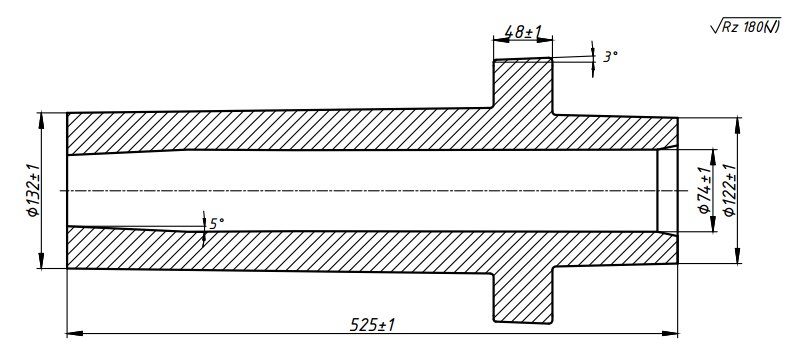


Рис. 15 - Эскиз заготовки вала ТВД

## 3.6 Разработка маршрута обработки основных поверхностей детали

Наружная цилиндрическая поверхность и Ra 0,63. Исходная заготовка – штамповка.

1. Заготовка IT14 Rz 180

2. Точение черновое IT12 Ra 12.5

3. Точение получистовое IT10 Ra 3.2

4. Точение чистовое IT8 Ra 1.6

5. Шлифование предварительное IT7 Ra 0.8

6. Шлифование окончательное IT6 Ra 0.4

# 4 Организационно-экономическая часть проекта

## 4.1 Технико-экономическое обоснование проекта

В данной выпускной квалификационной работе рассматривается газотурбинная установка для привода центробежного нагнетателя в газоперекачивающем агрегате. Газоперекачивающий агрегат в составе газотурбинной установки и центробежного нагнетателя предназначен для транспортирования природного газа по магистральному газопроводу.

Конструкция установки новая, но состоит из агрегатов и узлов, производство которых в значительной степени освоено и отработано, что позволяет произвести оценку стоимости и провести технико-экономический анализ установки.

Технические и экономические показатели проектируемой установки отвечают современным требованиям. Установка имеет экологические показатели, отвечающие мировым требованиям ЕЭК и требованиям соответствующих законов РФ.

В ходе дипломного проектирования была разработана установка мощностью 25 МВт с КПД 39,1%, с температурой газа перед турбиной высокого давления 1473 К и суммарной степенью повышения давления 19.

Целью данного анализа является оценка экономической эффективности

разрабатываемого проекта по сравнению с аналогичными установками со схожими параметрами.

Аналогом данной установки является газотурбинная установка для транспорта газа ГТУ – 25П, разработанная компанией «ОДК – Авиадвигатель».

Таблица 13 - Показатели сравниваемой и разрабатываемой ГТУ

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Показатели | ГТУ-25П | Проект |
| Мощность  установки, МВт | 25,6 | 25 |
| Расход воздуха, кг/с | 79,6 | 71,4 |
| Удельный расход топлива г/кВтч | 0,217 | 0,189 |
| КПД ГТУ, % | 38 | 39,1 |
| Ресурс до капитального  ремонта, час | 25000 | 25000 |
| Число валов ГТУ, шт | 3 | 3 |
| Степень повышения  давления | 24 | 19 |
| Частота вращения вала об/мин | 5000 | 4000 |

## 4.2 Прогнозирование цены установки

При прогнозировании цены ГТУ наиболее широкое применение получил метод, основанный на учете ее параметров и технико-экономических показателей. При этом методе за основу установления рыночной цены двигателя принимается цена двигателя-аналога или средняя цена по ряду двигателей одного типа и эксплуатационного назначения, близких по размерности и другим параметрам. Данный метод называется параметрическим методом.

К основным ценоформирующим технико-экономическим показателям относятся:

* мощность;
* надёжность-долговечность (ресурс);
* безотказность и ремонтопригодность;
* топливная экономичность;
* комплектация;
* престижность изделия

В качестве установки-аналога принята установка ГТУ-25П. Данная установка также применяется для привода ГПА и имеет схожие параметры.

Определение цены спроектированной установки выполняется по суммарному коэффициенту технико-экономических показателей. Для этого определяется значение частных сравнительных коэффициентов всех технико-экономических параметров. Далее рассматриваются данные частные коэффициенты.

*Прогнозирование верхнего предела цены ГТУ*

*Коэффициент по мощности*

Значения данного коэффициента определяются с помощью следующей эмпирической зависимости:

,

где

– мощность спроектированной установки, МВт;

– мощность установки-аналога, МВт;

– степень показателя весомости в рыночной цене двигателя;

По методике ВТО «Судоимпорт» значение «b» принимается равной 0,9-0,95.

*Ресурсный коэффициент*

Один из показателей надёжности – коэффициент долговечности**:**

,

где

- ресурс (наработка) до первого капитального ремонта спроектированной установки, ч;

- ресурс (наработка) до первого капитального ремонта установки-аналога, ч;

*Коэффициент топливной экономичности*

Коэффициент учитывает разницу в удельном расходе топлива и в ценах на применяемое топливо. Оптовая цена топлива (природный газ) в 2018 году для российского рынка: = 4,0 руб. за м3. Плотность метана = 0,732 кг/м3.

Определим цену природного газа за 1 кг:

= 4,00,732 = 2,93 руб.

Коэффициент топливной экономичности определяется за три этапа:

1. Затраты на топливо, их снижение или увеличение от мощности и ресурса двигателя-аналога:

где

- удельный расход топлива установки-аналога, г/кВтч;

- удельный расход топлива спроектированной установки, г/кВтч;

- цена 1 кг топлива установки-аналога, руб./кг;

- цена 1 кг топлива спроектированной установки, руб./кг;

- мощность установки-аналога, кВт;

- значение коэффициента использования по мощности;

- ресурс (наработка) до первого капитального ремонта установки-аналога, час;

1. Отношение разницы в затратах по топливу к цене установки-аналога:

где

- цена установки-аналога, млн. руб.;

- затраты на топливо, млн. руб.;

= 300 млн. руб. на 2016 год;

1. Коэффициент топливной экономичности:

Где

– при экономии затрат по топливу;

– при увеличении затрат на топливо;

*Коэффициент надёжности*

Коэффициент учитывает ремонтопригодность и безотказность установки на ранней стадии проектирования. При росте этих показателей значение > 1, при их снижении< 1. Примем коэффициент надежности = 1.

Приращение значений частных ценообразующих показателей ():

*Значение суммарного ценообразующего показателя () без учета коэффициента престижности*

Общий ценообразующий коэффициент определяют по формуле:

*Цена спроектированного двигателя*

где

– цена установки-аналога. млн. руб.;

– ценообразующий показатель;

- коэффициент престижности – учитывает авторитет фирмы, период её работы, уровень технического сервиса и другие ценообразующие факторы.

Примем ;

*Верхний предел себестоимости изготовления установки*

Верхний предел себестоимости изготовления установки определяется по формуле:

где

– удельный вес НДС в цене;

П – удельный вес прибыли в цене без НДС, допустимый для предприятия уровня рентабельности производства;

Примем = 0,18; П = 0,25;

*Удельные массы установок*

Удельные массы установок определяются по формулам:

где

– масса установки-аналога, кг;

– масса спроектированной установки, кг;

= 70000 кг; 50000 кг (определено из соотношения габаритов установки);

*Удельные цены установок*

Удельные цены установок определяются по формулам:

Полученные данные занесем в таблицу 14.

Таблица 14 – Результаты прогнозирования цены установки

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры  и показатели | Единица  измерения | Типы и модель  двигателя | | Значение  коэф-тов | Приращение |
| **Проект** | **Аналог** |
| Название установки |  | проект | ГТУ-25П |  |  |
| Номинальная мощность | МВт | 25 | 25,6 | = 0,98 | -0,2 |
| Удельный расход топлива на базовом режиме | г/кВтч | 0,189 | 0,217 | =1,17 | 0,17 |
| Ресурс до капитального ремонта | ч | 25000 | 25000 | = 1 | 0 |
| КПД установки | % | 39,1 | 38 |  |  |
| Расход воздуха | кг/с | 71,4 | 79,6 |  |  |
| Число валов ГТД |  | 3 | 3 |  |  |
| Частота вращения вала генератора | об/мин | 4000 | 5000 |  |  |
| Удельная масса | кг/кВт | 2,0 | 2,73 |  |  |
| Престижность |  |  |  | = 1 | 0 |
| Цена двигателя | млн. руб. | 345 | 300 |  |  |
| Удельная цена | руб./кг | 6900 | 4286 |  |  |

## 4.3 Затраты на строительную часть и оборудование

Затраты на подготовку, газопровод, подведение коммуникаций,монтаж установки, приняты 10% от стоимости установки:

Стоимость нагнетателя «Nuovo Pignone» PCL 804/2-36 составляет 10 млн. руб. Стоимость дополнительного оборудования (муфты, стартер и т.д.) составляет 10 млн. руб.

Капитальные затраты представлены в таблице 15.

Таблица 15 - Капитальные затраты

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | **Проект** | | **Аналог** | |
| млн. руб. | % от итога | млн. руб. | % от итога |
| ГТУ | 345 | 84,3 | 300 | 85,7 |
| Монтажные работы | 34,5 | 8,4 | 30 | 8,6 |
| Дополнительное  оборудование | 20 | 7,3 | 20 | 5,7 |
| Итог | 409,5 | 100 | 350 | 100 |

## 4.4 Расчёт эксплуатационных расходов

*Расчет эксплуатационных расходов проектируемой установки за 1 год*

При расчете эксплуатационных расходов в качестве цены проектируемой установки принимаем цену установки, определенную выше.

1. Затраты на топливо:

где

– время работы установки, ч;

1. Затраты на регламентное техническое обслуживание и на текущие ремонты:
2. Затраты на капитальные ремонты:

где

– количество капитальных ремонтов за полный ресурс установки;

*–* коэффициент, показывающий отношение затрат на капитальный ремонт (цены ремонта) к балансовой стоимости установки;

– время работы установки, час;

– полный моторесурс установки;

1. Амортизационные отчисления на установку:

где

– ликвидационная стоимость установки, составляет 8 – 12% от балансовой стоимости установки, млн. руб.;

1. Амортизационные отчисления на прочие объекты (вспомогательное оборудование):

где

– первоначальная стоимость вспомогательного оборудования, и т.д., млн.руб.;

– срок полезного использования оборудования, лет;

*Установка-аналог*

*Расчет эксплуатационных расходов установки за 1 год*

При расчете эксплуатационных расходов в качестве цены проектируемой установки принимаем цену установки, определенную выше.

1. Затраты на топливо:
2. Затраты на регламентное техническое обслуживание и на текущие ремонты:
3. Затраты на капитальные ремонты:
4. Амортизационные отчисления на установку:
5. Амортизационные отчисления на прочие объекты (вспомогательное оборудование):

Результаты расчетов эксплуатационных расходов занесем в таблицу 16.

Таблица 16 - Сметная калькуляция эксплуатационных расходов за год

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Эксплуатационные расходы за 1 год** | **Ед. изм.** | **Проект** | | **Аналог** | |
| **Сумма** | **% к итогу** | **Сумма** | **% к итогу** |
| Затраты на топливо | млн.руб. | 151,9 | 69,4 | 178,6 | 73,6 |
| Затраты на регламентное ТО и текущие работы | млн.руб.. | 11,3 | 5,1 | 14,8 | 6,1 |
| Затраты на капитальные ремонты | млн.руб. | 42,4 | 19,4 | 36,9 | 15,2 |
| Амортизационные отчисления на установку | млн.руб. | 12,4 | 5,7 | 11,3 | 4,7 |
| Амортизационные отчисления на прочие объекты | млн.руб. |  | 0,4 |  | 0,4 |
| **Итого:** | млн.руб. | 219,0 | 100 | 242,6 | 100 |

На рисунке 16 изображена зависимость эксплуатационных затрат установки от времени эксплуатации.

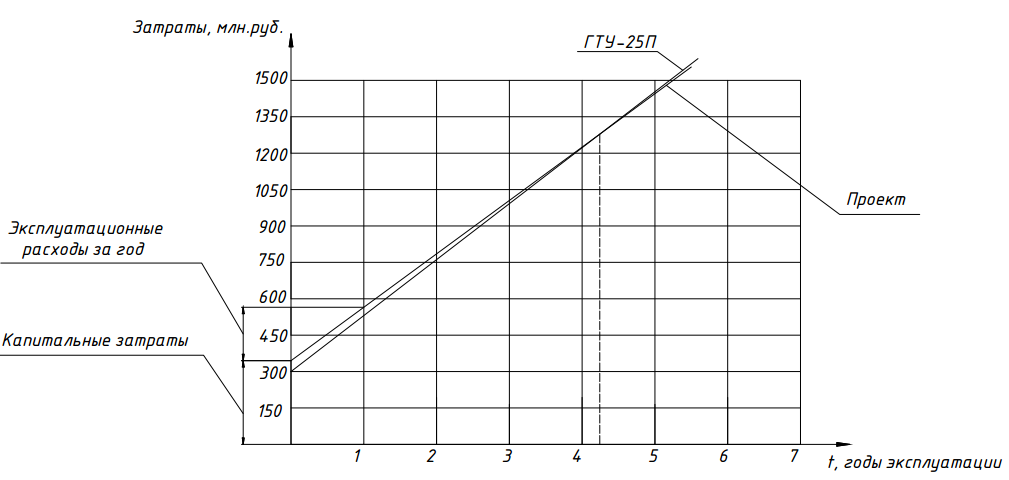


Рисунок 16 - Зависимость эксплуатационных затрат от времени эксплуатации

По рисунку 16 видно, что капитальные затраты спроектированной установки выше, чем у установки-аналога. Причиной этому служит отличие в показателях установок: например, разные температуры перед турбиной высокого давления, соответственно, разные методы охлаждения лопаток. По данному графику видно, что данные вложения окупятся примерно через 5 лет.

# 5 Экология и охрана труда

## 5.1 Введение. Описание силовой установки

В данной выпускной квалификационной работе спроектирована газотурбинная установка для привода центробежного нагнетателя в газоперекачивающем агрегате (ГПА). Газоперекачивающий агрегат в составе газотурбинной установки и центробежного нагнетателя предназначен для транспортирования природного газа по магистральному газопроводу.

Установка спроектирована по трехвальной схеме: компрессор низкого и компрессор высокого давления (КНД и КВД) приводятся во вращение каждый своей турбиной (ТНД – турбиной низкого давления, ТВД – турбиной высокого давления) с разной частотой, оптимальной для своего каскада. Ротор нагнетателя приводится во вращение своей турбиной нагнетателя (свободной турбиной). Газотурбинная установка находится в помещении, степень повышения давления 19, температура за камерой сгорания 1473 К. Топливом является природный газ.

## 5.2 Анализ вредных и опасных производственных факторов на этапе эксплуатации установки

В разделе проведен анализ вредных и опасных производственных факторов, возникающих в процессе эксплуатации проектируемой газотурбинной установки и воздействующих на наземный персонал при техническом обслуживании. Факторы приняты стандартными по ГОСТ 12.0.003-2015 Опасные и вредные производственные факторы. Выявленные факторы, их источники, нормативные значения и нормирующие документы приведены в таблице 17.

Таблица 1**7 -** Вредные и опасные производственные факторы при эксплуатации ГТУ на рабочем месте

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование фактора | Источник фактора  (загрязнения) | Нормативное значение | Регламентирующий документ |
| Повышенная загазованность воздуха рабочей зоны | Выбросы отработавших газов, которые содержат СО, NOx и CnHm | Максимальные среднесуточные значения для рабочей зоны:  CO – 20 мг/м3  NOx – 5 мг/м3  CnHm – 5 мг/м3 | ГН 2.2.5.3532-18 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны |
| Повышенная  температура  поверхностей  оборудования  и материалов | Корпус ГТУ нагревается из-за высокой температуры воздуха и газов | Предельно допустимая температура поверхности для категории работ 2а уровня энергозатрат в холодный период: 18-220С; в теплый период: 19-230С | СН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений  СН 2.2.4.3359-16 |
| Повышенный уровень шума на рабочем месте | Всасывание воздуха компрессором, выхлоп турбины, корпус ГТУ, насосы | Оптимальные допустимые эквивалентные уровни звука и уровни звукового давления в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц  31,5 Гц – 107 дБ; 63 Гц – 95 дБ; 125 Гц – 87 дБ; 250 Гц – 82 дБ; 500 Гц – 78 дБ; 1000 Гц – 75 дБ; 2000 Гц – 73 дБ; 4000 Гц – 71 дБ; 8000 Гц – 69 дБ;  Для высококвалифицированных работ в производственных помещениях уровень звука и эквивалентный уровень звука не должен превышать 80 дБА. | СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки |
| Повышенный уровень ультразвука  на рабочем месте | Воздухозаборная система компрессора | Предельно допустимые уровни воздушного ультразвука на рабочих местах: среднегеометрические частоты третьоктавных полос с уровнем звукового давления  12,5 кГц – 80 дБ; 16 кГц – 90 дБ; 20 кГц – 100 дБ;  25 кГц – 105 дБ; 31,5 - 100 кГц – 110 дБ; | СН 2.2.4/2.1.8.582-96  Гигиенические требования при работах с источниками возд. и контактного ультразвука промышл. назначения  СН 2.2.4.3359-16 |

Продолжение Таблицы 17

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование фактора | Источник фактора  (загрязнения) | Нормативное значение | Регламентирующий документ |
| Повышенный уровень вибраций | Колебания ротора и статора от газодинамических сил и других причин | По источнику возникновения - общая вибрация класс 3 (стационарные установки): среднегеометрические частоты октавных полос, виброускорения, виброскорости  8 Гц – 1,4 м/с2;123 дБ – 2,8 мм/с2; 115 дБ  16 Гц – 1,4 м/с2;123 дБ – 1,4 мм/с2; 109 дБ  31,5 Гц – 2,8 м/с2;129 дБ – 1,4 мм/с2; 109 дБ  63 Гц – 5,6 м/с2;135 дБ – 1,4 мм/с2; 109 дБ  125 Гц – 11 м/с2;141 дБ – 1,4 мм/с2; 109 дБ  250 Гц – 22 м/с2;147 дБ – 1,4 мм/с2; 109 дБ  500 Гц – 45 м/с2;153 дБ – 1,4 мм/с2; 109 дБ  1000 Гц – 89 м/с2;159 дБ – 1,4 мм/с2; 109 дБ | СН 2.2.4/2.1.8.566-96 Производственная вибрация. Вибрации в жилых и общественных зданиях |
| Электробезопасность | Источники и потребители электроэнергии, токоведущие части ГТУ | Для защиты от случайного прикосновения к токо -  ведущим частям необходимо применять ограждения, использовать предупредительные знаки безопасности и безопасное расположение токоведущих частей.  Напряжение на корпусе не более 2В. Вид тока – переменный, частота – 50 Гц. Продолжительность воздействия не более 10 минут в сутки. | ГОСТ 12.1.019-2009 Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность  ПУЭ |
| Недостаточная или избыточная освещенность | Лампы освещения на рабочем месте | Для работ средней точности (наименьший или эквивалентный размер объекта различения в операторской – 0,5-1,0 мм). Требуемая освещенность при искусственном освещении – 400 лк. | СП 52.13330.2016  Естественное и искусственное освещение |
| Микроклимат в помещении | Наружные корпуса ГТУ, утечки через системы уплотнений | Для производственных помещений, категории работ для 2а уровня энергозатрат нормы климата: для холодного периода года температура воздуха- 19-21о С для теплого периода года температура воздуха- 20-22оС  скорость движения воздуха не более 0,2 м/с;  относительная влажность не более 60% | СН 2.2.4.3359-16 Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах |

## 5.3. Рассеивание вредных выбросов ГТУ в атмосфере.

В данной части необходимо определить уровень выбросов ГТУ, размер санитарно-защитной зоны и высоту дымовой трубы. Используемым топливом для спроектированной установки является природный газ, для которого характерны выбросы оксида азота и оксида углерода. Уровень выбросов загрязняющих веществ рассчитывается согласно СТО Газпром 2-1.19-540-2011.

*а) Расчет выбросов оксида углерода с отходящими газами газотурбинной энергоустановки*

Количество оксида углерода , г/с, выбрасываемое в атмосферу с отходящими газами энергоустановки при сжигании газообразного топлива, определяют по формуле

,

где – удельные выбросы оксида углерода при сжигании газообразного топлива, г/кг;

– расход топлива, кг/с (в результате расчета цикла = 1,308 кг/с);

Удельные выбросы оксида углерода , г/кг в зависимости от вида сжигаемого топлива определяют по формуле

,

где – параметр, характеризующий количество оксида углерода, образующегося на 1 ГДж тепла, выделяемого при горении топлива, кг/ГДж;

– низшая теплота сгорания натурального топлива, МДж/кг (для природного газа = 48,64 МДж/кг);

Параметр , кг/ГДж определяют по формуле

12,5

где – коэффициент избытка воздуха (из расчет цикла 3,068);

– содержание оксида углерода в отходящих газах, % (для установки ГПА – 25 со схожими термодинамическими параметрами содержание оксида углерода в отходящих газах составляет 0,013%)

– поправочный коэффициент ( = 0,88);

– объем продуктов сгорания на 1 МДж тепла, введенного в камеру сгорания с топливом, м3/МДж (для природного газа = 0,3 м3/МДж);

Получим следующие значения параметров

12,5∙3,068∙0,013∙0,88∙0,3 = 0,13 кг/ГДж

0,13 ∙48,64 = 6,40

6,40∙1,308 = 8,37 г

*б) Расчет выбросов оксидов азота с отходящими газами газотурбинной энергоустановки*

Объем сухих дымовых газов за турбиной, м3/ м3 топлива определяют по формуле

где – теоретический объем газов, м3/ м3 топлива ( = 10,445 м3/ м3);

– теоретический объем водяных паров, м3/ м3 ( = 1,982 м3/ м3);

– теоретически необходимый объем воздуха, м3/ м3 ( = 9,445 м3/ м3);

– коэффициент избытка воздуха в отработавших газах за турбиной (из расчета цикла = 3,068);

- концентрация оксидов азота в отходящих газах, мг/м3 (для установки ГПА – 25 со схожими термодинамическими параметрами = 76 мг/м3)

Суммарное количество оксидов азота в пересчете на , поступающих в атмосферу с отходящими газами газотурбинных установок, г/с, вычисляют по формуле

где – расход топлива в камере сгорания, т/ч ( = 1,308 кг/с = 4,708 т/ч);

– коэффициент пересчета (при определении выбросов в г/с - = 0,27810-3);

Получим следующие значения параметров

= (10,445 – 1,982) + (3,068 – 1) 9,445 = 27,995 м3/м3

= 76 27,995 4,708 0,27810-3 = 2,78 г/с

Далее рассматривается рассеивание вредных веществ, содержащихся во вредных газах. Величину максимальной приземной концентрации вредных веществ при выбросе нагретых газов из одной трубы при неблагоприятных метереологических условиях на расстоянии от трубы определяют по формуле

где – коэффициент температурной стратификации атмосферы (для центра европейской части РФ = 140 );

– количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с;

– высота дымовой трубы над уровнем земли, м (согласно «Технологическому регламенту на проектирование компрессорных станций» высоту рекомендуется принять в диапазоне 10-25 м, принимаем = 15м);

– безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе (для вредных газов и и мелкодисперсных аэрозолей = 1);

– разность между температурой выбрасываемого газа и температурой окружающего атмосферного воздуха , °С (из расчета = 135 – 15 = 120 °С);

– объем выбрасываемого газа из трубы, м3/с; рассчитывают по формуле

= (πD2/4)

где D – диаметр устья трубы, м (для установки ГПА – 25, D = 4,2 м);

– средняя скорость выхода газа из устья трубы, м/с (для установки ГПА – 25, = 21,7 м/с);

и – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газа из устья трубы;

Величину коэффициента рассчитывают по формуле

= ,

где = ;

Величину коэффициента определяют в зависимости от значения

= 0,65,

при

Найдем значения коэффициентов

= (π4,22 /4)21,7 = 300,5 м3/с

0,65∛(300,5∙120/15) = 8,71 (

= 10321,724,2/ 152120 = 73,25

= 1⁄(0,67+0,1∙√73,25+0,34∛73,25) = 0,339

(140∙8,37∙1∙0,339∙1)/(152∙∛(300,5∙120)) = 0,053 мг/м3

(140∙2,78∙1∙0,339∙1)/(152∙∛(300,5∙120)) = 0,018 мг/м3

При одновременном присутствии в атмосфере нескольких вредных веществ, обладающих совместным действием, их безразмерная суммарная концентрация не должна превышать единицы

< 1

0,053/20+0,018/5 < 1

0,006 < 1

Для определения расстояния от трубы, на котором приземная концентрация пыли будет максимальной, находим параметр Безразмерный коэффициент следует принимать равным

при

= 7,1√8,71 = 20,95

Тогда = = 20,95 15 = 315 м

Определим изменение концентраций на расстояние от точки вредных выбросов

C(x) = ,

где – это кусочно-заданная функция;

Рассчитаем безразмерную концентрацию q

где и – концентрации вредных веществ в зависимости от расстояния от источника выбросов;

, – предельно допустимые концентрации, которые в соответствии с ГН 2.1.6.1338-03 для оксида углерода и оксида азота составляют 3 и 0,06 соответственно.

Построим графики абсолютных концентраций для 1 и 2 вещества

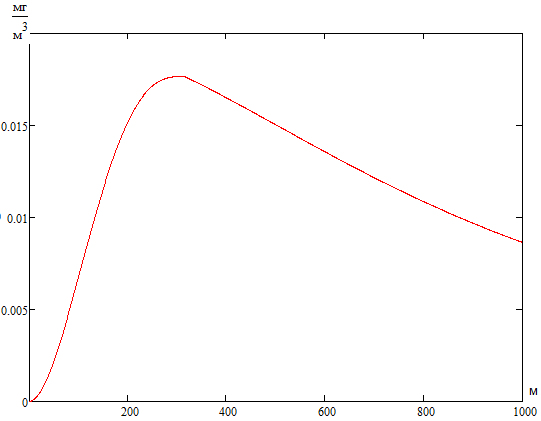


Рис. 18 – абсолютная концентрация оксида углерода

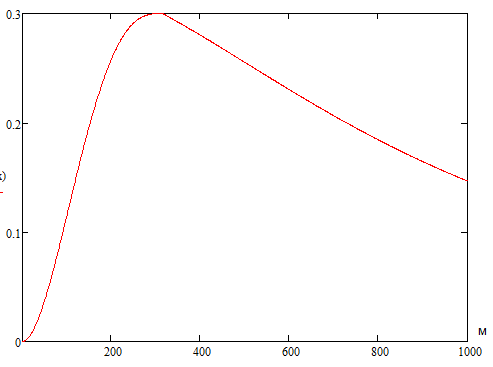


Рис. 19 – абсолютная концентрация оксида азота

Построим график безразмерной концентрации обоих веществ от расстояния

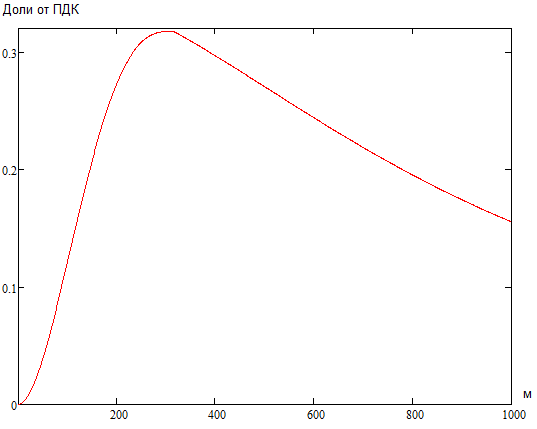


Рис. 20 – безразмерная концентрация оксида азота и оксида углерода

## 5.4. Анализ отказов, построение дерева отказов

В данной части рассматривается вероятность возникновения события «Отказ двигателя» и вероятность тех событий, которые приводят к нему: отказ агрегатов, и события, приводящие к отказу агрегатов. Построено дерево отказов. По дереву отказов вычислена вероятность отказа отдельных узлов и всего двигателя. Вероятности первичных событий взяты из Белова П.Г. «Моделирование опасных процессов в техносфере» и занесены в таблицу 18. Дерево отказов изображено на рис. 20.

Таблица 18 - Вероятности первичных отказов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № | Наименование события | Вероятность события |
| 1 | Разрушение лопаток |  |
| 2 | Разрушение болтового соединения |  |
| 3 | Разрушение подшипника качения |  |
| 4 | Разрушение корпуса высокого давления |  |
| 5 | Отказ поворотного механизма |  |
| 6 | Образование нагара на стенках жаровой трубы |  |
| 7 | Наличие механических примесей в топливе |  |
| 8 | Отказ гидравлического насоса |  |
| 9 | Отказ нагнетателя |  |
| 10 | Разрушение трубопровода |  |
| 11 | Разрушение вала |  |
| 12 | Повреждение резиновых уплотнений |  |

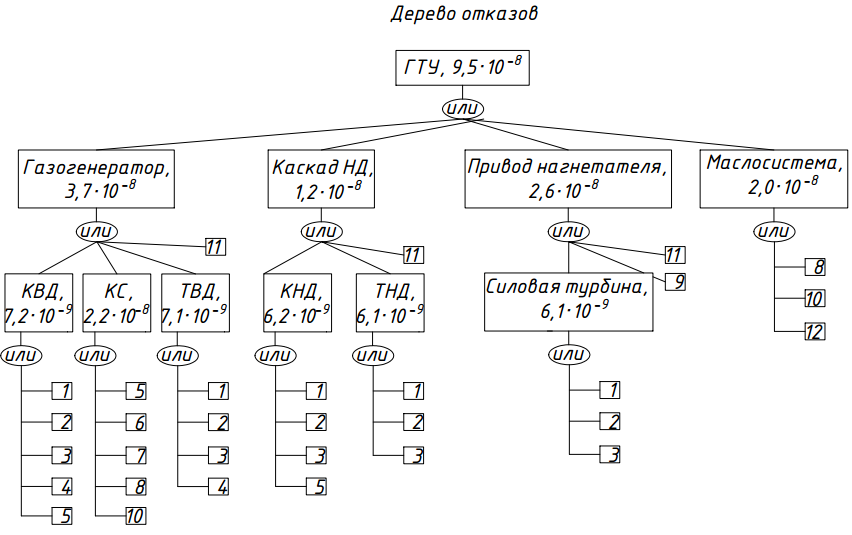


Рисунок 20 - Дерево отказов ГТУ

Ниже приведена методика расчета вероятности события на примере газогенератора.

«Отказ КВД» = 1 – (1 - )( 1 - ) (1 - )( 1 - ) (1 - ) =

= 1 – (1 – 410-9) (1 – 110-10) (1 – 210-9) (1 – 110-9) (1 – 110-10) = 7,2 10-9;

«Отказ КС» = 1 – (1 - )( 1 - ) (1 - )( 1 - ) (1 - ) =

= 1 – (1 – 110-10) (1 – 210-9) (1 – 210-10) (1 – 210-8) (1 – 110-11) = 2,2 10-8;

«Отказ ТВД» = 1 – (1 - )( 1 - ) (1 - )( 1 - ) =

= 1 – (1 – 410-9) (1 – 110-10) (1 – 210-9) (1 – 110-9) = 7,1 10-9;

«Отказ газогенератора» = 1 – (1 – КВД)(1 – КС)(1 – ТВД)(1 - ) =

= 1 – (1 – 7,210-9) (1 – 2,210-8) (1 – 7,110-9) (1 – 410-11) = 3,7 10-8;

Аналогичным образом подсчитываются вероятность остальных событий. В конечном итоге вероятность отказа ГТУ составляет 9,510-8.

# ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках выпускной квалификационной работы разработан эскиз стационарной газотурбинной установки с мощностью 25 МВт:

* Выбрана оптимальная степень повышения давления;
* Рассчитаны основные элементы энергоустановки: осевые компрессоры, осевые турбины;
* Компоновка установки, профилирование первой ступени турбины высокого давления;
* Определено тепловое состояние сопловой лопатки турбины высокого давления;
* Разработан маршрутный технологический процесс изготовления вала турбины высокого давления;
* Проведено сравнение затрат существующей приводной ГТУ и проектной установки;
* Выполнен анализ вредных и опасных производственных факторов установки на этапе эксплуатации. Проведен расчет вредных выбросов в атмосферу.

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Расчет параметров цикла при проектировании газоутрбинных двигателей и комбинированных установок. Учебное пособие / под ред. И.Г. Суровцева. М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 60 с.
2. Бекнев В.С., Михальцев В.Е. и др. Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1983. 392 с.
3. Бекнев В.С. Расчет осевого компрессора. Методические указания к выполнению курсовых и дипломных проектов. М.: изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1981. 39 с.
4. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины: Учебное пособие. В 2 ч. Ч. 1. Теория и проектирование ступени газовой турбины / под ред. М.И. Осипова. М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 104 с.
5. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины: Учебное пособие. В 2 ч. Ч. 2. Теория и проектирование многоступенчатой газовой турбины / под ред. М.И. Осипова. М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 116 с.
6. Манушин Э.А., Суровцев И.Г. Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок / под ред. Н.Н. Малинина. М.: Машиностроение, 1990. 399 с.
7. Сторожук Я.П. Камеры сгорания стационарных газотурбинных и парогазовых установок. Расчет и проектирование. – Л.: Машиностроение, 1978 – 232 c.
8. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Турбиностроение». – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984 – 280 c.
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
10. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания ГТД. Учебное пособие для курсового и дипломного проектирования. Москва, 1984. 92 c.
11. Кондаков А.И. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: Учебное пособие. М.: КНОРУС, 2012. 400 c.
12. Ермилов В.П. Методические указания по разработке организационно-экономической части дипломных проектов для специальности «Двигатели внутреннего сгорания». М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 25 c.
13. Тимонин А.С. Инженерно-экологический справочник в 3-х томах. Т1. Калуга: изд-во Н. Бочкаревой, 2003. 2825 с.
14. РАО «Газпром». Технологический регламент на проектирование компрессорных станций. Москва, 1994. 72 c.
15. Белов П.Г. Моделирование опасных процессов в техносфере. М.: изд-во Академии гражданской защиты МЧС РФ, 1999. 124 c.
16. Вукалович М.П., Кириллин В.А., Ремизов С.А. и др. Термодинамические свойства газов. М.: Машгиз, 1953.
17. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / под ред. А.И. Леонтьева. 2-е изд., стереотип. М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 592 с.
18. Елисеев Ю.С., Манушин Э.А., Михальцев В.Е. и др. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 640 с.
19. Иноземцев А.А, Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1024 с.
20. Цанев С.В., Буров В.Д., Земцов А.С., Осыка А.С. Газотурбинные энергетические установки: учебное пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 428 c.
21. Болдырев О.Н. Судовые и энергетические установки. Часть 1. Дизельные и газотурбинные установки: учебное пособие. Северодвинск: Севмашвтуз, 2003. 171 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**

*Графическая часть дипломного проекта*

В графическую часть дипломного проекта входит:

* Принципиальная схема установки и её основные параметры;
* Продольный разрез;
* Поперечный разрез;
* Профилирование первой ступени турбины высокого давления;
* Технологическая часть 1;
* Технологическая часть 2;
* Компоновка ГПА;
* Схема крепления установки к раме;
* Организационно-экономическая часть;
* Тепловое состояние сопловой лопатки часть 1;
* Тепловое состояние сопловой лопатки часть 2.

C:\Users\Delta\Desktop\общий лист.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\продольный.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\поперечный.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\профилирование.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\технология1.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\технология2.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\компоновка.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\крепление.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\охлаждение1.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\охлаждение2.wmf

C:\Users\Delta\Desktop\экномика.wmf