

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский Политехнический университет Петра Великого
Институт энергетики
Высшая школа энергетического машиностроения

Работа допущена к защите
Директор ВШЭМ
_____ А. С. Алешина
«__» _____ 2024 г.

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА
ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА МОЩНОСТЬЮ 65 МВт**

по направлению подготовки (специальности) 13.03.03 Энергетическое
машиностроение

Направленность (профиль) 13.03.03_12 Турбины и авиационные двигатели

Выполнил:

Студент гр.3231303/21201

А. К. Дмитриев

Руководитель:

Профессор ВШЭМ, д.т.н.

В. А. Черников

Санкт-Петербург
2026

РЕФЕРАТ

48 страниц, рисунков, таблиц, источников, приложений.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР, КАМЕРА СГОРАНИЯ, ТУРБИНА, РАБОЧАЯ ЛОПАТКА, СОПЛОВАЯ ЛОПАТКА, ПРОТОТИП ГТЭ-65, ДИФФУЗОР

Тема выпускной квалификационной работы: «Газотурбинная установка мощностью 65 МВт».

Целью данной работы является проектирование газотурбинной установки мощностью 65 МВт на основе прототипа ГТЭ-65.

Задачи, решенные в ходе выполнения работы:

ABSTRACT

48 pages,

KEYWORDS: GAS-TURBINE, AXIAL COMPRESSOR, COMBUSTION
CHAMBER, TURBINE, DIFFUSER

СОДЕРЖАНИЕ

РЕФЕРАТ	2
ABSTRACT	2
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН	7
1.1 е	8
2 ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА	8
2.1 Исходные данные для расчета тепловой схемы	9
2.2 Схема газотурбинной установки	9
2.3 Предварительный расчет параметров газотурбинного цикла	10
2.4 Вариантный расчет параметров газотурбинного двигателя на ЭВМ ..	10
2.5 Результаты расчета	10
2.6 Определение оптимальных значений параметров цикла	13
3 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА	13
3.1 Газодинамический расчет осевого компрессора	15
4 РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ	26
5 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ	27
6 ПРОФИЛИРОВАНИЕ МЕРИДИАННЫХ ОБВОДОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ	31
7 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ	32
8 РАСЧЕТ ЗАКРУТКИ ПОТОКА	34
9 ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ И СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ	39
10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ	42
10.1 Газодинамический расчет последней ступени	43
10.1.1 Подготовка меридионального контура проточной части	43
10.1.2 Подготовка CAD-модели последней ступени турбины к расчету в ANSYS CFX	43
10.1.3 Построение расчетной сетки	43
10.2 Прочностной расчет рабочей лопатки	43
10.2.1 Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упругой постановки	43

10.2.2	Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упруго-пластической постановки с циклограммой нагружения	43
10.2.3	Расчет рабочей лопатки на длительную прочность	43
10.2.4	Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы рабочей лопатки	43
10.3	Прочностной расчет диска	43
10.3.1	Расчет диска на статическую прочность в рамках упругой постановки	43
10.3.2	Расчет диска на статическую прочность в рамках упруго-пластической постановки с циклограммой нагружения	43
10.3.3	Расчет диска на длительную прочность	43
10.3.4	Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы диска	43
10.4	Модальный расчет ротора	44
11	КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ	44
11.1	Назначение и общее описание установки	45
11.2	Основные элементы установки и их взаимосвязь	45
11.2.1	Компрессор	45
11.2.2	Камера сгорания	45
11.2.3	Турбина	45
11.2.4	Вал	45
11.2.5	Корпус	45
11.2.6	Подшипники	45
11.3	Передача моментов по цепочке от источника до потребителя	45
11.4	Уплотнения	45
11.5	Тепловые расширения	45
11.6	Охлаждение проточной части турбины	45
11.7	Основные этапы пуска и регулирования в процессе работы и останова установки	45
12	НУ ЭЭЭ... СПЕЦЧАСТЬ НАВЕРНОЕ	45
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	46
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	47

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В настоящей работе использованы следующие обозначения и сокращения:

ГТУ — газотурбинная установка;

ОК — осевой компрессор;

КС — камера сгорания;

КВОУ — комплексное воздухоочистное устройство;

КПД — коэффициент полезного действия;

РК — рабочее колесо;

РЛ — рабочая лопатка;

СА — сопловой аппарат;

СЛ — споловая лопатка.

ВВЕДЕНИЕ

В современной энергетике газотурбинные установки (ГТУ) играют важную роль, обеспечивая надежное и эффективное производство электроэнергии. ГТУ обладают рядом преимуществ, таких как высокая мощность, быстрый запуск, возможность работы в различных климатических условиях и относительно низкие эксплуатационные затраты. Эти установки широко используются в качестве основных и резервных источников энергии, а также для балансировки энергосистем, особенно в условиях роста доли возобновляемых источников энергии.

Одной из наиболее перспективных разработок в области газотурбинных установок является ГТЭ-65 — газовая турбина мощностью 65 МВт, разработанная российскими инженерами. ГТЭ-65 представляет собой современную турбину, которая сочетает в себе высокую эффективность, надежность и экологичность. На данный момент ГТЭ-65 находится на стадии активной разработки и тестирования, что делает её перспективной для внедрения в энергетические системы различных регионов.

Целью данной курсовой работы является создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65. В рамках работы будут рассмотрены основные технические характеристики ГТЭ-65, анализированы её преимущества и недостатки, а также предложены пути оптимизации и улучшения конструкции для достижения заявленной мощности.

Актуальность данной работы обусловлена растущей потребностью в надежных и эффективных источниках энергии. В условиях глобального энергетического перехода и увеличения доли возобновляемых источников энергии, газотурбинные установки, такие как ГТЭ-65, становятся важным элементом энергетической инфраструктуры. Они обеспечивают стабильность энергосистем, позволяют быстро реагировать на изменения спроса и покрывать пиковые нагрузки. Кроме того, разработка и внедрение отечественных технологий в области ГТУ способствует укреплению энергетической независимости и повышению конкурентоспособности национальной энергетики.

Таким образом, создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65 является важной задачей, решение которой позволит удовлетворить потребности современной энергетики и обеспечить устойчивое развитие энергетической инфраструктуры.

1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

1.1 е

2 ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА

2.1 Исходные данные для расчета тепловой схемы

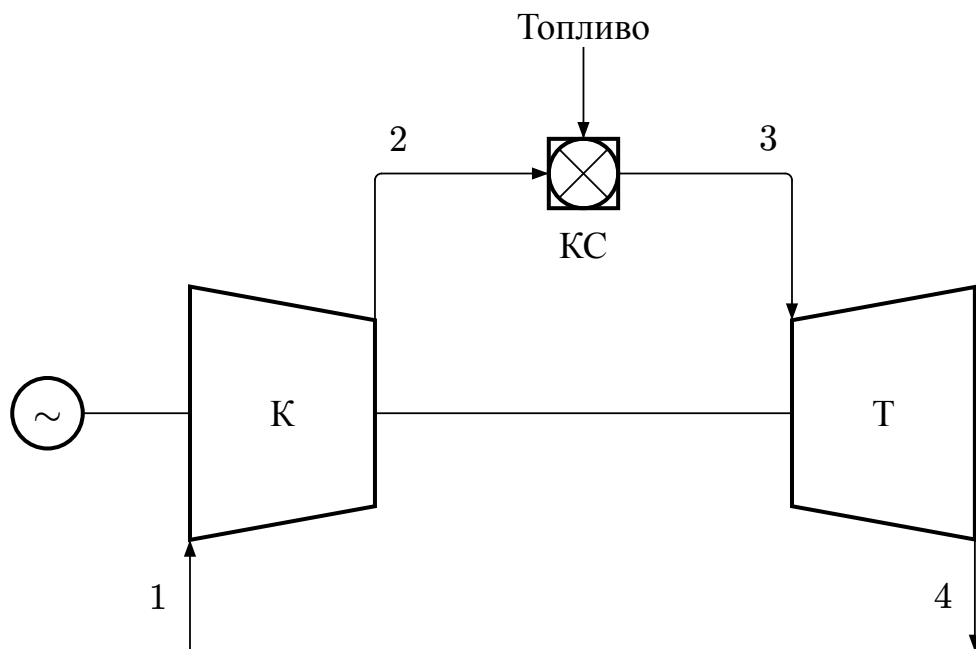
1. Полезная мощность $N = 65\,000\,000$ Вт;
2. Температура газа перед турбиной $T_3^* = 1643$ К;
3. Параметры наружного воздуха $P_n = 101\,300$ Па, $T_n = 288$ К;
4. Топливо — природный газ;
5. Прототип установки — ГТЭ-65, изображен в приложении Б;
6. Частота вращения вала ГТУ — $n = 5441$ об/мин;

Примем два упрощения при расчете в разделе 1:

1. Охлаждение турбины не учитывается, расход охладителя равен нулю.
2. Не учитывается зависимость теплоемкости газа от температуры рабочего тела, принимается по рекомендациям пособия [1];

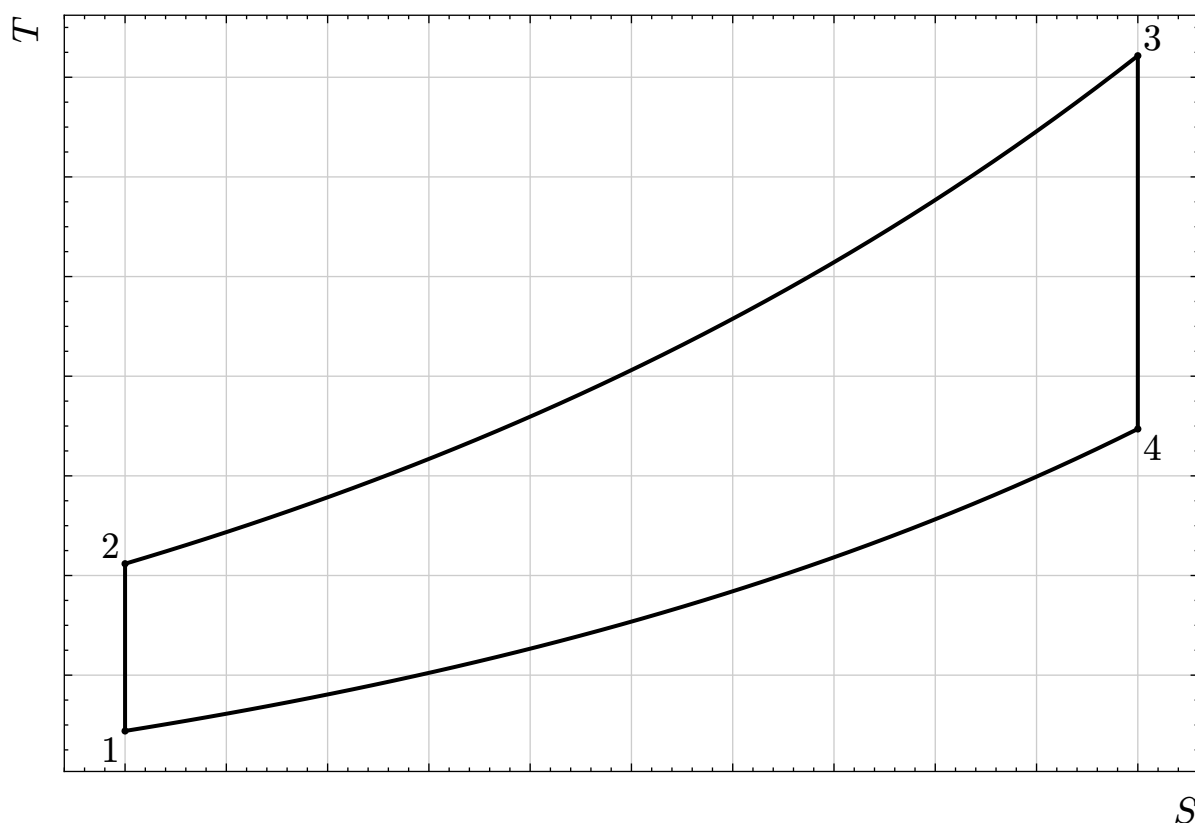
2.2 Схема газотурбинной установки

Рассматриваемая установка является одновальной ГТУ простого типа, тепловая схема такой установки изображена на рисунке 2.1, цикл — на рисунке 2.2.



К — компрессор, КС — камера сгорания, Т — газовая турбина

Рисунок 2.1 — Тепловая схема одновальной ГТУ



1-2 — адиабатное сжатие в компрессоре, 2-3 — изобарный подвод теплоты в камере сгорания, 3-4 — адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турбины, 4-1 — изобарный отвод теплоты от продуктов сгорания в атмосферу

Рисунок 2.2 — Цикл одновальной ГТУ простого типа в T-S-диаграмме

2.3 Предварительный расчет параметров газотурбинного цикла

2.4 Вариантный расчет параметров газотурбинного двигателя на ЭВМ

Проведен расчет параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части и основных характеристик ГТУ при различных значениях степени повышения давления π_k^* и температуры газа перед турбиной T_3^* , по результатам расчета построены графики: $H_e, \eta_e, \varphi = f(\pi_k^*, T_3^*)$.

2.5 Результаты расчета

Графики на рисунках 2.3, 2.4 и 2.5 отражают результаты расчета. Полные результаты расчета смотреть в Приложении Б.

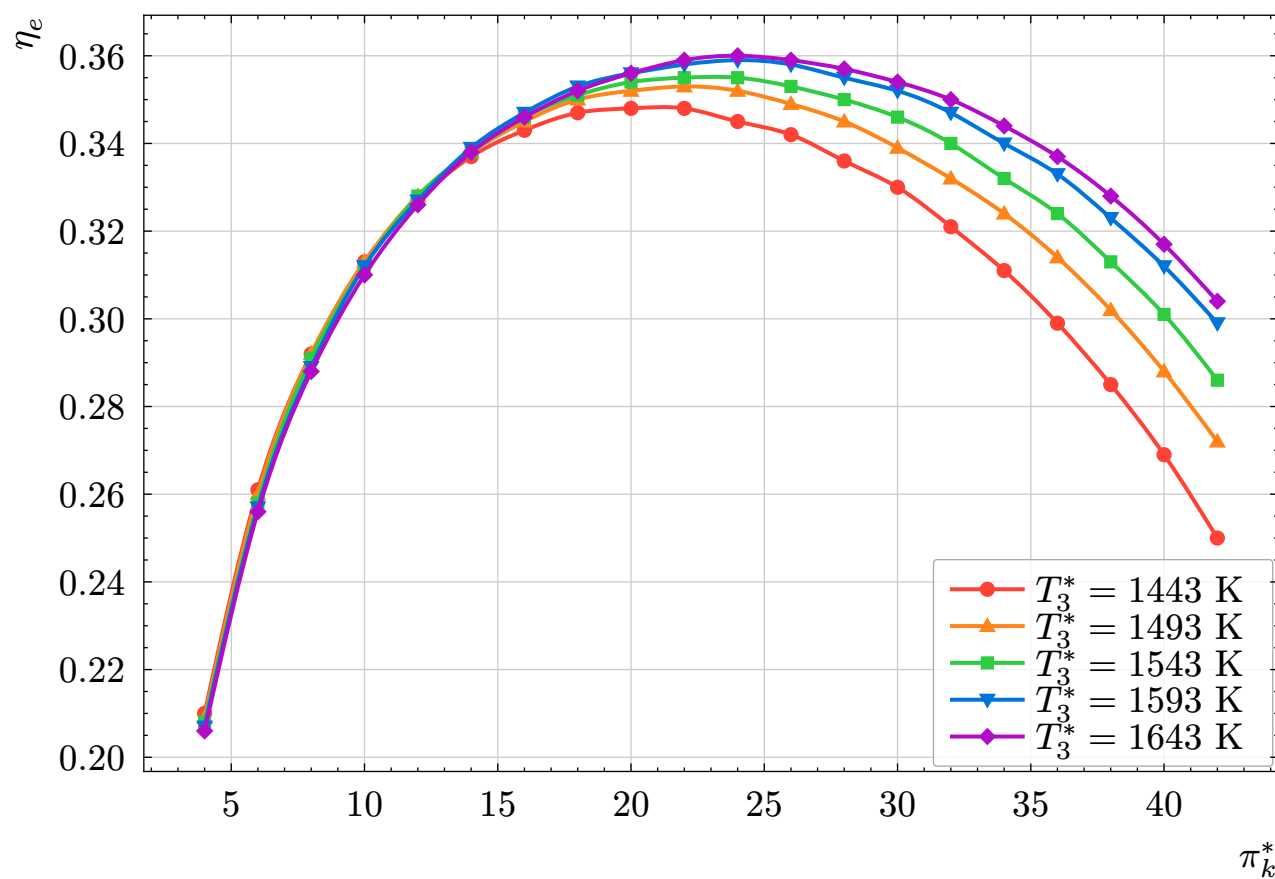


Рисунок 2.3 — Зависимость эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

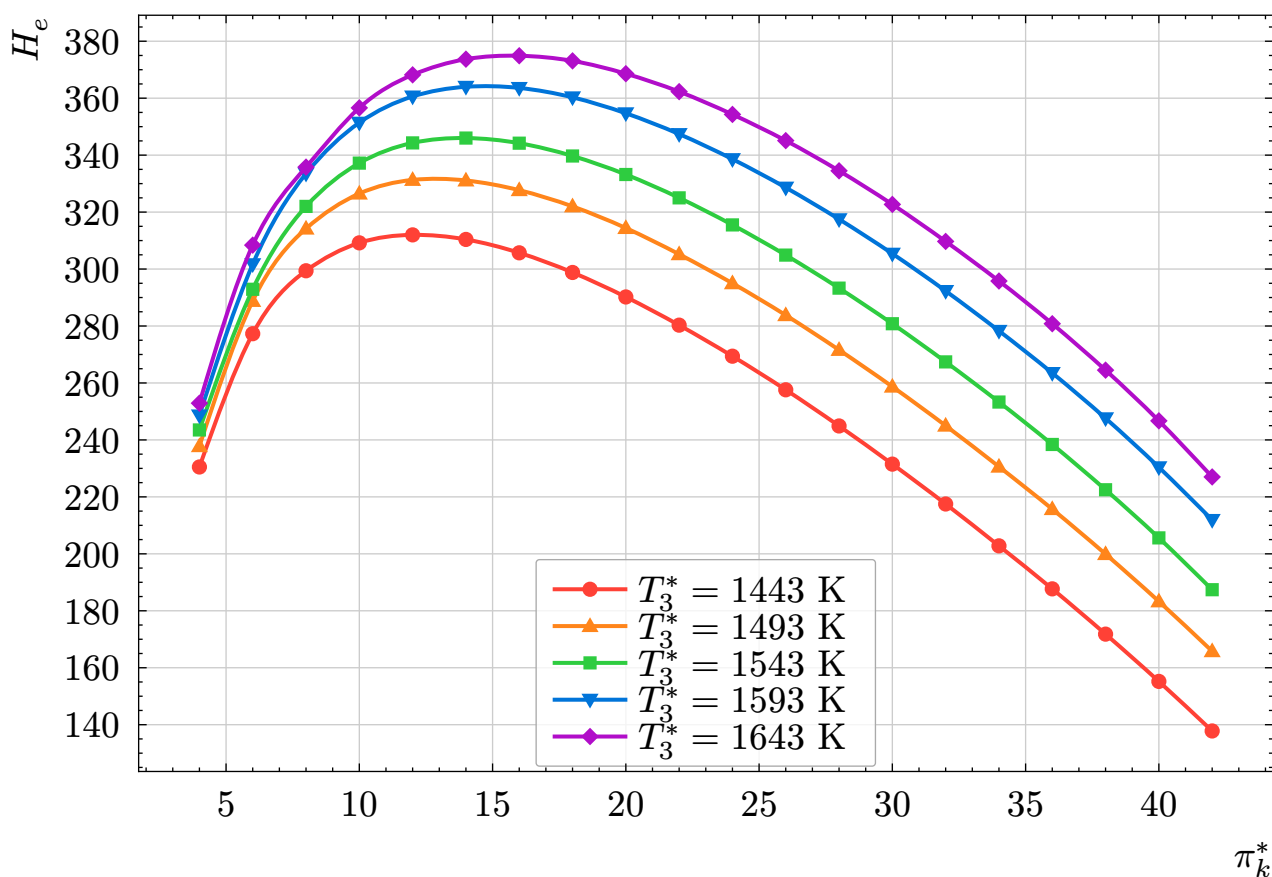


Рисунок 2.4 — Зависимость эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

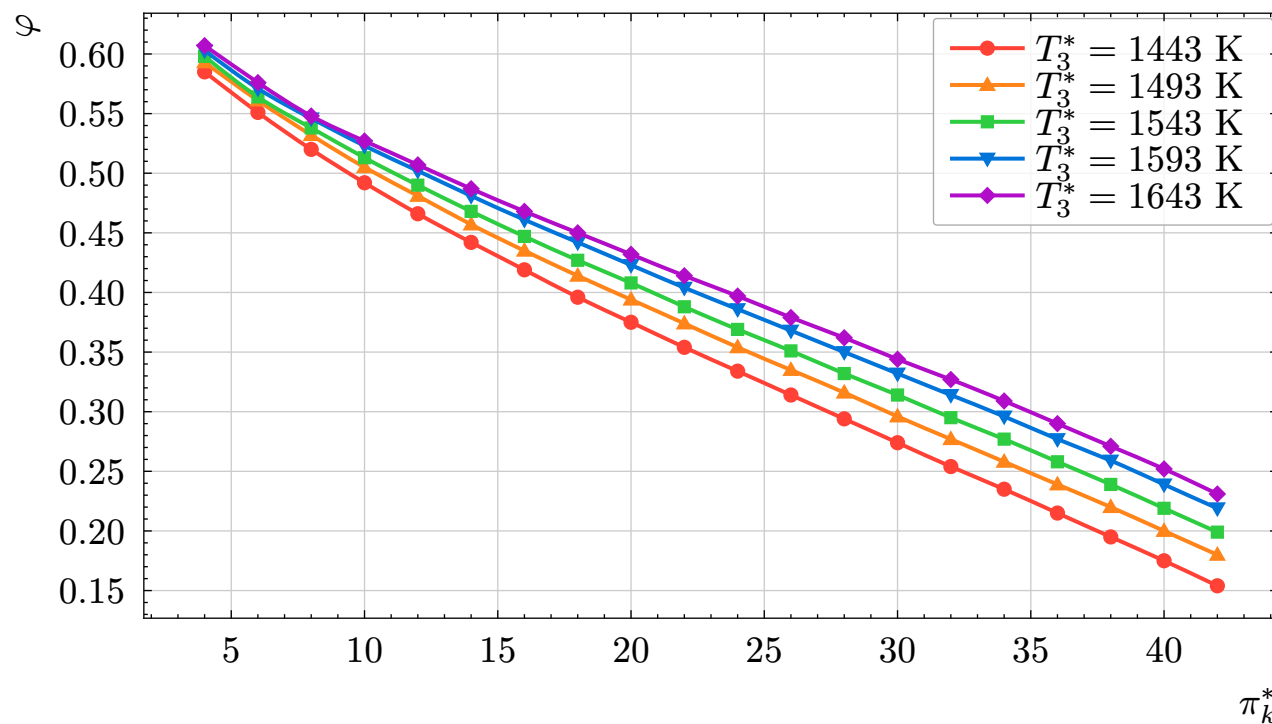


Рисунок 2.5 — Зависимость коэффициента полезной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

2.6 Определение оптимальных значений параметров цикла

Максимальный КПД установки достигается при максимальной температуре газа перед турбиной – 1643 К. Жаростойкость материала лопаток турбины позволяет выдерживать такую температуру, поэтому в качестве входной температуры на турбину выбрана именно эта температура. Экстремум графика зависимости эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_k^* = 24$ и $\eta_e = 0.360$. Выбор такой степени сжатия не оправдан, т. к. при нём слишком низкие значения эффективной удельной работы и коэффициента полезной работы. Экстремум графика зависимости эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_k^* = 16$, значение эффективного КПД ГТУ при этом $\eta_e = 0.346$. Коэффициент полезной работы ГТУ с увеличением степени повышения давления π_k^* монотонно уменьшается, однако уменьшение π_k^* с целью его увеличения нецелесообразно, поскольку величина коэффициента полезной работы ГТУ увеличивается незначительно, при этом снижается величина эффективного внутреннего КПД и эффективной удельной работы.

Таким образом, для дальнейших расчетов принимаем:

$$T_3^* = 1643 \text{ К}, \pi_k^* = 16.$$

3 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Расчет производится по методике Ю. С. Подбурова. Продольный разрез компрессора прототипа представлен на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 — Продольный разрез компрессора ГТЭ-65

3.1 Газодинамический расчет осевого компрессора

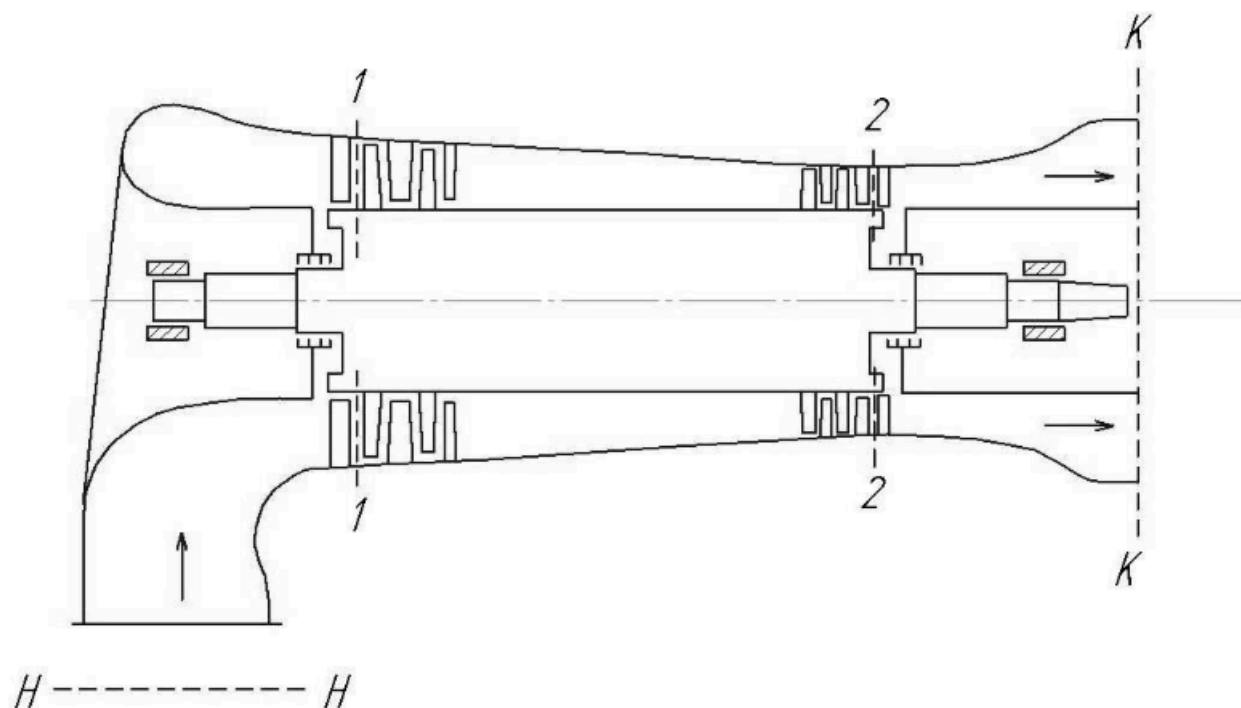


Рисунок 3.2 — Схема многоступенчатого осевого компрессора

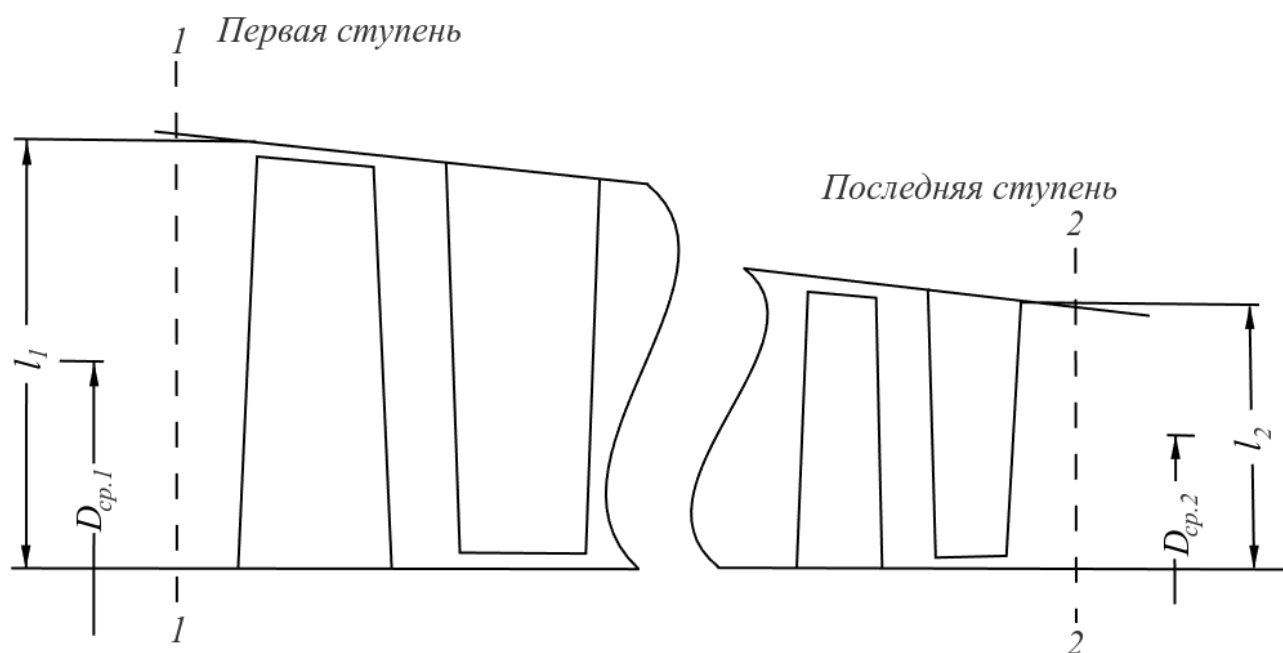


Рисунок 3.3 — Схема первой и последней ступеней компрессора

При приближенном расчете осевого компрессора основными расчетными сечениями являются: сечение 1-1 на входе в первую ступень и сечение 2-2 на выходе из последней ступени (рис. 3.2). Определим параметры P и T в этих двух сечениях:

Давление воздуха в сечении 1-1:

$$P_1^* = \sigma_{\text{вх}}^* \cdot P_{\text{н}} = 0.985 \cdot 101\,300 = 99\,780 \text{ Па}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{\text{вх}}^*$ — коэффициент уменьшения полного давления во входной части компрессора (принимая $\sigma_{\text{вх}}^* = 0.985$).

Температура в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_{\text{н}} = 288 \text{ К}; \quad (3.2)$$

Давление воздуха в сечении К-К:

$$P_{\text{к}}^* = P_{\text{н}} \cdot \pi_{\text{к}}^* = 101\,300 \cdot 16 = 1\,621\,000 \text{ Па}, \quad (3.3)$$

где $\pi_{\text{к}}^*$ — степень повышения давления компрессора (из первичного расчета $\pi_{\text{к}}^* = 16$).

Давление в сечении 2-2:

$$P_2^* = \frac{P_{\text{к}}^*}{\sigma_{\text{вых}}^*} = \frac{1\,621\,000}{0.99} = 1\,637\,000 \text{ Па}, \quad (3.4)$$

где $\sigma_{\text{вых}}^*$ — коэффициент уменьшения полного давления в выходной части компрессора (принимая $\sigma_{\text{вых}}^* = 0.99$).

Значение плотностей:

$$\rho_1 = \frac{P_1^*}{R_{\text{в}} \cdot T_1^*} = \frac{99\,780}{287 \cdot 288} = 1.207 \text{ кг/м}^3; \quad (3.5)$$

Примем КПД компрессора $\eta_{ад}^* = 0.88$, тогда:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} = 1.207 \left(\frac{1\,637\,000}{99\,780} \right)^{\frac{1}{1.428}} = 8.566 \text{ кг/м}^3, \quad (3.6)$$

где n — показатель политропы определяется из равенства:

$$\frac{k_B}{k_B - 1} \cdot \eta_{ад}^* = \frac{n}{n - 1} \quad (3.7)$$

Примем величины осевой составляющей абсолютных скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно $C_{z_1} = 140 \text{ м/с}$ и $C_{z_2} = 120 \text{ м/с}$. Втулочное отношение выберем $\nu_1 = D_{вт_1} / D_{H_1} = 0.5$. Расход воздуха $G_B = 174.7 \text{ кг/с}$.

Из уравнения расхода первой ступени выразим значение наружного диаметра на входе в компрессор:

$$G_B = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{H_1}^2 - D_{вт_1}^2) \cdot C_{z_1} = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot D_{H_1}^2 \cdot C_{z_1}, \quad (3.8)$$

откуда,

$$\begin{aligned} D_{H_1} &= \sqrt{\frac{4G_B}{\rho_1 \cdot \pi \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot C_{z_1}}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 174.7}{1.207 \cdot \pi \cdot (1 - 0.5^2) \cdot 140}} = 1.325 \text{ м}; \end{aligned} \quad (3.9)$$

Диаметр втулки первой ступени:

$$D_{вт_1} = \nu_1 \cdot D_{H_1} = 0.5 \cdot 1.325 = 0.6624 \text{ м}; \quad (3.10)$$

Средний диаметр первой ступени:

$$D_{cp1} = \frac{D_{H1} + D_{BT1}}{2} = \frac{1.325 + 0.6624}{2} = 0.9935 \text{ м}; \quad (3.11)$$

Длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{H1} - D_{BT1}}{2} = \frac{1.325 - 0.6624}{2} = 0.3312 \text{ м}; \quad (3.12)$$

Размеры проходного сечения 2-2:

$$F_2 = \frac{G_B}{C_{z_2} \cdot \rho_2} = \frac{174.7}{120 \cdot 8.566} = 0.1700 \text{ м}^2; \quad (3.13)$$

Принимаем в проточной части $D_{cp} = \text{const}$, тогда:

$$\nu_2 = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 - F_2}{\pi \cdot D_{cp}^2 + F} = \frac{\pi \cdot 0.9935^2 - 0.1700}{\pi \cdot 0.9935^2 + 0.1700} = 0.8961; \quad (3.14)$$

Длина рабочей лопатки на последней ступени:

$$\begin{aligned} l_2 &= (1 - \nu_2) \sqrt{\frac{F_2}{\pi(1 - \nu_2^2)}} = \\ &= (1 - 0.8961) \sqrt{\frac{0.1700}{\pi(1 - 0.8961^2)}} = 0.05445 \text{ м}; \end{aligned} \quad (3.15)$$

Для обеспечения требуемой частоты вращения необходимо задать окружную скорость на наружном диаметре первой ступени $u_{H1} = 377.4 \text{ м/с}$, тогда:

$$n = \frac{60 \cdot u_{H1}}{\pi \cdot D_{H1}} = \frac{60 \cdot 377.4}{\pi \cdot 1.325} = 5441 \text{ об/мин.} \quad (3.16)$$

Таким образом, для соединения вала турбоагрегата с валом генератора необходимо использовать редуктор, понижающий обороты до 3000 об/мин, передаточное отношение которого $Z = 3000 / 5441$.

Адиабатический напор в проточной части компрессора по полным параметрам:

$$\begin{aligned} H_{\text{ад. пр. ч.}}^* &= \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} \cdot R_{\text{в}} \cdot T_1^* \cdot \left[\left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k_{\text{в}} - 1}{k_{\text{в}}}} - 1 \right] = \\ &= \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 287 \cdot 288 \cdot \left[\left(\frac{1\,637\,000}{99\,780} \right)^{\frac{1.386 - 1}{1.386}} \right] = 350\,200 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (3.17)$$

Приближенная величина теоретического напора или удельная работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха:

$$H_{\text{к}}^* = \frac{H_{\text{ад. пр. ч.}}^*}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{350\,200}{0.93} = 376\,600 \text{ Дж/кг}; \quad (3.18)$$

Выберем средний теоретический напор $h_{\text{ср}} = 25\,000 \text{ Дж/кг}$.

Число ступеней компрессора:

$$i = \left\lceil \frac{H_{\text{к}}^*}{h_{\text{ср}}} \right\rceil = \left\lceil \frac{376\,600}{25\,000} \right\rceil = 16; \quad (3.19)$$

Теоретический напор в первой ступени:

$$h_1 = (0.6 \dots 0.7) \cdot h_{\text{ср}} = 0.65 \cdot 25\,000 = 16\,250 \text{ Дж/кг}; \quad (3.20)$$

Теоретический напор в средних ступенях:

$$h_{\text{ср. ст.}} = (1.1 \dots 1.2) \cdot h_{\text{ср}} = 1.044 \cdot 25\,000 = 26\,100 \text{ Дж/кг}; \quad (3.21)$$

Теоретический напор в последней ступени:

$$h_{\pi} = (0.95...1) \cdot h_{\text{ср}} = 1 \cdot 25\,000 = 25\,000 \text{ Дж/кг}; \quad (3.22)$$

Считая рост напора в ступенях от и его падение в ступенях линейным, изобразим распределение напора на рисунке 3.4:

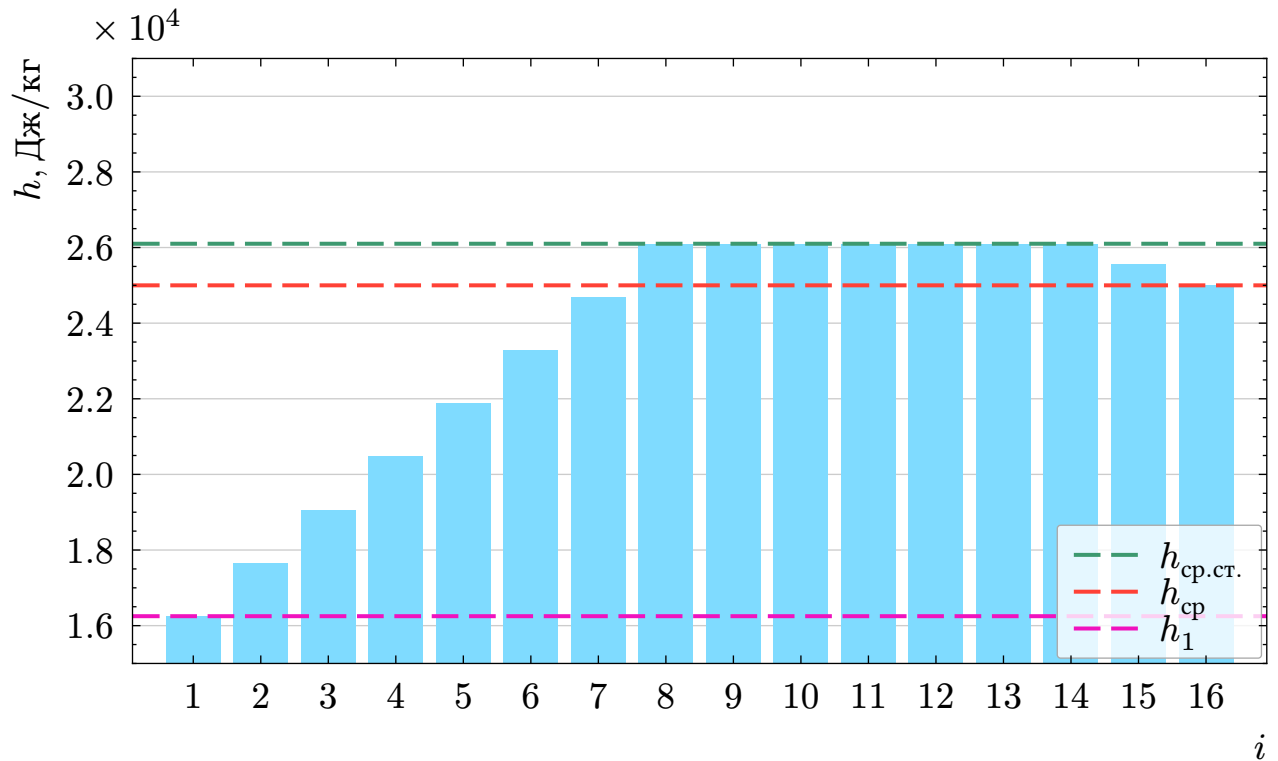


Рисунок 3.4 — Распределение теоретического напора по ступеням компрессора

В результате распределения напоров соблюдается условие:

$$\sum h_i = H_k^* = 376\,600 \text{ Дж/кг}. \quad (3.23)$$

Уточняем величину окружной скорости на среднем диаметре первой ступени:

$$u_{\text{ср1}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср1}} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.9935 \cdot 5441}{60} = 283.0 \text{ м/с}; \quad (3.24)$$

Производим расчет первой ступени по среднему диаметру:

Коэффициент расхода на среднем диаметре:

$$\varphi = \frac{C_{z_1}}{u_{cp1}} = \frac{140}{283.0} = 0.4946; \quad (3.25)$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{u_{cp1}^2} = \frac{16\,250}{283.0^2} = 0.2028; \quad (3.26)$$

Отношение:

$$\frac{\bar{h}_1}{\varphi} = \frac{0.2028}{0.4946} = 0.4101; \quad (3.27)$$

Зададим степень реактивности $\Omega = 0.5$ и найдем:

$$\frac{\Omega}{\varphi} = \frac{0.5}{0.4946} = 1.011; \quad (3.28)$$

По графику на рисунке 3.5 находим $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1} = 0.6636;$

Коэффициент:

$$J = \frac{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)}{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}} = \frac{0.4101}{0.6636} = 0.6180; \quad (3.29)$$

Пользуясь графиком на рисунке 3.6 определяем $\frac{b}{t} = \frac{1}{1.976} \rightarrow \frac{t}{b} = 1.976.$

При постоянной вдоль радиуса хорде относительный шаг у втулки первой ступени:

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт}} = \frac{t}{b} \cdot \frac{D_{\text{вт1}}}{D_{\text{cp1}}} = 1.976 \cdot \frac{0.6624}{0.9935} = 1.317. \quad (3.30)$$

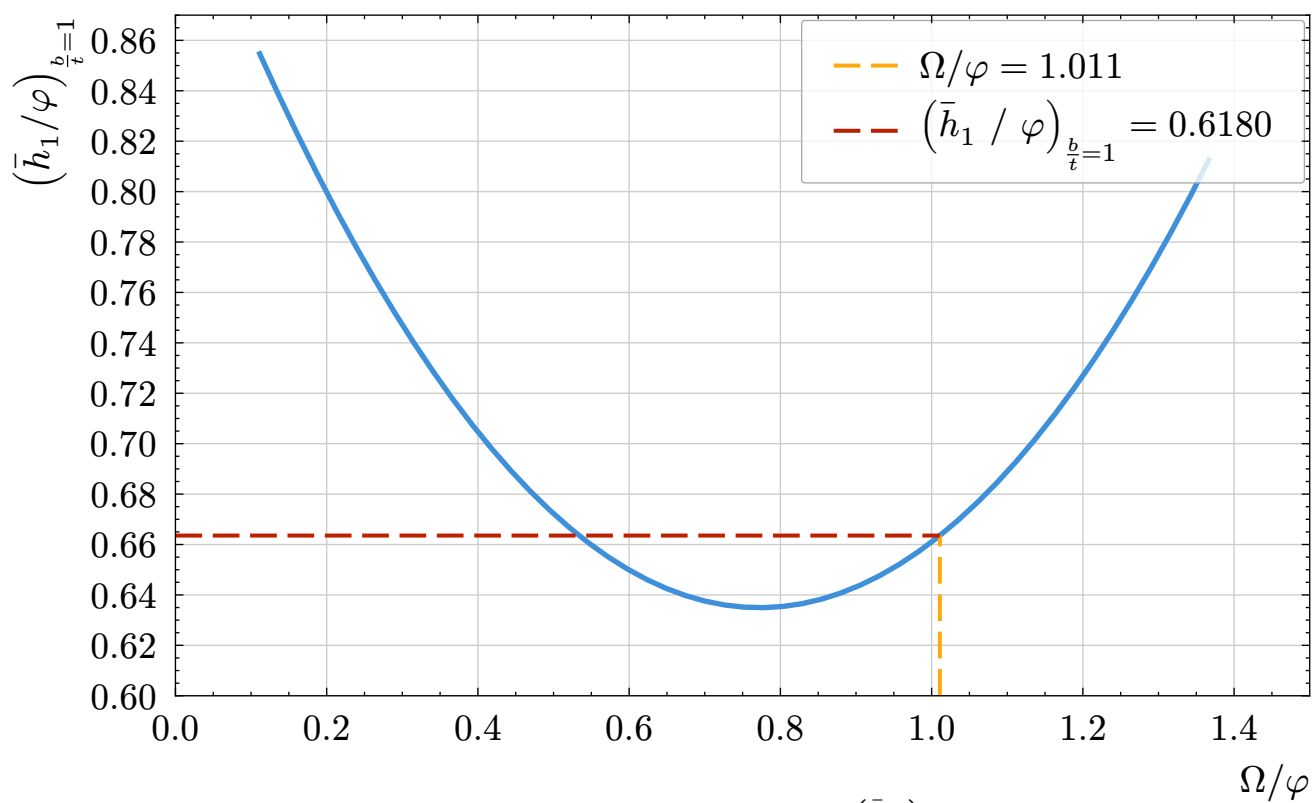


Рисунок 3.5 — график зависимости $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}$ от $\frac{\Omega}{\varphi}$

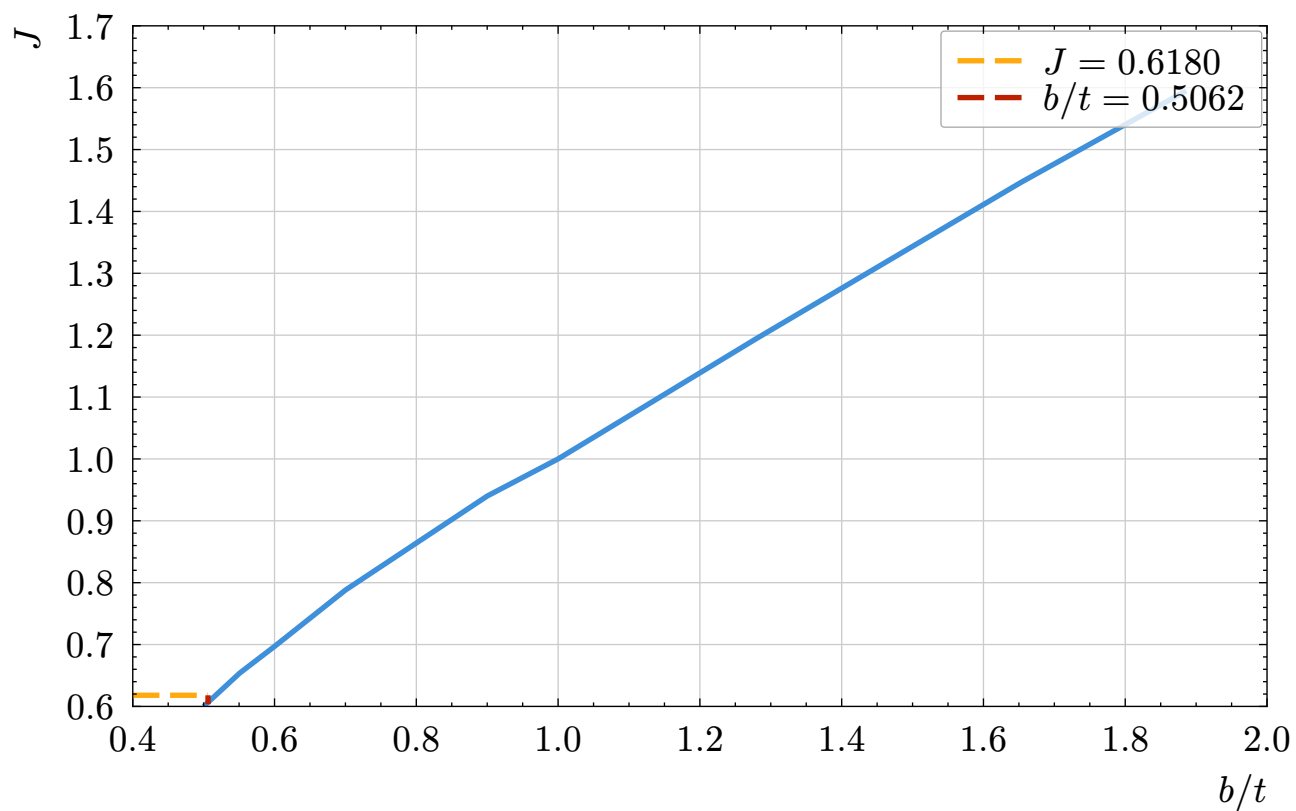


Рисунок 3.6 — график зависимости коэффициента J от густоты решетки

Окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса принимаем одинаковыми, т. е. $u_{\text{ср}_1} = u_{\text{ср}_2} = u = 283.0 \text{ м/с}$.

Проекция абсолютной скорости на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$\begin{aligned} C_{u_1} &= u(1 - \Omega) - \frac{h_1}{2u} = \\ &= 283.0 \cdot (1 - 0.5) - \frac{16\,250}{2 \cdot 283.0} = 112.8 \text{ м/с}; \end{aligned} \quad (3.31)$$

На выходе из рабочего колеса:

$$\begin{aligned} C_{u_2} &= u(1 - \Omega) + \frac{h_1}{2u} = \\ &= 283.0 \cdot (1 - 0.5) + \frac{16\,250}{2 \cdot 283.0} = 170.2 \text{ м/с}; \end{aligned} \quad (3.32)$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо:

$$C_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + C_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + 120^2} = 179.8 \text{ м/с}; \quad (3.33)$$

Угол наклона вектора абсолютной скорости на входе в рабочее колесо:

$$a_1 = \text{arcctg} \left(\frac{C_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{112.8}{140} \right) = 51.14^\circ; \quad (3.34)$$

Температура воздуха перед рабочим колесом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B} = 288 - \frac{179.8^2}{2 \cdot \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 287} = 272.3 \text{ К}; \quad (3.35)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u = 112.8 - 283.0 = -170.2 \text{ м/с}; \quad (3.36)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$W_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + W_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + (-170.2)^2} = 220.4 \text{ м/с}; \quad (3.37)$$

Число Маха по относительной скорости на входе в рабочее колесо первой ступени:

$$M_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1}} = \frac{220.4}{\sqrt{1.386 \cdot 287 \cdot 272.3}} = 0.6696; \quad (3.38)$$

Наклон входной относительной скорости при отсчете от отрицательного направления оси u характеризуется углом β :

$$\beta_1 = \text{arcctg} \left(\frac{W_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arcctg} \left(\frac{-170.2}{140} \right) = 39.43^\circ; \quad (3.39)$$

Уменьшение осевой составляющей скорости в одной ступени:

$$\Delta C_z = \frac{C_{z_1} - C_{z_2}}{i} = \frac{140 - 120}{16} = 1.25 \text{ м/с}; \quad (3.40)$$

Осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса первой ступени:

$$C_{z_2} = C_{z_1} - \frac{\Delta C_z}{2} = 140 - \frac{1.25}{2} = 139.4 \text{ м/с}; \quad (3.41)$$

Абсолютная скорость на выходе в рабочее колесо:

$$C_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + C_{u_2}^2} = \sqrt{139.4^2 + 170.2^2} = 220.0 \text{ м/с}; \quad (3.42)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_2 = \text{arctg} \left(\frac{C_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{170.2}{139.4} \right) = 39.31^\circ; \quad (3.43)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$W_{u_2} = C_{u_2} - u = 170.2 - 283.0 = -112.8 \text{ м/с}; \quad (3.44)$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + W_{u_2}^2} = \sqrt{120^2 + (-112.8)^2} = 179.3 \text{ м/с}; \quad (3.45)$$

Наклон выходной относительной скорости:

$$\beta_2 = \text{arctg} \left(\frac{W_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{-112.8}{120} \right) = 51.01^\circ; \quad (3.46)$$

Угол поворота в решетке рабочего колеса:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = 51.01^\circ - 39.43^\circ = 11.58^\circ; \quad (3.47)$$

Коэффициент расхода на внешнем диаметре:

$$\varphi_H = \frac{C_{z_1}}{u_{H1}} = \frac{140}{377.4} = 0.3710; \quad (3.48)$$

Проверка числа Маха по средней относительной скорости на внешнем диаметре первой ступени:

$$M_{W_c} = u_{H1} \cdot \frac{\sqrt{1 + \varphi_H^2}}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1^*}} = 377.4 \cdot \frac{\sqrt{1 + 0.3710^2}}{\sqrt{1.386 \cdot 287 \cdot 288}} = 1.189; \quad (3.49)$$

Сверхзвуковое число M_{W_c} свидетельствует о необходимости профилирования лопаточного аппарата первой ступени турбины по закону $\Omega = \text{const}$ вдоль радиуса.

На рисунке 3.7 приведён построенный по полученным данным треугольник скоростей:

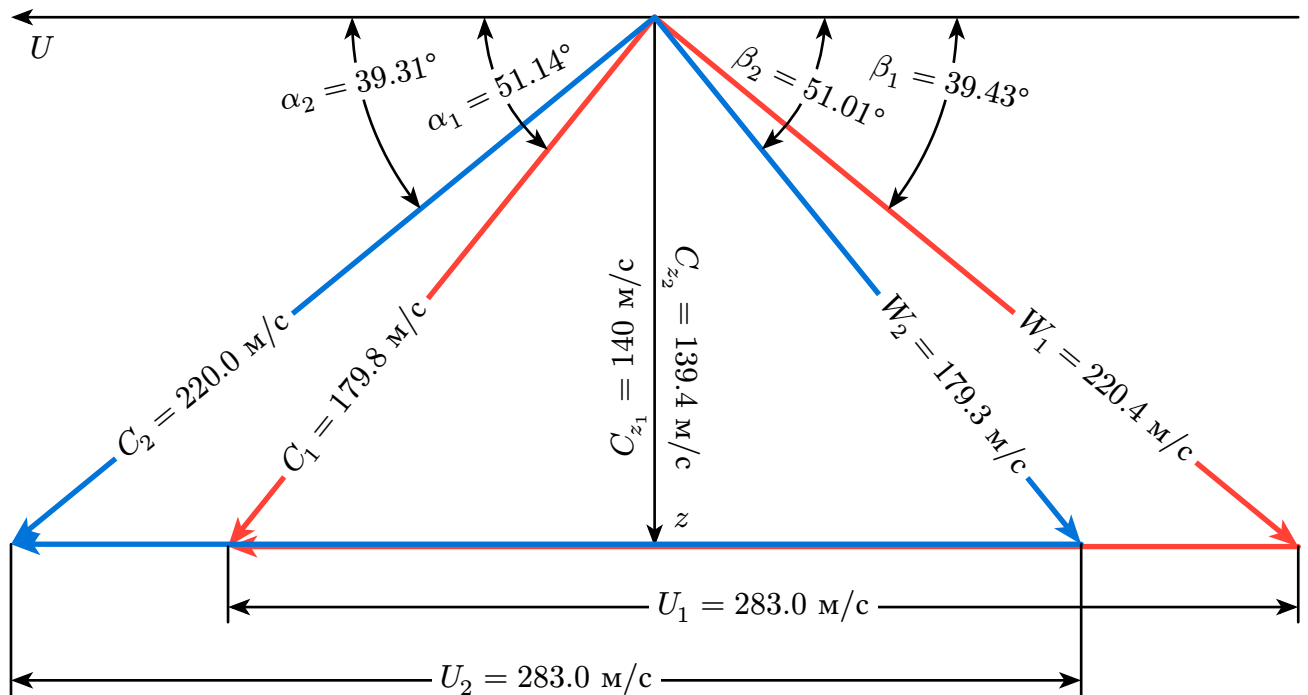


Рисунок 3.7 — Треугольник скоростей на среднем диаметре первой ступени компрессора

4 РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

5 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ

Целью предварительного расчёта турбины является определение оптимального расхода воздуха и параметров на выходе из турбины.

Удельная изобарная теплоёмкость газа:

$$C_p = R \cdot \left(\frac{k}{k-1} \right) = 287 \cdot \left(\frac{1.33}{1.33-1} \right) = 1157 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad (5.1)$$

Удельная внутренняя мощность турбины:

$$H_{uT} = N \cdot \frac{\alpha_N}{G} = 65\,000\,000 \cdot \frac{1.018}{153.7} = 866\,200 \text{ Дж/кг}; \quad (5.2)$$

Температурный перепад на турбину по параметрам торможения:

$$\Delta t_T = \frac{H_{uT}}{C_p} = \frac{866\,200}{1157} = 748.9 \text{ К}; \quad (5.3)$$

Температура торможения за турбиной:

$$T_{2T}^* = T_0^* - \Delta t_T = 1643 - 748.9 = 894.1 \text{ К}; \quad (5.4)$$

Критическая скорость потока газа за турбиной:

$$\alpha_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \cdot R \cdot T_{2T}^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.33}{1.33+1}} \cdot 287 \cdot 894.1 = 541.3 \text{ м/с}; \quad (5.5)$$

Скорость потока газа за турбиной:

$$c_{2T} = \alpha_{\text{кр}} \cdot \lambda = 541.3 \cdot 0.59 = 270.6 \text{ м/с}; \quad (5.6)$$

Адиабатный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{\text{ад}} = H_{uT} + \frac{c_{2T}^2}{2} = 866\,200 + \frac{270.6^2}{2} = 902\,800 \text{ Дж/кг}; \quad (5.7)$$

Изоэнтروпийный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{0T} = \frac{H_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{902\,800}{0.91} = 992\,100 \text{ Дж/кг}; \quad (5.8)$$

Температура в потоке за турбиной при изоэнтропийном процессе расширения:

$$T_{2tT} = T_0^* - \frac{H_{0T}}{C_p} = 1643 - \frac{992\,100}{1157} = 785.3 \text{ К}; \quad (5.9)$$

Давление в потоке за турбиной:

$$p_{2T} = p_0^* \left(\frac{T_{2tT}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1\,605\,000 \left(\frac{785.3}{1643} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 81\,880 \text{ Па}; \quad (5.10)$$

Температура в потоке за турбиной:

$$T_{2T} = T_{2tT}^* - \frac{c_{2T}^2}{2} = 894.1 - \frac{270.6^2}{2} = 862.5 \text{ К}; \quad (5.11)$$

Плотность в потоке за турбиной:

$$\rho_{2T} = \frac{p_{2T}}{T_{2T} \cdot R} = \frac{81\,880}{862.5 \cdot 287} = 0.3308 \text{ кг/м}^3; \quad (5.12)$$

Площадь живого сечения на выходе из рабочего колеса последней ступени:

$$F_{2T} = \frac{G}{\rho_{2T} \cdot c_{2T} \cdot \sin(\alpha_{2T})} = \frac{153.7}{81\,880 \cdot 270.6 \cdot \sin 90} = 1.717 \text{ м}^2; \quad (5.13)$$

Окружная скорость потока на выходе из турбины по среднему диаметру:

$$u_2 = \pi d_{\text{cp}} \frac{n}{60} = \pi \cdot 24 \cdot \frac{5441}{60} = 415.5 \text{ м/с}; \quad (5.14)$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_2 = \frac{F_{2T}}{\pi d_{\text{cp}}} = \frac{1.717}{\pi \cdot 1.459} = 0.3747 \text{ м}; \quad (5.15)$$

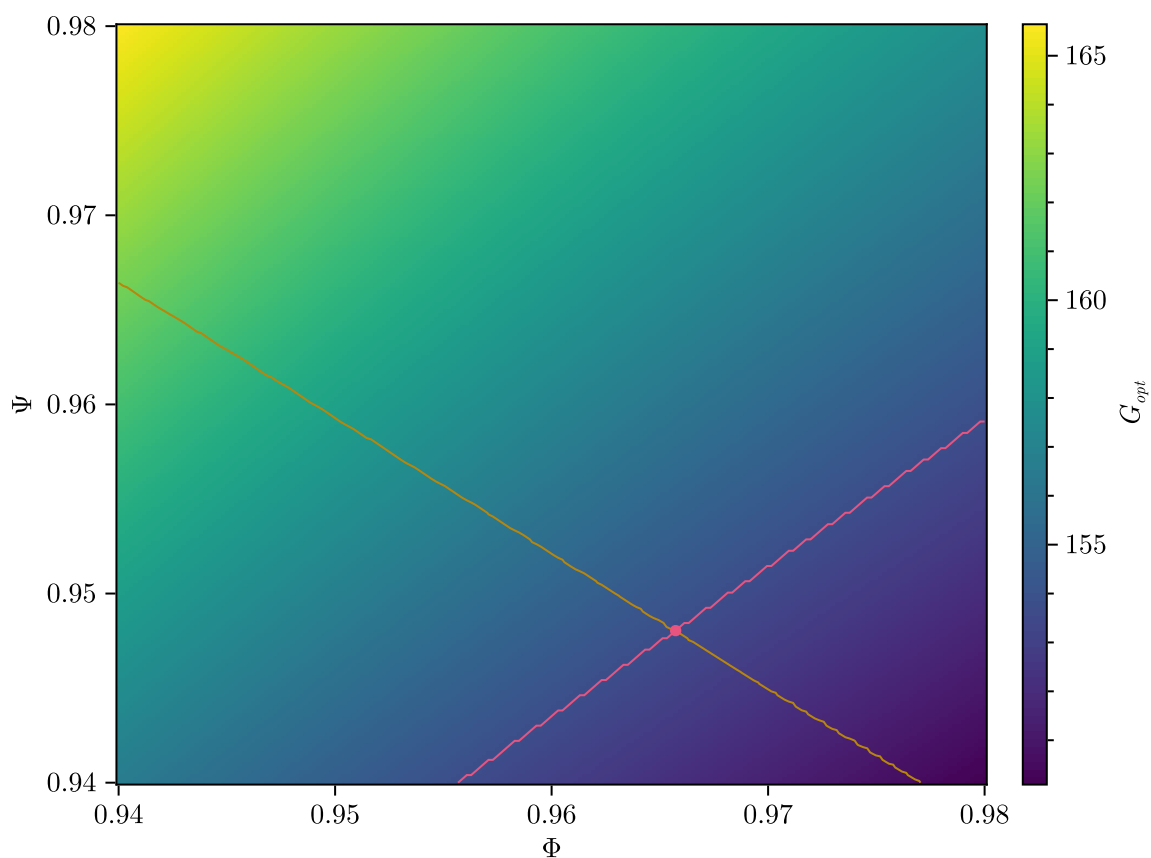
Коэффициент веерности последней ступени:

$$C_u = \frac{d_{\text{cp}}}{l_2} = \frac{1.459}{0.3747} = 3.893; \quad (5.16)$$

Характерный напорный параметр:

$$Y = u_2 \cdot \sqrt{\frac{m}{2H_{0T}}} = 415.5 \cdot \sqrt{\frac{4}{2 \cdot 992 \, 100}} = 0.59, \quad (5.17)$$

что соответствует рекомендованным значениям (0,5...0,6).



Розовой линией показан целевой расход, желтой линией показана целевая мощность
 Рисунок 5.1 — Зависимость оптимального расхода воздуха через компрессор от параметров Φ и Ψ

6 ПРОФИЛИРОВАНИЕ МЕРИДИАННЫХ ОБВОДОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Зная полученную длину рабочей лопатки и средний диаметр последней ступени турбины, основываясь на прототипе построим проточную часть с постоянным корневым диаметром (рисунок 6.1). Основываясь на соотношениях между сторонами лопаток и промежутками между ними, а также установив угол раскрытия $\gamma = 16^\circ$, из чертежа были получены высоты всех лопаток.

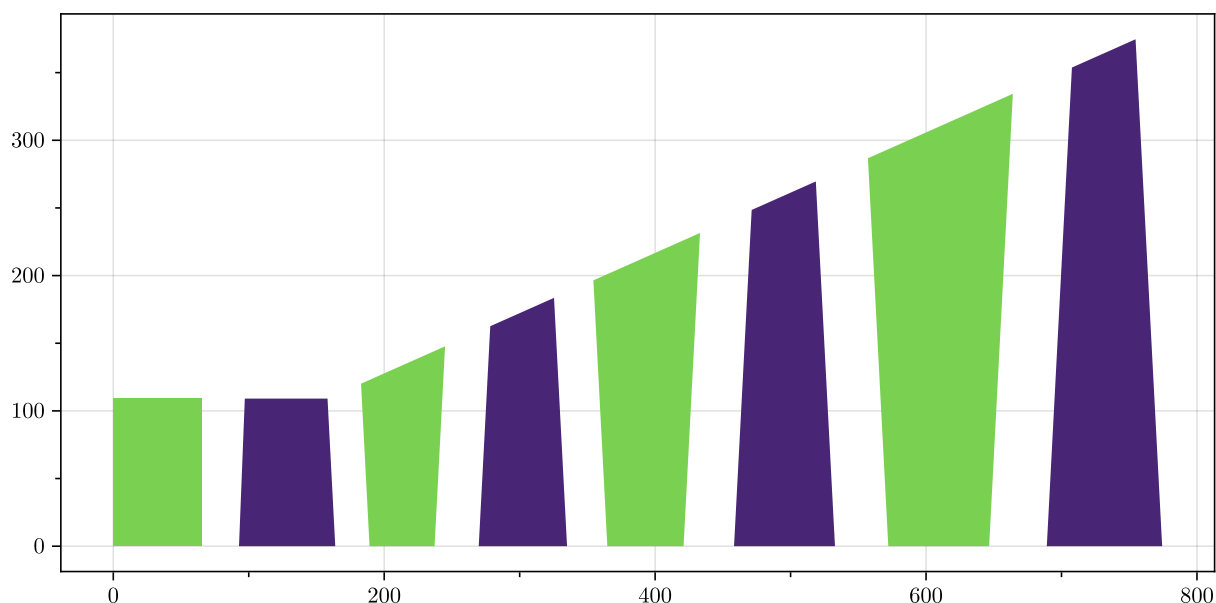


Рисунок 6.1 — Продольный разрез проектируемой проточной части

В таблице 6.1 указаны полученные высоты направляющих и сопловых лопаток.

Таблица 6.1 — Высоты лопаток

Номер ступени	1	2	3	4
Направляющая лопатка, l_1 , м	0.1091	0.1477	0.2315	0.3343
Сопловая лопатка, l_2 , м	0.1091	0.1835	0.2696	0.3747

7 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ

В таблице 7.1 показаны результаты расчета по среднему диаметру.

Таблица 7.1 — Расчет параметров по среднему диаметру

Величина и формула	Ед.из.	Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Сечение 4
$p_0^* = p_{2(i-1)}^*$	Па	1 605 000	915 300	484 000	231 200
$T_0^* = T_{2(i-1)}^*$	К	1643	1461	1275	1090
$H_0 = C_p \cdot T_0^* \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$	Дж/кг	248 000	248 000	248 000	248 000
$T_{2tt} = T_0^* - \frac{H_0}{C_p}$	К	1429	1247	1061	876.0
p_2	Па	913 200	482 800	230 400	95 650
$c_{1t} = \sqrt{2(1 - \rho_{t \text{ cp}}) \cdot H_0}$	м/с	619.3	597.2	574.1	548.9
$c_1 = \Phi c_{1t}$	м/с	598.0	576.7	554.4	530.1
$T_{1t} = T_0^* - \frac{c_{1t}^2}{2C_p}$	К	1477	1307	1133	960.2
$p_1 = p_0^* \cdot \left(\frac{T_{1t}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1 045 000	584 000	300 200	138 400
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2C_p}$	К	1488	1317	1142	969.0
$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	2.447	1.545	0.9158	0.4978
$F_{1r} = \frac{G \cdot R \cdot T_1}{p_1 \cdot c_1}$	м ²	0.1050	0.1725	0.3027	0.5824
$F_1 = \pi \cdot d_{1 \text{ cp}} \cdot l_1$	м ²	0.4089	0.5716	0.9568	1.490
$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{F_{1r}}{F_1}\right)$	град	14.89	17.57	18.44	23.01
$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1)$	м/с	578.0	549.8	525.9	487.9
$c_{1z} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1)$	м/с	153.6	174.1	175.4	207.2
$u_1 = \pi \cdot d_{1c} \cdot \frac{n}{60}$	м/с	339.9	350.9	374.8	404.1
$u_2 = \pi \cdot d_{2c} \cdot \frac{n}{60}$	м/с	339.9	361.1	385.6	415.5
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$	м/с	238.1	198.9	151.2	83.86
$w_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + w_{1u}^2}$	м/с	283.4	264.3	231.6	223.6
$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1z}}{w_{1u}}\right)$	град	32.83	41.19	49.24	67.97
$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2C_p}$	К	1523	1348	1165	990.6

$p_{w_1}^* = p_1 \cdot \left(\frac{T_{w_1}^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1 147 000	639 900	325 500	151 300
$T_{w_2}^* = T_{w_1}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2C_p}$	К	1523	1351	1169	994.7
$p_{w_2t}^* = p_{w_1}^* \cdot \left(\frac{T_{w_2}^*}{T_{w_1}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1 147 000	645 900	329 500	153 800
$H_2^* = C_p \cdot T_{w_2}^* \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{w_2t}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$	Дж/кг	96 860	108 800	114 900	128 000
$w_{2t} = \sqrt{2H_2^*}$	м/с	440.1	466.6	479.3	505.9
$w_2 = \Psi w_{2t}$	м/с	417.3	442.3	454.4	479.6
$T_2 = T_{w_1}^* - \frac{w_2^2}{2C_p}$	К	1448	1263	1076	891.2
$F_{2r} = \frac{G \cdot R \cdot T_2}{p_2 \cdot w_2}$	м ²	0.1676	0.2609	0.4534	0.8569
$F_2 = \pi \cdot d_{2\text{ cp}} \cdot l_2$	м ²	0.4089	0.7308	1.146	1.717
$\beta_2^* = \arcsin\left(\frac{F_{2r}}{F_2}\right)$	град	24.20	20.92	23.30	29.94
$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2^*)$	м/с	380.6	413.2	417.4	415.6
$c_{2z} = w_{2z} = u_2 \cdot \sin(\beta_2^*)$	м/с	171.0	157.9	179.7	239.4
$c_{2z} = u_2 \cdot \sin(\beta_2^*)$	м/с	−40.70	−52.09	−31.76	−0.050 65
$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2z}}{c_{2u}}\right)$	град	−76.62	−71.74	−79.98	−89.99
$c_2 = \sqrt{c_{2z}^2 + c_{2u}^2}$	м/с	175.8	166.3	182.5	239.4
$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2C_p}$	К	1461	1275	1090	915.9
$p_2^* = p_2 \cdot \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	Па	915 300	484 000	231 200	96 300
$M_{c_1} = \frac{c_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}}$		0.7934	0.8133	0.8397	0.8716
$M_{w_2} = \frac{w_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$		0.5613	0.6370	0.7090	0.8223
$T_{2tt}^* = T_{2tt} \cdot \left(\frac{p_2^*}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	К	1429	1247	1061	877.5
$\eta_u = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2tt}^*}$		0.8478	0.8683	0.8607	0.8139
$\eta_u^* = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2tt}^*}$		0.8510	0.8712	0.8642	0.8196

8 РАСЧЕТ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

Расчет закрутки потока производится по обратному закону:

$$r^n \cdot \tan(\alpha_1) = \text{const}; \quad (8.1)$$

Применение этого закона обеспечивает высокую эффективность выходного диффузора, поскольку повышение давления у периферии «отжимает» поток газа от стенок диффузора, противодействуя центробежной силе, что приводит к более равномерному распределению потока в радиальном направлении. Градиент давления, обеспеченный этим законом закрутки, показан на рисунке 8.1.

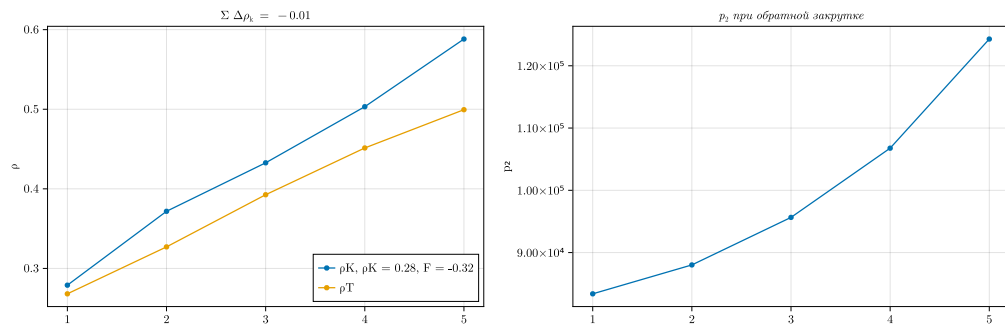


Рисунок 8.1 — Градиент давления на последней ступени в радиальном направлении при обратном законе закрутки

В рассматриваемом расчете происходит варьирование по четырем параметрам:

1. Угол потока в абсолютном движении на периферии: $13^\circ < \alpha_1 < \alpha_{1 \text{ ср}}$;
2. Угол потока в относительном движении на периферии $15^\circ < \beta_2^* < 65^\circ$;
3. Параметр, определяющий отрицательный градиент осевой составляющей вектора скорости $-0.5 < F < 0$;
4. Кинематическая степень реактивности в корневом сечении $\rho_K(r_2')$.

Для поиска желаемых значений этих параметров при ряде выбранных значений α_1 и β_2^* было произведено варьирование по параметрам F и ρ_K , в результате которого было построено поле распределения значений выходного угла в абсолютном движении на периферии α_2 и разницы суммарной кинематической степени реактивности и суммарной полиномиальной степени реактивности Δ при допустимых значениях параметров. Критерием допустимости является моно-

тонный рост давлений p_2 от корня к периферии и значения $\Delta < 0.1$. Полученные поля изображены на рисунке 8.2.

В полученном поле выбираются такие значения параметров, при которых α_2 максимально близок к осевому выходу. Так как это область значений, выбирается точка, для которой градиенты значения α_2 с соседними точками поля минимален, что позволит минимизировать влияние неточности при моделировании и производстве.

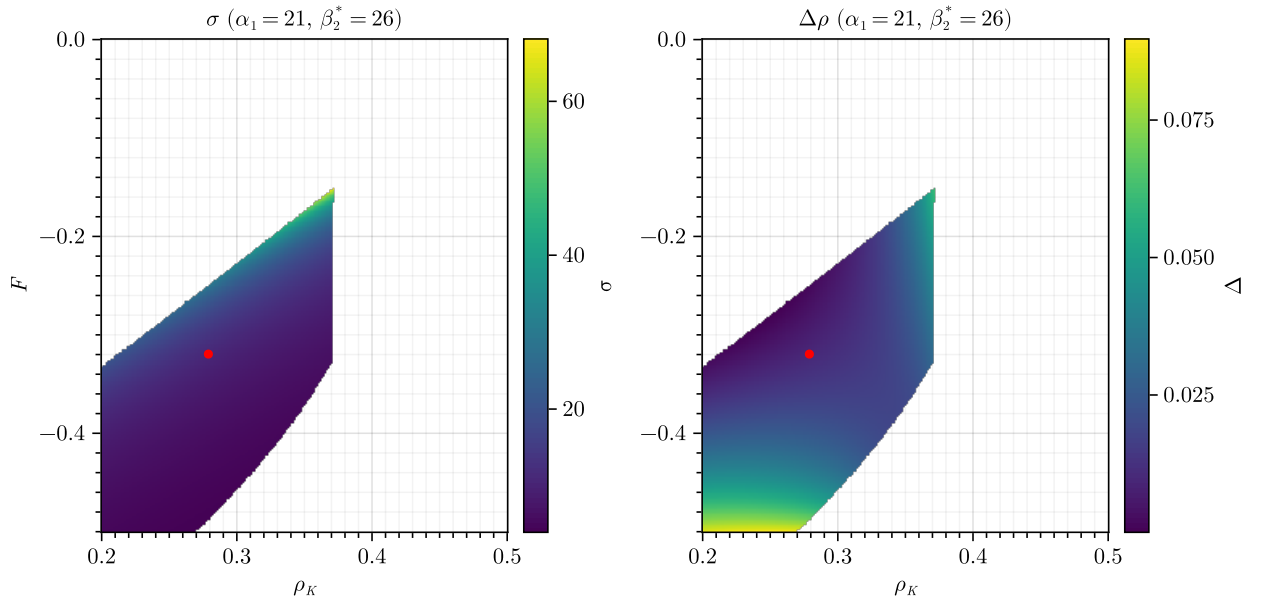


Рисунок 8.2 — Поле распределения значений α_2 и Δ при допустимых значениях параметров

Найдём значения вспомогательных параметров:

$$n_1 = \frac{\ln\left(\frac{\text{tg}(\alpha_{1 \text{ пер}})}{\text{tg}(\alpha_{1 \text{ сп}})}\right)}{\ln\left(\frac{r_{1 \text{ сп}}}{r_{1 \text{ пер}}}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{\text{tg}(21^\circ)}{\text{tg}(23.01^\circ)}\right)}{\ln\left(\frac{0.7293}{0.9166}\right)} = 0.4427; \quad (8.2)$$

$$b_1 = r_{1 \text{ пер}}^{n_1} \cdot \text{tg}(\alpha_{1 \text{ пер}}) = 0.9166^{0.4427} \cdot \text{tg}(21^\circ) = 0.3694; \quad (8.3)$$

$$n_2 = \frac{\ln \frac{\operatorname{tg}(\beta_{2\text{ пер}}^*)}{\operatorname{tg}(\beta_{2\text{ ср}}^*)}}{\ln \left(\frac{r_{2\text{ пер}}}{r_{2\text{ ср}}} \right)} = \frac{\ln \left(\frac{\operatorname{tg}(26^\circ)}{\operatorname{tg}(29.94^\circ)} \right)}{\ln \left(\frac{0.9166}{0.7293} \right)} = 0.7275; \quad (8.4)$$

$$b_2 = r_{2\text{ ср}}^{n_2} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{2\text{ ср}}^*) = 0.7293^{0.7275} \cdot \operatorname{tg}(29.94^\circ) = 0.4578; \quad (8.5)$$

Коэффициенты для определения осевой составляющей скорости в абсолютном движении на выходе из соплового аппарата:

$$A = \frac{F \cdot c_{1z\text{ ср}}}{r_{1\text{ пер}} - r_{1\text{ ср}}} = \frac{-0.3195 \cdot 207.2}{0.5 \cdot 0.3343} = -353.5; \quad (8.6)$$

$$\begin{aligned} B &= c_{1z\text{ ср}} - \frac{F \cdot c_{1z\text{ ср}}}{r_{1\text{ пер}} - r_{1\text{ ср}}} \cdot r_{1\text{ ср}} = \\ &= 207.2 - \frac{-0.3195 \cdot 207.2}{0.5 \cdot 0.3343} \cdot 0.7293 = 465.1; \end{aligned} \quad (8.7)$$

Окружная составляющая скорости в относительном движении на корневом диаметре на выходе из рабочего колеса:

$$\begin{aligned} w'_{2u} &= -\frac{u'_1 \cdot w'_{1u} + 2 \cdot u_1'^2 \cdot \rho'_k}{u'_2} = \\ &= -\frac{308.8 \cdot 255.7 + 2 \cdot 308.8^2 \cdot 0.2789}{308.8} = -428.0; \end{aligned} \quad (8.8)$$

Для среднего сечения параметры берутся из расчета по среднему диаметру, для остальных сечений для расчёта применяются формулы, представленные в таблице 8.1.

Результаты расчета закрутки на последней ступени по обратному закону для пяти сечений представлены в таблице 8.1.

Таблица 8.1 — Расчет закрутки для последней ступени

Величина и формула	Ед.из.	Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Сечение 4	Сечение 5
r	м	0.5420	0.6356	0.7293	0.8230	0.9166
γ	град	0	6	12	18	24
$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{b_1}{r_1^n}\right)$	град	25.85	24.29	23.01	21.93	21
$c_{1z} = r \cdot A + B$	м/с	564.5	532.5	487.9	432.5	367.4
$c_{1u} = \frac{c_{1z}}{\tan(\alpha_1)}$	м/с	273.5	240.4	207.2	174.1	141.0
$c_{1r} = c_{1z} \cdot \tan(\gamma_1)$	м/с	0	25.26	44.05	56.58	62.78
$c_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + c_{1u}^2 + c_{1r}^2}$	м/с	627.3	584.7	530.1	469.6	398.5
$u_1 = 2\pi r \cdot \frac{n}{60}$	м/с	308.8	356.4	404.1	451.7	499.3
$u_2 = \pi \frac{n}{60} \left(d_{1c} - \frac{l_1}{2} + \frac{N_0 - 1}{4} l_1 \right)$	м/с	308.8	362.2	415.5	468.9	522.3
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$	м/с	255.7	176.0	83.86	-19.20	-132.0
$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1z}}{w_{1u}}\right)$	град	46.92	53.78	67.97	-83.71	-46.90
$w_1 = \frac{c_{1z}}{w_{1u}}$	м/с	374.4	297.9	223.6	-175.2	-193.1
$w_{2u} = w_{2u}^1 +$	м/с	-428.0	-421.8	-415.5	-409.3	-403.1
$c_{2u} = w_{2u} + u_2$	м/с	-119.2	-59.61	-0.050 65	59.61	119.2
$c_{2z} = -w_{2u} \cdot \tan(\beta_2^*)$	м/с	306.0	268.5	239.4	215.9	196.6
$c_2 = \sqrt{c_{2z}^2 + c_{2u}^2 + c_{2r}^2}$	м/с	328.4	276.5	239.4	234.7	246.0
$c_{2r} = c_{2z} \cdot \tan(\gamma_2)$	м/с	0	28.22	50.88	70.16	87.53
$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2z}}{c_{2u}}\right)$	град	-68.71	-77.48	-89.99	74.57	58.77
$\beta_2^* = \arctan\left(\frac{b_2}{r_2^n}\right)$	град	35.56	32.48	29.94	27.81	26
$w_2 = \frac{c_{2z}}{\sin(\beta_2^*)}$	м/с	526.1	500.0	479.6	462.8	448.5
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2C_p}$	°C	920.4	942.7	969.0	995.1	1022
$p_1 = p_0^* \cdot \chi^1 \cdot \left(1 - \frac{c_1^2}{\frac{k}{k-1} \cdot 2R \cdot T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	112 500	123 900	138 400	154 100	171 500
$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	кг/м³	0.4259	0.4580	0.4978	0.5396	0.5847
$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2C_p}$	°C	981.0	981.0	990.6	1008	1038
$T_2 = T_{w_1}^* - \frac{w_2^2}{2C_p}$	°C	861.3	873.0	891.2	915.8	951.0

$p_2 = p_0^* \cdot \chi^1 \cdot \chi^2 \cdot$ $\cdot \left(1 - \frac{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2}{\frac{k}{k-1} \cdot 2R \cdot T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	83 370	88 020	95 650	106 800	124 300
$\rho_2 = \frac{p_2}{T_2 \cdot R}$	кг/м ³	0.3373	0.3513	0.3740	0.4062	0.4554
$\rho_T = \frac{\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$		0.2681	0.3271	0.3926	0.4514	0.4994
$H_p = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	68 320	78 550	85 310	83 800	70 180
$H_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	211 100	211 300	197 200	166 500	119 300
$\rho_K = \frac{H_p}{H_u}$		0.2789	0.3718	0.4327	0.5032	0.5882
$\rho_{\text{кп}} = a(r - r_1)^2 + b(r - r_1) + c$		0.2789	0.3557	0.4327	0.5100	0.5875
$\Delta\rho_k = \rho_{\text{кп}} - \rho_K$		0	−0.016 07	0	0.006 764	−0.000 689 4

9 ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ И СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ

Основываясь на углах из таблицы 8.1, строятся треугольники скоростей и профили для 5 сечений рабочей и сопловой лопатки последней ступени турбины. Построение профилей проводится по средней линии и использует кубический сплайн в форме Эрмита для описания средней линии, спинки и корытца. Такой подход позволяет автоматизировать процесс, что выгодно отличает его от метода окружностей, а также упрощает компьютерную обработку и анализ полученных профилей.

Применение именно этой кривой обусловлено тем, что для её построения необходимы координаты и касательный угол в начальной (x_1, y_1, α_1) и конечной (x_2, y_2, α_2) точках — то есть все данные о геометрии, полученные в ходе расчета в разделе 8. Построение проводится с помощью введения дополнительного параметра относительной координаты $t(x)$ и описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} h = (x_2 - x_1) \\ t(x) = (x - x_1)/h \\ p(t) = y_1 \cdot (1 + 2t)(1 - t)^2 + y_2 \cdot t^2(3 - 2t) + \\ + h \cdot [\operatorname{tg}(\alpha_1)t(1 - t)^2 + \operatorname{tg}(\alpha_2)t^2(t - 1)] \end{cases} \quad (9.1)$$

Помимо этого, сплайн в форме Эрмита может быть переведён в сплайн в форме Безье и обеспечивает гладкость (непрерывность первой производной) в точках соприкосновения с секторами окружностей передней и задней кромок [2].

Для демонстрации конфузурности профилей для каждой точки корытца были подобраны ближайшие точки спинки соседнего профиля, по этим данным построено поле распределения расстояния между профилями вдоль канала. Расстояния в этом поле показаны с помощью перцептивно равномерной цветовой шкалы *viridis*.

На рисунках 9.1 и 9.2 изображены соответственно центрированные комбинированные изображения профилей сопловой и рабочей лопаток.



Рисунок 9.1 — Центрированная комбинация всех профилей СЛ



Рисунок 9.2 — Центрированная комбинация всех профилей РЛ

По полученным профилям и геометрии продольного сечения, изображенной на рисунке 6.1, строится перо рабочей и сопловой лопатки последней ступени турбины. Для этого используется Waterfall-cad [3] — Haskell-враппер геометрического ядра OpenCASCADE, позволяющий автоматизировать построение рассматриваемых моделей, уменьшив время на их создание и исключив вероятность ошибки. Итогом этого шага являются две корректно спозиционированные относительно начала координат step-модели.

Затем полученные модели загружаются в SolidWorks, в котором для РЛ строится бандажная полка и хвостовик, а для сопловой лопатки — фрагменты диафрагмы.

Также на этом этапе строится модель диска последней ступени

10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ

10.1 Газодинамический расчет последней ступени

10.1.1 Подготовка меридионального контура проточной части

10.1.2 Подготовка CAD-модели последней ступени турбины к расчету в ANSYS CFX

10.1.3 Построение расчетной сетки

10.2 Прочностной расчет рабочей лопатки

10.2.1 Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упругой постановки

10.2.2 Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упруго-пластической постановки с циклограммой нагружения

10.2.3 Расчет рабочей лопатки на длительную прочность

10.2.4 Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы рабочей лопатки

10.3 Прочностной расчет диска

10.3.1 Расчет диска на статическую прочность в рамках упругой постановки

10.3.2 Расчет диска на статическую прочность в рамках упруго- пластической постановки с циклограммой нагружения

10.3.3 Расчет диска на длительную прочность

10.3.4 Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы диска

10.4 Модальный расчет ротора

11 КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Целью этого раздела является описание основных конструктивных элементов проектируемой ГТУ, их принципа действия, особенностей, характеристик и взаимосвязей. Приводится обоснование принятых конструкторских решений.

11.1 Назначение и общее описание установки

Проектируемая установка предназначена для преобразования тепловой энергии, получаемой в результате сжигания топлива в энергию вращения вала, которая используется для привода электрогенератора номинальной мощностью 65 МВт. Применение установки возможно как в составе ПГУ, так и в качестве независимого агрегата. ГТУ может служить

11.2 Основные элементы установки и их взаимосвязь

11.2.1 Компрессор

11.2.2 Камера сгорания

11.2.3 Турбина

11.2.4 Вал

11.2.5 Корпус

11.2.6 Подшипники

11.3 Передача моментов по цепочке от источника до потребителя

11.4 Уплотнения

11.5 Тепловые расширения

11.6 Охлаждение проточной части турбины

11.7 Основные этапы пуска и регулирования в процессе работы и останова установки

12 НУ ЭЭЭ... СПЕЦЧАСТЬ НАВЕРНОЕ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Барсков В.В. и др. Стационарные газотурбинные установки. Технические характеристики. Расчет тепловых схем: учебное пособие. 2023.
2. Роджерс Д.Ф., Адамс Д.А. Математические основы машинной графики. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Мир, 2001.
3. Joe Warren. waterfall-cad: A Haskell library for CAD [Электронный ресурс]. 2023. URL: <https://hackage.haskell.org/package/waterfall-cad> (дата обращения: 22.02.2026).