

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:

Профessor ВШЭМ, д.т.н.

_____ В. А. Черников

Санкт-Петербург
2026

РЕФЕРАТ

32 страниц, рисунков, таблиц, источников, приложений.

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

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:

1. Расчет тепловой схемы, на основании результатов которого выбирается степень повышения давления в компрессоре и температура на входе в турбину;
2. Газодинамический расчет компрессора;
3. Расчет камеры сгорания с получением её геометрических размеров и экологических характеристик;
4. Газодинамический расчет турбины по среднему диаметру;
5. Расчет закрутки потока для последней ступени турбины;
6. Построение профилей и трехмерных моделей сопловой и рабочей лопаток последней ступени турбины, а также трехмерной модели диска;
7. Расчет на прочность рабочего колеса последней ступени турбины;
8. Расчет на вибонадежность вала ротора и рабочего колеса последней ступени турбины;
9. Описание конструкции газотурбинной установки;
10. СПЕЦЧАСТЬ

ABSTRACT

32 pages,

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

СОДЕРЖАНИЕ

РЕФЕРАТ	2
ABSTRACT	3
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	6
ВВЕДЕНИЕ	7
1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН	8
1.1 е	8
2 ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА	9
3 РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ	10
4 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ	11
5 ПРОФИЛИРОВАНИЕ МЕРИДИАННЫХ ОБВОДОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ	15
6 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ	16
7 РАСЧЕТ ЗАКРУТКИ ПОТОКА	18
8 ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ И СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ	23
9 КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ	26
9.1 Назначение и общее описание установки	26
9.2 Основные элементы установки и их взаимосвязь	26
9.2.1 Комплексное воздухоочистительное устройство	26
9.2.2 Компрессор	27
9.2.3 Камера сгорания	27
9.2.4 Турбина	27
9.2.5 Вал	27
9.2.6 Корпус	27
9.2.7 Подшипники	27
9.3 Передача моментов по цепочке от источника до потребителя	28
9.4 Муфты	28
9.5 Редуктор	28
9.6 Уплотнения	29
9.7 Тепловые расширения	29
9.8 Охлаждение проточной части турбины	29
9.9 Основные этапы пуска и регулирования в процессе работы и останова установки	29
10 НУ ЭЭЭ... СПЕЦЧАСТЬ НАВЕРНОЕ	30
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	31

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	32
--	----

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В настоящей работе использованы следующие обозначения и сокращения:

ГТУ — газотурбинная установка;

ПГУ — парогазовая 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

3 РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Тут расчет

4 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ

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

Удельная изобарная теплоёмкость газа:

$$C_p = R \cdot \left(\frac{k}{k - 1} \right) = 287 \cdot \left(\frac{1.33}{1.33 - 1} \right) = 1157 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}; \quad (4.1)$$

Удельная внутренняя мощность турбины:

$$H_{uT} = N \cdot \frac{\alpha_N}{G} = 65\,000\,000 \cdot \frac{1.018}{153.7} = 866\,200 \text{ Дж/кг}; \quad (4.2)$$

Температурный перепад на турбину по параметрам торможения:

$$\Delta t_T = \frac{H_{uT}}{C_p} = \frac{866\,200}{1157} = 748.9 \text{ K}; \quad (4.3)$$

Температура торможения за турбиной:

$$T_{2T}^* = T_0^* - \Delta t_T = 1643 - 748.9 = 894.1 \text{ K}; \quad (4.4)$$

Критическая скорость потока газа за турбиной:

$$\alpha_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k + 1}} \cdot R \cdot T_{2T}^* = \sqrt{\frac{21.33}{1.33 + 1}} \cdot 287 \cdot 894.1 = 541.3 \text{ м/с}; \quad (4.5)$$

Скорость потока газа за турбиной:

$$c_{2T} = \alpha_{kp} \cdot \lambda = 541.3 \cdot 0.59 = 270.6 \text{ м/с}; \quad (4.6)$$

Адиабатный перепад энталпий на турбину:

$$H_{\text{ад}} = H_{uT} + \frac{c_{2T}^2}{2} = 866\,200 + \frac{270.6^2}{2} = 902\,800 \text{ Дж/кг}; \quad (4.7)$$

Изоэнтропийный перепад энталпий на турбину:

$$H_{0T} = \frac{H_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{902\,800}{0.91} = 992\,100 \text{ Дж/кг}; \quad (4.8)$$

Температура в потоке за турбиной при изоэнтропийном процессе расширения:

$$T_{2tT} = T_0^* - \frac{H_{0T}}{C_p} = 1643 - \frac{992\,100}{1157} = 785.3 \text{ К}; \quad (4.9)$$

Давление в потоке за турбиной:

$$p_{2T} = p_0^* \left(\frac{T_{2tT}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1\,605\,000 \left(\frac{785.3}{1643} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 81\,880 \text{ Па}; \quad (4.10)$$

Температура в потоке за турбиной:

$$T_{2T} = T_{2tT}^* - \frac{c_{2T}^2}{2} = 894.1 - \frac{270.6^2}{2} = 862.5 \text{ К}; \quad (4.11)$$

Плотность в потоке за турбиной:

$$\rho_{2T} = \frac{p_{2T}}{T_{2T} \cdot R} = \frac{81\,880}{862.5 \cdot 287} = 0.3308 \text{ кг/м}^3; \quad (4.12)$$

Площадь живого сечения на выходе из рабочего колеса последней ступени:

$$F_{2T} = \frac{G}{\rho_{2T} \cdot c_{2T} \cdot \sin(\alpha_{2T})} = \frac{153.7}{81\,880 \cdot 270.6 \cdot \sin 90} = 1.717 \text{ м}^2; \quad (4.13)$$

Окружная скорость потока на выходе из турбины по среднему диаметру:

$$u_2 = \pi d_{\text{cp}} \frac{n}{60} = \pi \cdot 24 \cdot \frac{5441}{60} = 415.5 \text{ м/с}; \quad (4.14)$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_2 = \frac{F_{2T}}{\pi d_{\text{cp}}} = \frac{1.717}{\pi \cdot 1.459} = 0.3747 \text{ м}; \quad (4.15)$$

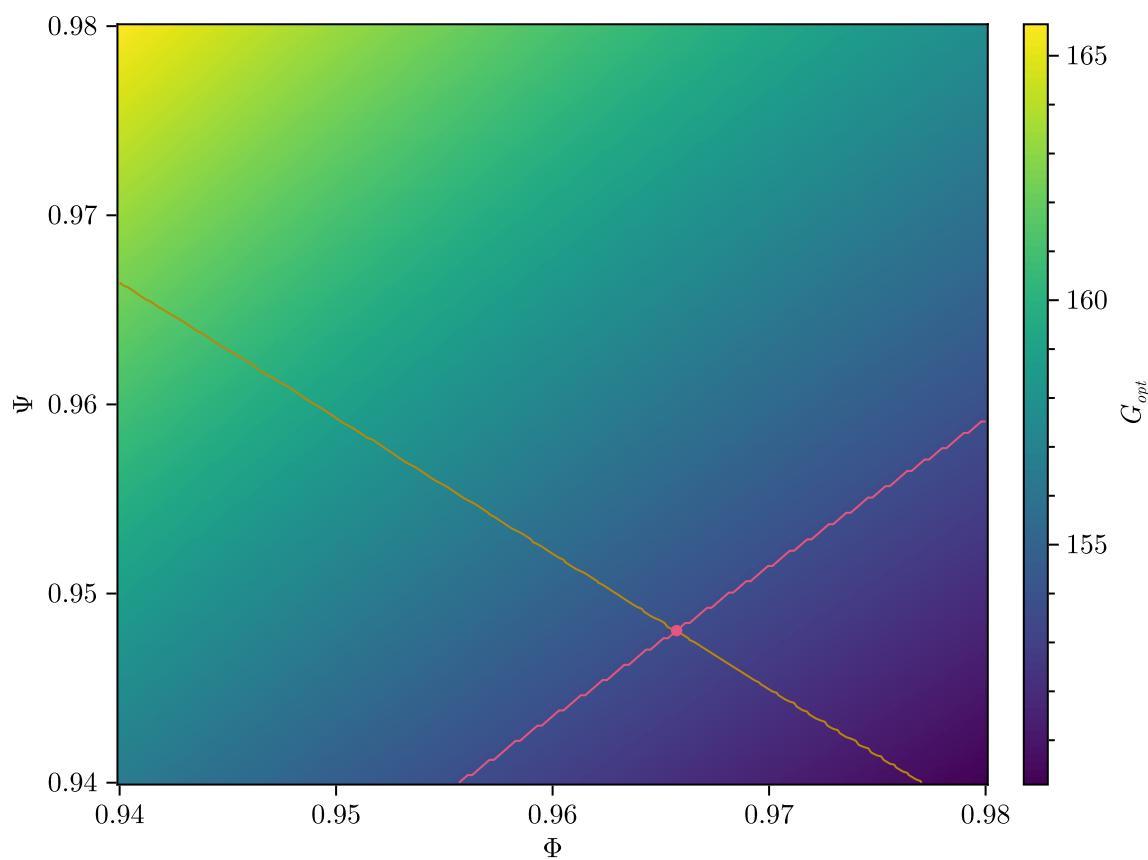
Коэффициент веерности последней ступени:

$$C_u = \frac{d_{\text{cp}}}{l_2} = \frac{1.459}{0.3747} = 3.893; \quad (4.16)$$

Характерный напорный параметр:

$$Y = u_2 \cdot \sqrt{\frac{m}{2H_{0T}}} = 415.5 \cdot \sqrt{\frac{4}{2 \cdot 992 \cdot 100}} = 0.59, \quad (4.17)$$

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



Розовой линией показан целевой расход, желтой линией показана целевая мощность
Рисунок 4.1 — Зависимость оптимального расхода воздуха через компрессор от
параметров Φ и Ψ

5 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 5.1). 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.

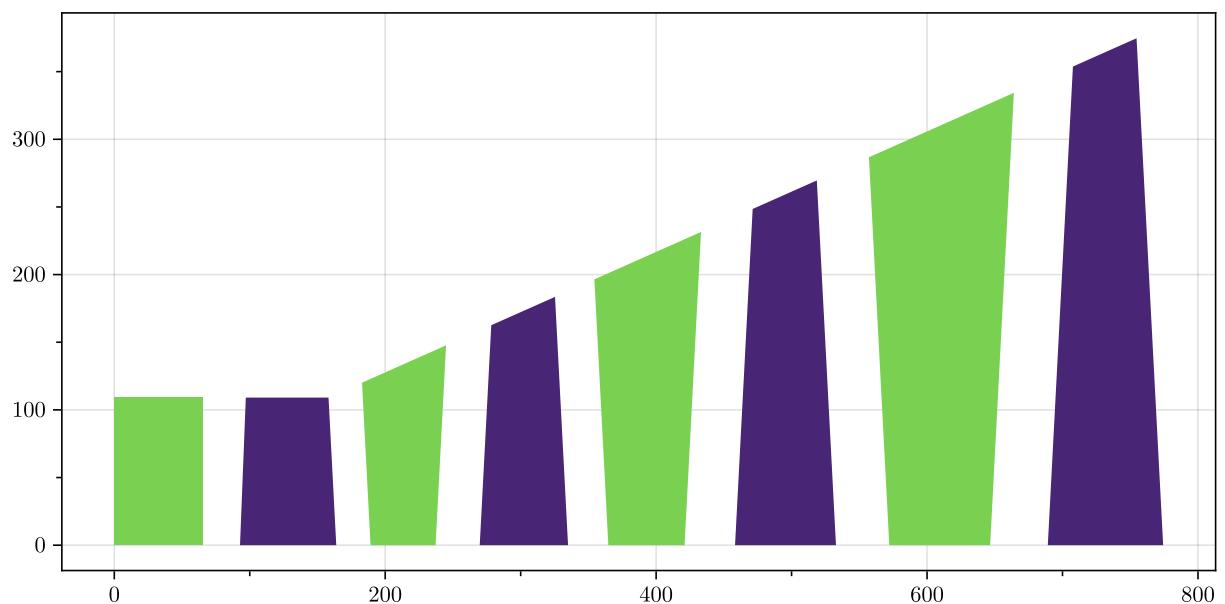


Рисунок 5.1 — Продольный разрез проектируемой проточной части

В таблице 5.1 указаны полученные высоты направляющих и сопловых лопаток.

Таблица 5.1 — 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

6 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ

В таблице 6.1 показаны результаты расчета по среднему диаметру.

Таблица 6.1 — 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
$p_1 = p_0^* \cdot \left(\frac{T_{1t}}{T_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	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

7 РАСЧЕТ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

Расчет закрутки потока производится по обратному закону:

$$r^n \cdot \tan(\alpha_1) = \text{const}; \quad (7.1)$$

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 7.1.

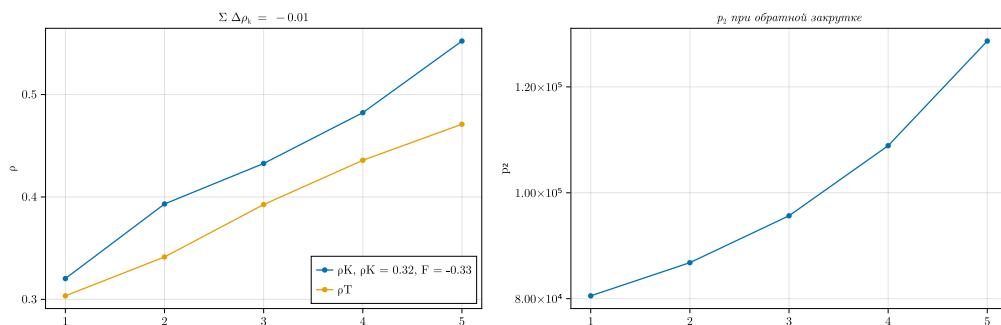


Рисунок 7.1 — Градиент давления на последней ступени в радиальном направлении при обратном законе закрутки

В рассматриваемом расчете происходит варьирование по четырем параметрам:

1. Угол потока в абсолютном движении на периферии: $13^\circ < \alpha_1 < \alpha_{1\text{ cp}}$;
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 7.2.

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.

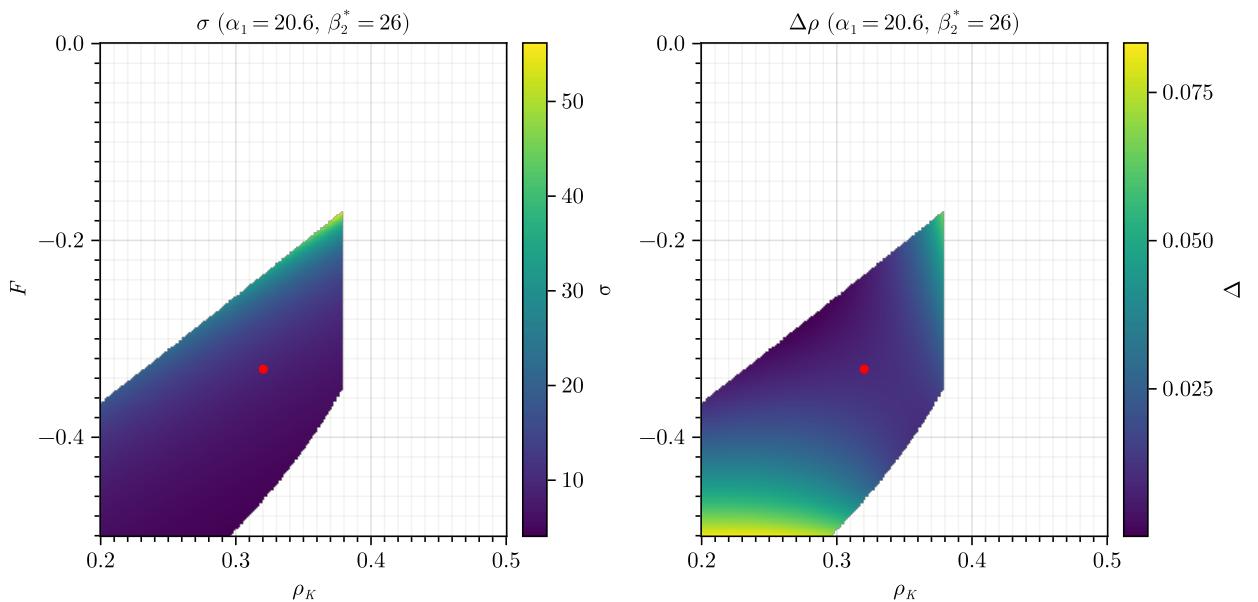


Рисунок 7.2 — Поле распределения значений α_2 и Δ при допустимых значениях параметров

Найдём значения вспомогательных параметров:

$$n_1 = \frac{\ln\left(\frac{\tg(\alpha_{1 \text{ nep}})}{\tg(\alpha_{1 \text{ cp}})}\right)}{\ln\left(\frac{r_{1 \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}}}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{\tg(20.6^\circ)}{\tg(23.01^\circ)}\right)}{\ln\left(\frac{0.7293}{0.9166}\right)} = 0.5775; \quad (7.2)$$

$$b_1 = r_{1 \text{ nep}}^{n_1} \cdot \tg(\alpha_{1 \text{ nep}}) = 0.9166^{0.5775} \cdot \tg(20.6^\circ) = 0.3483; \quad (7.3)$$

$$n_2 = \frac{\ln \frac{\operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ nep}}^*)}{\operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ cp}}^*)}}{\ln \left(\frac{r_{2 \text{ nep}}}{r_{2 \text{ cp}}} \right)} = \frac{\ln \left(\frac{\operatorname{tg}(26^\circ)}{\operatorname{tg}(29.94^\circ)} \right)}{\ln \left(\frac{0.9166}{0.7293} \right)} = 0.7275; \quad (7.4)$$

$$b_2 = r_{2 \text{ cp}}^{n_2} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ cp}}^*) = 0.7293^{0.7275} \cdot \operatorname{tg}(29.94^\circ) = 0.4578; \quad (7.5)$$

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

$$A = \frac{F \cdot c_{1z \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}} - r_{1 \text{ cp}}} = \frac{-0.3308 \cdot 207.2}{0.5 \cdot 0.3343} = -410.1; \quad (7.6)$$

$$\begin{aligned} B &= c_{1z \text{ cp}} - \frac{F \cdot c_{1z \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}} - r_{1 \text{ cp}}} \cdot r_{1 \text{ cp}} = \\ &= 207.2 - \frac{-0.3308 \cdot 207.2}{0.5 \cdot 0.3343} \cdot 0.7293 = 498.1; \end{aligned} \quad (7.7)$$

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

$$\begin{aligned} w'_{2u} &= -\frac{u'_1 \cdot w'_{1u} + 2 \cdot u'^2_1 \cdot \rho'_k}{u'_2} = \\ &= -\frac{308.8 \cdot 247.2 + 2 \cdot 308.8^2 \cdot 0.3203}{308.8} = -445.0; \end{aligned} \quad (7.8)$$

Для среднего сечения параметры берутся из расчета по среднему диаметру, для остальных сечений для расчёта применяются формулы, представленные в таблице 7.1.

Результаты расчета закрутки на последней ступени по обратному закону для пяти сечений представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 — 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	26.39	24.54	23.01	21.72	20.6
$c_{1z} = r \cdot A + B$	м/с	556.0	528.9	487.9	434.3	369.0
$c_{1u} = \frac{c_{1z}}{\tan(\alpha_1)}$	м/с	275.8	241.5	207.2	173.0	138.7
$c_{1r} = c_{1z} \cdot \tan(\gamma_1)$	м/с	0	25.38	44.05	56.20	61.74
$c_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + c_{1u}^2 + c_{1r}^2}$	м/с	620.6	582.0	530.1	470.8	399.0
$u_1 = 2\pi r \cdot \frac{n}{60}$	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	247.2	172.5	83.86	-17.41	-130.4
$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1z}}{w_{1u}}\right)$	град	48.14	54.47	67.97	95.75	133.2
$w_1 = \frac{c_{1z}}{w_{1u}}$	м/с	370.3	297.9	223.6	182.7	200.1
$w_{2u} = w_{2u}^1 +$	м/с	-445.0	-430.3	-415.5	-400.8	-386.1
$c_{2u} = w_{2u} + u_2$	м/с	-136.2	-68.08	-0.050 65	68.08	136.2
$c_{2z} = -w_{2u} \cdot \tan(\beta_2^*)$	м/с	318.1	273.9	239.4	211.4	188.3
$c_2 = \sqrt{c_{2z}^2 + c_{2u}^2 + c_{2r}^2}$	м/с	346.0	283.7	239.4	232.5	247.1
$c_{2r} = c_{2z} \cdot \tan(\gamma_2)$	м/с	0	28.79	50.88	68.70	83.85
$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2z}}{c_{2u}}\right)$	град	66.83	76.04	89.99	107.8	125.9
$\beta_2^* = \arctan\left(\frac{b_2}{r_2^n}\right)$	град	35.56	32.48	29.94	27.81	26
$w_2 = \frac{c_{2z}}{\sin(\beta_2^*)}$	м/с	547.0	510.0	479.6	453.2	429.6
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2C_p}$	°C	924.0	944.0	969.0	994.6	1022
$p_1 = p_0^* \cdot \chi^1 \cdot$ $\cdot \left(1 - \frac{c_1^2}{\frac{k}{k-1} \cdot 2R \cdot T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	114 300	124 600	138 400	153 800	171 400
$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	кг/м³	0.4310	0.4600	0.4978	0.5389	0.5844
$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2C_p}$	°C	983.3	982.4	990.6	1009	1039
$T_2 = T_{w_1}^* - \frac{w_2^2}{2C_p}$	°C	853.9	869.9	891.2	920.3	959.2

$p_2 = p_0^* \cdot \chi^1 \cdot \chi^2 \cdot$ $\cdot \left(1 - \frac{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2}{\frac{k}{k-1} \cdot 2R \cdot T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	80 530	86 800	95 650	108 900	128 700
$\rho_2 = \frac{p_2}{T_2 \cdot R}$	кг/м ³	0.3286	0.3476	0.3740	0.4123	0.4674
$\rho_T = \frac{\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$		0.3034	0.3414	0.3926	0.4358	0.4710
$H_p = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	81 020	83 650	85 310	78 070	60 520
$H_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	213 700	212 800	197 200	161 900	109 600
$\rho_K = \frac{H_p}{H_u}$		0.3203	0.3931	0.4327	0.4823	0.5523
$\rho_{kn} = a(r - r_1)^2 + b(r - r_1) + c$		0.3203	0.3758	0.4327	0.4911	0.5509
$\Delta\rho_k = \rho_{kn} - \rho_K$		0	-0.017 37	0	0.008 772	-0.001 380

8 ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ И СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ

Основываясь на углах из таблицы 7.1, 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 7. Построение проводится с помощью введения дополнительного параметра относительной координаты $t(x)$ и описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} h = (x_2 - x_1) \\ t(x) = (x - x_1)/h \\ p(t) = y_1 \cdot (1 + 2t)(1 - t)^2 + y_2 \cdot t^2(3 - 2t) + \\ + h \cdot [\operatorname{tg}(\alpha_1)t(1 - t)^2 + \operatorname{tg}(\alpha_2)t^2(t - 1)] \end{cases} \quad (8.1)$$

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 [1].

Для демонстрации конфузорности 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*.

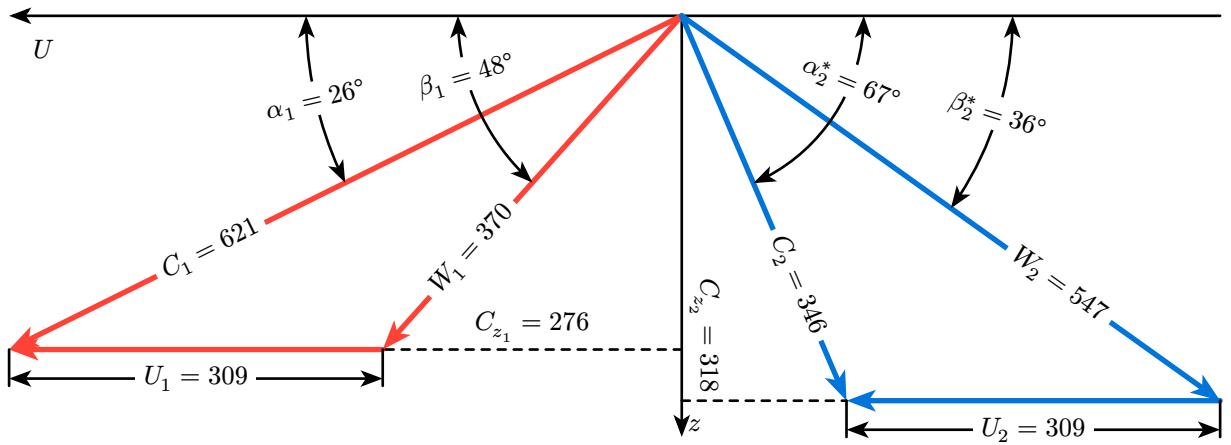


Рисунок 8.1 — Треугольник скоростей на корневом сечении рабочей лопатки последней ступени турбины

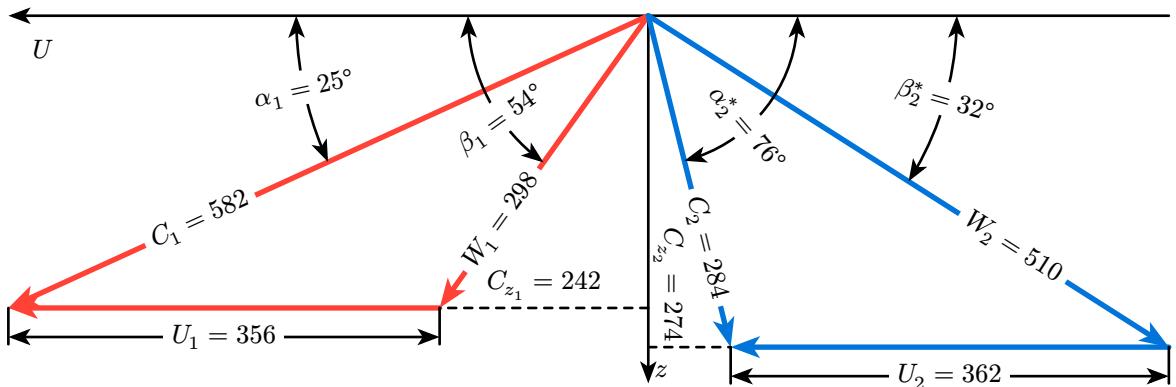


Рисунок 8.2 — Треугольник скоростей на средне-корневом сечении рабочей лопатки последней ступени турбины

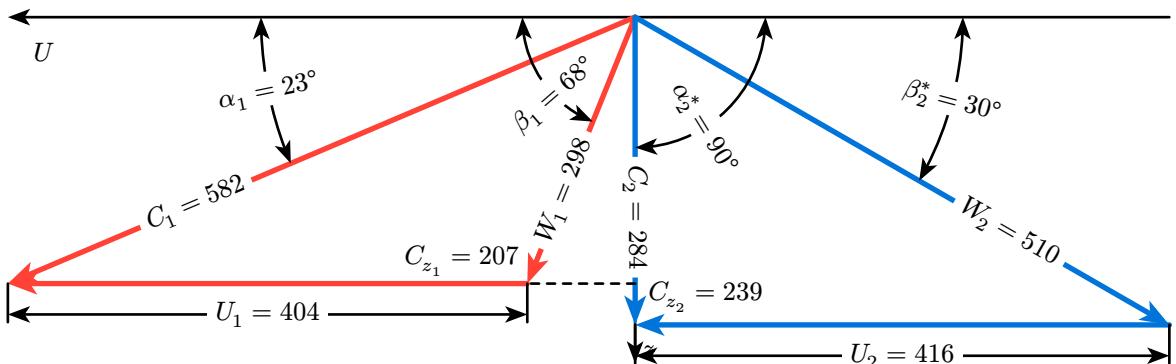


Рисунок 8.3 — Треугольник скоростей на среднем сечении рабочей лопатки последней ступени турбины

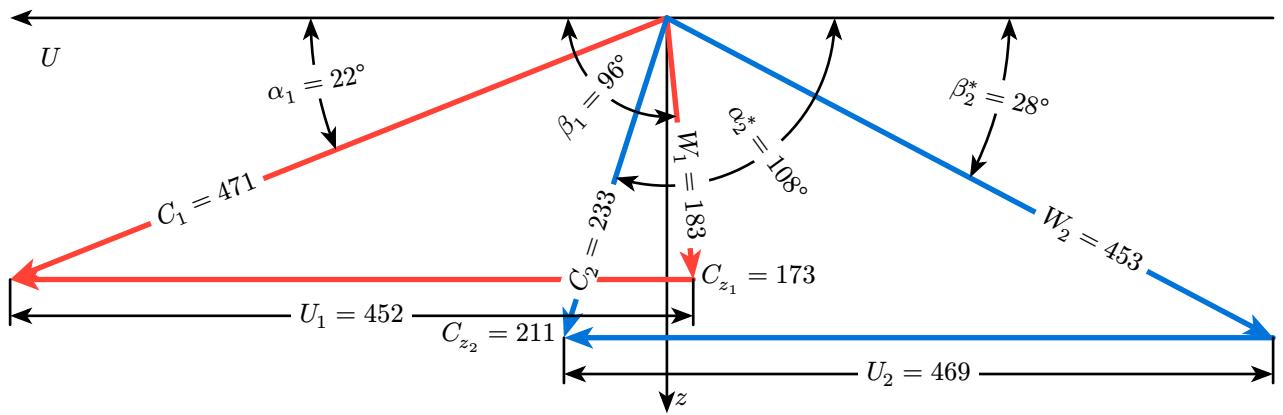


Рисунок 8.4 — Треугольник скоростей на периферийном сечении рабочей лопатки последней ступени турбины

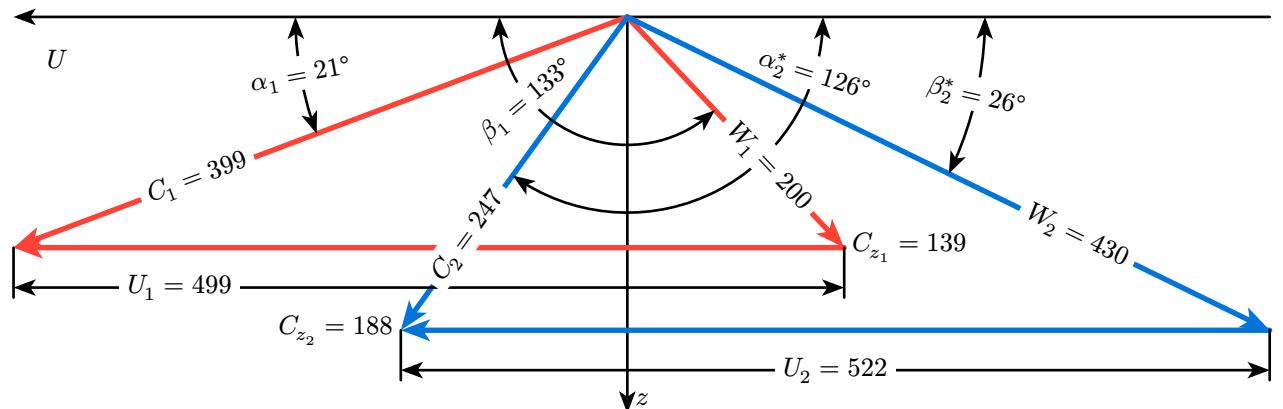


Рисунок 8.5 — Треугольник скоростей на периферийном сечении рабочей лопатки последней ступени турбины

9 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.

9.1 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

9.2 Основные элементы установки и их взаимосвязь

9.2.1 Комплексное воздухоочистительное устройство

Одним из критически важных факторов надежной и долговечной работы ГТУ является качество воздуха, подаваемого на вход компрессора. Атмосферный воздух содержит твердые частицы пыли и песка, соли, влагу и другие загрязнители, которые вызывают абразивный износ, коррозию, загрязнение и засоление проточной части. Для защиты ГТУ от этих угроз применяются комплексные воздухоочистительные устройства (КВОУ), которые представляют собой многоступенчатые системы фильтрации. На рисунке 1 изображена компоновка ГТЭ-65 с установленной КВОУ [12].

9.2.2 Компрессор

9.2.3 Камера сгорания

9.2.4 Турбина

9.2.5 Вал

9.2.6 Корпус

9.2.7 Подшипники

Подшипники служат для фиксации положения ротора в пространстве, не препятствуя вращательному движению. При этом подшипники ГТУ должны компенсировать осевые и радиальные перемещения, выполнять роль демпфера. В проектируемой установке, как и в большинстве стационарных ГТУ, используются подшипники скольжения. Это подшипники, вращение вала в которых происходит в масляном слое без соприкосновения твердых поверхностей ротора и вкладыша. Такие подшипники просты в обслуживании за счет вертикального разъема, выдерживают большие статические и динамические нагрузки, а также проще в изготовлении, чем подшипники качения той же грузоподъемности. Однако, они требуют маслоснабжения и имеет большие потери на трение, чем подшипники качения.

Для фиксации ротора необходим как минимум один опорно-упорный подшипник и один опорный, их расположение зависит от направления равнодействующей осевых усилий на роторе. В проектируемой установке ротор двухпорный, упорно-опорный подшипник расположен со стороны компрессора, тогда как опорный подшипник расположен со стороны турбины.

Опорно-упорный подшипник выполнен со сферической опорной частью вкладыша, обеспечивающей самоустановку для компенсации статического прогиба ротора. В качестве антифрикционного материала на опорной и упорной частях применен баббит Б83, к каждой из частей масло подводится раздельно. Марка турбинного масла Тп-22С. На опорной части и упорных колодках предусмотрена установка термометров сопротивления. Упорная часть подшипника рассчитана на восприятие суммарной нагрузки не более 10 т. Конструкция опорно-упорного подшипника приведена на рисунке 1.

Опорный подшипник ГТУ находится в выхлопном диффузоре. Подвод и отвод масла, а также каналы датчиков температуры масла проходят через три ребра-обтекателя, находящиеся за последней ступенью турбины. Опорный подшипник, как и опорно-упорный, обладает сферическим вкладышем для самоустановки, в качестве антифрикционного материала также используется баббит Б-83. Конструкция опорного подшипника приведена на рисунке 2.

9.3 Передача моментов по цепочке от источника до потребителя

9.4 Муфты

Соединения валов турбины, редуктора и генератора производится через муфты. Такие муфты должны передавать радиальные усилия и компенсировать осевые, иметь возможность их разборки и замены без нарушения центровки вала. Наиболее целесообразно использование механических муфт, поскольку они обладают небольшими потерями, а также не нуждаются в маслонаполнении. В проектируемой установке используются пластинчатые и зубчатые муфты.

Пластинчатая муфта используется при передачи момента с вала турбогруппы на ведущий вал редуктора и представляет из себя гибкую неразъемную муфту, состоящую из двух пакетов тонких металлических пластин, зажатых между фланцами соединительными болтами. Такая конструкция позволяет сглаживать вибрации, демпфировать колебания ротора, не требует масла и позволяет компенсировать осевые и радиальные смещения за счет упругости пластин.

Зубчатая муфта используется для передачи момента с ведомого вала редуктора на вал генератора и состоит из двух основных элементов: втулок (устанавливаются на валы ведущей и ведомой частей механизма, имеют наружные зубья) и обечаек (надеваются на втулки и имеют внутренние зубья, зубчатое соединение с втулками образует подвижную связь).

9.5 Редуктор

Так как вал генератора должен иметь определенную частоту вращения 3000 об/мин, обусловленную частотой сети 50 Гц, а вал проектируемой турбины вращается с частотой 5441 об/мин при номинальном режиме, в кинематической схеме необходим редуктор. Для установки используется редуктор, изготавливаемый предприятием «Киров-Энергомаш» со следующими характеристиками:

1. Тип зацепления шевронный;
2. Максимальная передаваемая мощность 80 МВт;

3. КПД редуктора 98.4%
4. Масса редуктора и соединительных муфт 16.5 т;
5. Корпус и рама сварные;
6. Шестерня и ведомое колесо редуктора изготовлены из стали 36Х2Н2МФА;
7. Убыя передачи имеют модуль 10, упрочнены азотированием.

В редукторе применяются подшипники с баббитовой наплавкой, система маслоснабжения редуктора объединена с турбогруппой. На крышке редуктора установлено вертикальное червячное валоповоротное устройство, которое позволяет вращать одновременно весь валопровод ГТУ электроприводом с частотой вращения 6,8 об/мин.

9.6 Уплотнения

9.7 Тепловые расширения

Эксплуатация ГТУ происходит в условиях чрезвычайно высоких температур, что приводит к значительным тепловым деформациям конструкционных элементов. Управление этими расширениями является одной из ключевых задач для обеспечения надежности, эффективности и долговечности двигателя. Неправильный учет тепловых деформаций может привести к снижению КПД, повреждению лопаток и, в худшем случае, к катастрофическому разрушению установки.

9.8 Охлаждение проточной части турбины

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

10 НУ ЭЭЭ... СПЕЦЧАСТЬ НАВЕРНОЕ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Роджерс Д.Ф., Адамс Д.А. Математические основы машинной графики. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Мир, 2001.