

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

По дисциплине «Энергетические установки»
Газотурбинная установка мощностью 65 МВт
(семестр 3)

Выполнил:

студент ВШЭМ СПбГУ

А. К. Дмитриев

Проверил:

профессор ВШЭМ СПбГУ

Е. Ю. Семакина

Санкт-Петербург — 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1 Термодинамический и газодинамический расчет	4
1.1 Исходные данные	4
1.2 Методы и пример расчета параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части ГТУ. Определение основных характеристик ГТУ	4
2 Вариантный расчет ГТУ на ЭВМ	7
2.1 Результаты расчета	7
2.2 Выбор степени повышения давления в компрессоре и начальной температуры газа перед турбиной	7
3 Приближенный расчет осевого компрессора	8
4 Расчет турбины	12
4.1 Исходные данные для расчета	12
4.2 Предварительный расчет турбины	12
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	12
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	13
ПРИЛОЖЕНИЕ А	13
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	13

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 Термодинамический и газодинамический расчет

1.1 Исходные данные

1. Полезная мощность $N =$;
2. Температура газа перед турбиной;
3. Параметры наружного воздуха;
4. Топливо — природный газ;
5. Прототип установки — ГТЭ-65, изображен на рисунке в приложении Б;
6. Частота вращения вала турбины — $n =$;

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];

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

1.2 Методы и пример расчета параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части ГТУ. Определение основных характеристик ГТУ

Расчет производится по методике из пособия [2] (с. 77-78).

Зададимся параметром степени повышения давления $\pi_k^* = \frac{P_2^*}{P_1^*} =$;

Газовая постоянная воздуха: $R_b =$;

Удельная изобарная теплоемкость воздуха: $c_{p_b} =$;

Коэффициент Пуассона для воздуха: $k_b = \frac{c_{p_b}}{c_{p_b} - R_b} =$;

Принимаем коэффициент потерь полного давления во входном устройстве ГТУ $\sigma_{вх}^* =$;

Давление воздуха перед компрессором:

$$P_1^* = \sigma_{вх}^* \cdot P_H = \quad (1.1)$$

Температура воздуха перед компрессором:

$$T_1^* = T_H = \quad (1.2)$$

Давление воздуха за компрессором:

$$P_2^* = \pi_k^* \cdot P_1^* = \quad (1.3)$$

Определим T_2^* (температуру воздуха за компрессором):

$$T_2^* = T_H^* \cdot (\pi_k^*)^{\frac{k_B-1}{k_B}} = \quad (1.4)$$

Работа, соответствующая изоэнтروпийному перепаду в компрессоре:

$$H_{ок}^* = C_{p_B} \cdot T_1^* \cdot \left[(\pi_k^*)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right] = \quad (1.5)$$

$\eta_{к ад} = 0.91$ — политропный КПД компрессора, его выбор для расчета обусловлен тем, что он мало зависит от степени повышения давления в компрессоре π_k^* .

Полезная работа в компрессоре:

$$H_K = \frac{H_{ок}^*}{\eta_{к ад}} = \quad (1.6)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в камере сгорания $\sigma_{кс}^* = 0.96$;

Давление газа перед турбиной:

$$P_3^* = P_2^* \cdot \sigma_{кс}^* = \pi_k^* \cdot P_1^* \cdot \sigma_{кс}^* = \quad (1.7)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в выходном устройстве ГТУ $\sigma_{вых}^* =$;

Давление газа за турбиной:

Степень расширения газа в турбине:

$$P_4^* = \frac{P_H^*}{\sigma_{вых}^*} = \quad (1.8)$$

Работа, соответствующая изоэнтропийному перепаду в турбине:

Полезная работа в турбине:

Температура газа за турбиной T_4^* определяется как:

Примем коэффициенты механических потерь в турбине и компрессоре $\eta_{мт} =$; $\eta_{мк} =$;

Расход воздуха через компрессор:

Теплота с учетом потерь в камере сгорания:

Примем КПД камеры сгорания $\eta_{кс} =$;

Расход теплоты:

Эффективный КПД ГТУ:

Коэффициент полезной работы ГТУ:

Относительное количество воздуха, содержащегося в продуктах сгорания за камерой сгорания:

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

Относительный расход топлива:

Допустимая температура для стали лопаток: $T_{ст} = K$;

Расход воздуха для охлаждения статора:

Расход воздуха для охлаждения ротора:

Общий расход воздуха для охлаждения турбины:

Относительный расход охлаждающего воздуха по отношению к расходу воздуха через компрессор:

Расход топлива:

Коэффициент располагаемой мощности:

Удельная эффективная работа ГТУ:

Коэффициент полезной мощности:

2 Вариантный расчет ГТУ на ЭВМ

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

2.1 Результаты расчета

Графики на рисунках отражают результаты расчета. Полные результаты расчета смотреть в Приложении Б.

2.2 Выбор степени повышения давления в компрессоре и начальной температуры газа перед турбиной

Максимальный КПД установки достигается при максимальной температуре газа перед турбиной – К. Жаростойкость материала лопаток турбины не позволяет выдерживать такую температуру, поэтому в качестве входной температуры на турбину выберем К. Экстремум графика зависимости эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_K^* =$ и $\eta_e =$. Выбор такой степени сжатия неоправдан, 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 $\pi_K^* =$, значение эффективного КПД ГТУ при этом $\eta_e =$. Коэффициент полезной работы ГТУ с увеличением монотонно уменьшается, однако уменьшение с целью увеличения нецелесообразно, поскольку величина коэффициента полезной работы ГТУ увеличивается незначительно, при этом снижается величина эффективной удельной работы.

Таким образом, для дальнейших расчетов принимаем:

3 Приближенный расчет осевого компрессора

Расчет производится в соответствии со схематическими продольными разрезами на рисунке и рисунке по методике из пособия [3].

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.4.2). Определим параметры P и T в трех сечениях.

Давление воздуха в сечении 1-1:

Температура в сечении 1-1:

Давление воздуха в сечении К-К:

Давление в сечении 2-2:

Значение плотностей:

$$\rho_1 = \frac{P_1^*}{R_b \cdot T_1^*} = \quad (3.9)$$

Примем КПД компрессора $\eta_{ад}^* = 0.88$;

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} = \quad (3.10)$$

$$\frac{k}{k-1} \cdot \eta_{ад}^* = \frac{n}{n-1} \quad (3.11)$$

Примем величины осевой составляющей абсолютных скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно $C_{z_1} =$ и $C_{z_2} =$. Втулочное отношение выберем $\nu_1 =$. Расход воздуха G_b .

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

$$G_b = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{H_1}^2 - D_{BT_1}^2) \cdot C_{z_1} = \quad (3.12)$$

Откуда,

$$D_{H_1} = \sqrt{\frac{4G_b}{\rho_1 \cdot \pi \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot C_{z_1}}} = \quad (3.13)$$

Диаметр втулки первой ступени:

$$D_{BT_1} = \nu_1 \cdot D_{H_1} = \quad (3.14)$$

Средний диаметр первой ступени:

$$D_{cp_1} = \frac{D_{H_1} + D_{BT_1}}{2} = \quad (3.15)$$

Длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{H1} - D_{BT1}}{2} = \quad (3.16)$$

Размеры проходного сечения 2-2:

$$F_2 = \frac{G_B}{C_{z_2} \cdot \rho_2} = \quad (3.17)$$

Принимаем в проточной части $D_{BT} = \text{const.}$

Тогда:

$$\nu_2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1+4F_2}{\pi \cdot D_{BT1}^2}}} = \quad (3.18)$$

Длина рабочей лопатки на последней ступени:

$$l_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\nu_2} - 1 \right) \cdot D_{BT1} = \frac{1}{2}() \quad (3.19)$$

Для расчета частоты вращения необходимо задать окружную скорость на наружном диаметре первой ступени u_{H1} =, тогда:

$$n = \frac{60 \cdot u_{H1}}{\pi \cdot D_{H1}} = \quad (3.20)$$

Таким образом, для соединения вала турбоагрегата с валом генератора необходимо использовать редуктор, понижающий обороты до, передаточное отношение которого

Адиабатический напор в проточной части компрессора по полным параметрам:

$$H_{\text{ад. пр. ч.}}^* = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_1^* \cdot \left[\left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \quad (3.21)$$

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

Выберем средний теоретический напор

Число ступеней компрессора:

Принимаем

Теоретический напор в первой ступени:

Теоретический напор в средних ступенях:

Теоретический напор в последней ступени:

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

$$\sum h_i \approx H_k^* = \quad (3.22)$$

Уточняем величину окружной скорости на среднем диаметре первой ступени:

$$u_{cp1} = \frac{\pi \cdot D_{cp1} \cdot n}{60} = \quad (3.23)$$

Производим расчет первой ступени по среднему диаметру;

Коэффициент расхода на среднем диаметре:

$$\varphi_1 = \frac{C_{z1}}{u_{cp1}} = \quad (3.24)$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{u_{cp1}^2} = \quad (3.25)$$

Отношение:

$$\frac{\bar{h}_1}{\varphi} = \quad (3.26)$$

Зададим степень реактивности $\Omega =$ и найдем:

$$\frac{\Omega}{\varphi} = \quad (3.27)$$

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

Коэффициент:

$$J = \frac{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)}{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}} = \quad (3.28)$$

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

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{вт} = \frac{t}{b} \cdot \frac{D_{вт1}}{D_{cp1}} = \quad (3.29)$$

Окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса принимаем одинаковыми, т. е. $u_{cp1} = u_{cp2} = u =$.

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

$$C_{u1} = u(1 - \Omega) - \frac{h_1}{2u} = \quad (3.30)$$

На выходе из рабочего колеса:

$$C_{u_2} = u(1 - \Omega) + \frac{h_1}{2u} = \quad (3.31)$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо:

$$C_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + C_{u_1}^2} = \quad (3.32)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_1 = \text{arcctg} \left(\frac{C_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arctg} () \quad (3.33)$$

Температура воздуха перед рабочим колесом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B} = \quad (3.34)$$

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

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u = \quad (3.35)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$W_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + W_{u_1}^2} = \quad (3.36)$$

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

$$M_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T}} = \quad (3.37)$$

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

$$\beta_1 = \text{arcctg} \left(\frac{W_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \quad (3.38)$$

Уменьшение осевой составляющей скорости в одной ступени:

$$\Delta C_z = \frac{C_{z_1} - C_{z_3}}{i} = \quad (3.39)$$

Осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса первой ступени:

$$C_{z_2} = C_{z_1} - \frac{\Delta C_z}{2} = \quad (3.40)$$

Абсолютная скорость на выходе в рабочее колесо:

$$C_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + C_{u_2}^2} = \quad (3.41)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_2 = \text{arccctg} \left(\frac{C_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arctg} () \quad (3.42)$$

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

$$W_{u_2} = C_{u_2} - u = \quad (3.43)$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + W_{u_2}^2} = \quad (3.44)$$

Наклон выходной относительной скорости:

$$\beta_2 = \text{arctg} \left(\frac{W_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \quad (3.45)$$

Угол поворота в решетке рабочего колеса:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = \quad (3.46)$$

Коэффициент расхода на внешнем диаметре:

$$\varphi_H = \frac{C_{z_1}}{u_{H_1}} = \quad (3.47)$$

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

$$M_{W_c} = u_{H_1} \cdot \frac{\sqrt{1 + \varphi_H^2}}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1^*}} = \quad (3.48)$$

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

На рисунке приведён построенный по полученным данным треугольник скоростей:

4 Расчет турбины

4.1 Исходные данные для расчета

4.2 Предварительный расчет турбины

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Барсков В.В. и др. Стационарные газотурбинные установки. Технические характеристики. Расчет тепловых схем: учебное пособие. 2023.
2. Лапшин К.Л. Математические модели проточных частей в проектировочных газодинамических расчётах осевых тепловых турбин на ЭВМ: учебное пособие.. 2-е изд. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2014.
3. Ю.С.Подобуев. Приближенный расчет осевого компрессора. 1981.
4. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Машиностроение, 1979. сс. 430–431.
5. Лапшин К.Л., Оленников С.Ю. Выбор параметров рабочего процесса газотурбинного двигателя с использованием ЭВМ. ЛПИ, 1988.
6. Цанев С.В. и др. Газотурбинные энергетические установки. Издательский дом МЭИ, 2011.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ПРИЛОЖЕНИЕ Б