

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:

аспирант ВШЭМ СПбПУ

А. А. Фёдоров

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	8
2.1 Результаты расчета	8
2.2 Выбор степени повышения давления в компрессоре и начальной температуры газа перед турбиной	8
3 Приближенный расчет осевого компрессора	9
4 Расчет турбины	15
4.1 Исходные данные для расчета	15
4.2 Предварительный расчет турбины	15
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	18
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	19
ПРИЛОЖЕНИЕ А	20
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	21

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 $N = 65000000$;
2. Температура газа перед турбиной $T_3^* = 1643.15 K$;
3. Параметры наружного воздуха $P_H = 101300$, $T_H = 288 K$;
4. Топливо — природный газ;
5. Прототип установки — ГТЭ-65, изображен на рисунке в приложении Б;
6. Частота вращения вала турбины — $n = 5441 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;

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];

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 $\pi_k^* = \frac{P_2^*}{P_1^*} = 18$;

Газовая постоянная воздуха: $R_B = 287$;

Удельная изобарная теплоемкость воздуха: $c_{p_B} = 1030$;

Коэффициент Пуассона для воздуха: $k_B = \frac{c_{p_B}}{c_{p_B} - R_B} = 1.018$;

Принимаем коэффициент потерь полного давления во входном устройстве ГТУ $\sigma_{вх}^* = 0.99$;

Давление воздуха перед компрессором:

$$P_1^* = \sigma_{вх}^* \cdot P_H = 0.99 \cdot 101300 = 99980 \text{ Па}; \quad (1.1)$$

Температура воздуха перед компрессором:

$$T_1^* = T_H = 288 K; \quad (1.2)$$

Давление воздуха за компрессором:

$$P_2^* = \pi_k^* \cdot P_1^* = 18 \cdot 99980 = 1800000 \text{ Па}; \quad (1.3)$$

Определим T_2^* (температуру воздуха за компрессором):

$$T_2^* = T_H^* \cdot (\pi_k^*)^{\frac{k_B-1}{k_B}} = 288 \cdot 18^{\frac{1.018-1}{1.018}} = 644.4\text{K}; \quad (1.4)$$

Работа, соответствующая изоэнтروпийному перепаду в компрессоре:

$$\begin{aligned} H_{\text{ок}}^* &= C_{p_B} \cdot T_1^* \cdot \left[(\pi_k^*)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right] = \\ &= 1030 \cdot 288 \cdot \left[18^{\frac{1.018-1}{1.018}} - 1 \right] = 367100 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (1.5)$$

$\eta_{\text{к ад}} = 0.91$ — 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:

$$H_{\text{к}} = \frac{H_{\text{ок}}^*}{\eta_{\text{к ад}}} = \frac{367100}{0.91} = 403400 \text{ Дж/кг}; \quad (1.6)$$

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

Давление газа перед турбиной:

$$P_3^* = P_2^* \cdot \sigma_{\text{кс}}^* = 1800000 \cdot 0.96 = 1728000 \text{ Дж/кг}; \quad (1.7)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в выходном устройстве ГТУ $\sigma_{\text{вых}}^* = 0.98$;

Давление газа за турбиной:

$$P_4^* = \frac{P_3^*}{\sigma_{\text{вых}}^*} = \frac{1728000}{0.98} = 102800 \text{ Дж/кг}; \quad (1.8)$$

Степень расширения газа в турбине:

$$\pi_{\text{т}}^* = \frac{P_3^*}{P_4^*} = \frac{1728000}{102800} = 16.8; \quad (1.9)$$

Работа, соответствующая изоэнтропийному перепаду в турбине:

$$\begin{aligned} H_{\text{от}}^* &= c_{p_{\Gamma}} \cdot T_3^* \cdot \left[1 - (\pi_{\text{т}}^*)^{-\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} \right] = \\ &= 1030 \cdot 1643.15 \cdot \left[1 - 16.8^{-0.2481} \right] = 959600 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (1.10)$$

Принимаем политропный КПД турбины $\eta_{\text{т пол}} = 0.87$;

Полезная работа в турбине:

$$H_{\text{т}} = H_{\text{от}}^* \cdot \eta_{\text{т пол}} = 959600 \cdot 0.87 = 834800 \text{ Дж/кг}; \quad (1.11)$$

Температура газа за турбиной T_4^* определяется как:

$$T_4^* = T_3^* \cdot (\pi_{\text{т}}^*)^{-\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} = 1643.15 \cdot 16.8^{-0.2481} = 815.9\text{K}; \quad (1.12)$$

Примем коэффициенты механических потерь в турбине и компрессоре $\eta_{\text{мт}} = 0.995$, $\eta_{\text{мк}} = 0.995$;

Расход воздуха через компрессор:

$$G_b = \frac{N_e}{H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_k}{\eta_{MK}}} = \frac{65000000}{834800 \cdot 0.995 - \frac{403400}{0.995}} = 152.9; \quad (1.13)$$

Теплота с учетом потерь в камере сгорания:

$$Q'_1 = c_{p_r} \cdot (T_3^* - T_2^*) = 1030 \cdot (1643.15 - 644.4) = 1159000; \quad (1.14)$$

Примем КПД камеры сгорания $\eta_{KC} = 0.98$;

Расход теплоты:

$$Q_1 = \frac{Q'_1}{\eta_{KC}} = \frac{1159000}{0.98} = 1182000; \quad (1.15)$$

Эффективный КПД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_k}{\eta_{MK}}}{Q_1} = \frac{834800 \cdot 0.995 - \frac{403400}{0.995}}{1182000} = 0.3597; \quad (1.16)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_k}{\eta_{MK}}}{H_T \cdot \eta_{MT}} = \frac{834800 \cdot 0.995 - \frac{403400}{0.995}}{834800 \cdot 0.995} = 0.5119 \quad (1.17)$$

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

$$g_b = \frac{Q_p^H \cdot \eta_{KC} + h_T + L_0 \cdot c_{p_b} \cdot t_2^* - (L_0 + 1) \cdot (c_{p_r})_{\alpha=1} \cdot t_3^*}{c_{p_b} \cdot (t_3^* - t_2^*)} =$$

$$= \frac{44300000 \cdot 0.98 + 15 \cdot 1030 \cdot 371.3 - (15 + 1) \cdot 1200 \cdot 1370}{1030 \cdot (1370 - 1370)} = 22.21; \quad (1.18)$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{L_0 + g_b}{L_0} = \frac{15 + 22.21}{15} = 2.481; \quad (1.19)$$

Относительный расход топлива:

$$g_T = \frac{1}{\alpha \cdot L_0} = \frac{1}{2.481 \cdot 15} = 0.02688; \quad (1.20)$$

Допустимая температура для стали лопаток: $T_{CT} = 1100K$;

Расход воздуха для охлаждения статора:

$$g_{охл}^c = 0.11 + 0.25 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3^* - T_{CT}) =$$

$$= 0.11 + 0.25 \cdot 10^{-4} \cdot (1643.15 - 1100) = 0.02358; \quad (1.21)$$

Расход воздуха для охлаждения ротора:

$$g_{\text{охл}}^p = 0.08 + 0.22 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3^* - T_{\text{ст}}) =$$

$$= 0.08 + 0.22 \cdot 10^{-4} \cdot (1643.15 - 1100) = 0.09195; \quad (1.22)$$

Общий расход воздуха для охлаждения турбины:

$$g_{\text{охл}} = \sigma_{\text{yt}} \cdot (g_{\text{охл}}^c + g_{\text{охл}}^p) = 1.15 \cdot (0.02358 + 0.09195) = 0.1329; \quad (1.23)$$

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

$$g'_{\text{охл}} = \frac{(1 + g_{\text{т}}) \cdot g_{\text{охл}}}{1 + (1 + g_{\text{т}}) \cdot g_{\text{охл}}} = \frac{(1 + 0.02688) \cdot 0.1329}{1 + (1 + 0.02688) \cdot 0.1329} = 0.12; \quad (1.24)$$

Расход топлива:

$$G_{\text{т}} = g_{\text{т}} \cdot (1 - g'_{\text{охл}}) \cdot G_{\text{в}} = 0.02688 \cdot (1 - 0.12) \cdot 152.9 = 3.615; \quad (1.25)$$

Коэффициент располагаемой мощности:

$$\Omega_{\text{рас}} = H_{\text{от}}^* \cdot \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{т}}} = 959600 \cdot \frac{152.9}{3.615} = 40580000; \quad (1.26)$$

Удельная эффективная работа ГТУ:

$$H_e = (1 + g_{\text{т}}) \cdot (1 - g'_{\text{охл}}) \cdot H_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{мт}} - \frac{H_{\text{к}}}{\eta_{\text{мк}}} =$$

$$= (1 + 0.02688) \cdot (1 - 0.12) \cdot 834800 \cdot 0.995 - \frac{403400}{0.995} = 349200 \text{ Дж/кг}; \quad (1.27)$$

Коэффициент полезной мощности:

$$\Omega_{\text{пол}} = H_e^* \cdot \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{т}}} = 349200 \cdot \frac{152.9}{3.615} = 14770000; \quad (1.28)$$

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 – 1743К. Жаростойкость материала лопаток турбины не позволяет выдерживать такую температуру, поэтому в качестве входной температуры на турбину выберем 1693К. 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 $\pi_K^* = 16$, 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:

$$P_1^* = \sigma_{\text{вх}}^* \cdot P_{\text{н}} = 0.99 \cdot 101300 = 100300 \text{ Па}; \quad (3.1)$$

Температура в сечении 1-1:

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

Давление воздуха в сечении К-К:

$$P_{\text{к}}^* = P_{\text{н}} \cdot \pi_{\text{к}}^* = 101300 \cdot 16 = 1621000 \text{ Па}; \quad (3.3)$$

Давление в сечении 2-2:

$$P_2^* = \frac{P_{\text{к}}^*}{\sigma_{\text{вых}}^*} = \frac{1621000}{0.98} = 1654000 \text{ Па}; \quad (3.4)$$

Значение плотностей:

$$\rho_1 = \frac{P_1^*}{R_{\text{в}} \cdot T_1^*} = \frac{100300}{287 \cdot 288} = 1.213; \quad (3.5)$$

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

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} = 1.213 \left(\frac{1654000}{100300} \right)^{\frac{1}{1.463}} = 8.241; \quad (3.6)$$

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

$$\frac{1.33}{1.33-1} \cdot 0.91 = \frac{n}{n-1} \Rightarrow n = 1.463; \quad (3.8)$$

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 $\nu_1 = 0.5$. Расход воздуха $G_{\text{в}} = 152.9 \text{ кг/с}$.

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

$$\begin{aligned} G_{\text{в}} &= \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{н}_1}^2 - D_{\text{вт}_1}^2) \cdot C_{z_1} = \\ &= 1.213 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1.236^2 - 0.618^2) \cdot 140 = 152.9 \text{ кг/с}; \end{aligned} \quad (3.9)$$

Откуда,

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

$$= \sqrt{\frac{4152.9}{1.213 \cdot \pi \cdot (1 - 0.5^2) \cdot 140}} = 1.236 \text{ м}; \quad (3.10)$$

Диаметр втулки первой ступени:

$$D_{BT_1} = \nu_1 \cdot D_{H_1} = 0.5 \cdot 1.236 = 0.618 \text{ м}; \quad (3.11)$$

Средний диаметр первой ступени:

$$D_{cp_1} = \frac{D_{H_1} + D_{BT_1}}{2} = \frac{1.236 + 0.618}{2} = 0.927 \text{ м}; \quad (3.12)$$

Длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{H_1} - D_{BT_1}}{2} = \frac{1.236 - 0.618}{2} = 0.309 \text{ м}; \quad (3.13)$$

Размеры проходного сечения 2-2:

$$F_2 = \frac{G_B}{C_{z_2} \cdot \rho_2} = \frac{152.9}{120 \cdot 8.241} = 0.1546 \text{ м}^2; \quad (3.14)$$

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

$$\nu_2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1+4F_2}{\pi \cdot D_{BT_1}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1+40.1546}{\pi \cdot 0.618^2}}} = 0.8124; \quad (3.15)$$

Длина рабочей лопатки на последней ступени:

$$l_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\nu_2} - 1 \right) \cdot D_{BT_1} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{0.8124} - 1 \right) \cdot 0.618 = 0.07137 \text{ м}; \quad (3.16)$$

Для расчета частоты вращения необходимо задать окружную скорость на наружном диаметре первой ступени $u_{H_1} = 352.1 \text{ м/с}$, тогда:

$$n = \frac{60 \cdot u_{H_1}}{\pi \cdot D_{H_1}} = \frac{60 \cdot 352.1}{\pi \cdot 1.236} = 5441 \text{ об/мин}. \quad (3.17)$$

Таким образом, для соединения вала турбоагрегата с валом генератора необходимо использовать редуктор, понижающий обороты до $3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$, передаточное отношение которого $z = \frac{3000}{5441}$.

Адиабатический напор в проточной части компрессора по полным параметрам:

$$\begin{aligned}
H_{\text{ад. пр. ч.}}^* &= \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B \cdot T_1^* \cdot \left[\left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right] = \\
&= \frac{1.018}{1.018 - 1} \cdot 287 \cdot 288 \cdot \left[\left(\frac{1654000}{100300} \right)^{\frac{1.018 - 1}{1.018}} - 1 \right] = 351100 \text{ Дж/кг};
\end{aligned}
\tag{3.18}$$

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

$$H_K^* = \frac{H_{\text{ад. пр. ч.}}^*}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{351100}{0.88} = 399000 \text{ Дж/кг}; \tag{3.19}$$

Выберем средний теоретический напор $h_{\text{ср}} = 27000 \text{ Дж/кг}$.

Число ступеней компрессора:

$$i = \frac{H_K^*}{h_{\text{ср}}} = \frac{399000}{27000} = 15; \tag{3.20}$$

Принимаем $i = 15$.

Теоретический напор в первой ступени:

$$h_1 = (0.6 \dots 0.7) \cdot h_{\text{ср}} = \text{Дж/кг} \tag{3.21}$$

Теоретический напор в средних ступенях:

$$h_{\text{ср. ст.}} = (1.1 \dots 1.2) \cdot h_{\text{ср}} = \text{Дж/кг} \tag{3.22}$$

Теоретический напор в последней ступени:

$$h_{\text{п}} = (0.95 \dots 1) \cdot h_{\text{ср}} = \text{Дж/кг} \tag{3.23}$$

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

$$\sum h_i \approx H_K^* = \text{Дж/кг} \tag{3.24}$$

Уточняем величину окружной скорости на среднем диаметре первой ступени:

$$u_{\text{ср1}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср1}} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.927 \cdot 5441}{60} = 264.1 \text{ м/с}; \tag{3.25}$$

Производим расчет первой ступени по среднему диаметру:

Коэффициент расхода на среднем диаметре:

$$\varphi_1 = \frac{C_{z1}}{u_{\text{ср1}}} = \frac{140}{264.1} = 0.5301; \tag{3.26}$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{u_{cp1}^2} = \frac{17550}{264.1^2} = 0.2516; \quad (3.27)$$

Отношение:

$$\frac{\bar{h}_1}{\varphi} = \frac{0.2516}{0.5301} = 0.4747; \quad (3.28)$$

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

$$\frac{\Omega}{\varphi_1} = \frac{0.5}{0.5301} = 0.9432; \quad (3.29)$$

По графику находим $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1} = 0.6496;$

Коэффициент:

$$J = \frac{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)}{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}} = \frac{0.4747}{0.6496} = 0.7307; \quad (3.30)$$

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

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт}} = \frac{t}{b} \cdot \frac{D_{\text{вт1}}}{D_{\text{cp1}}} = \quad (3.31)$$

Окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса принимаем одинаковыми, т. е. $u_{cp1} = u_{cp2} = u = 264.1$ м/с.

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

$$\begin{aligned} C_{u1} &= u(1 - \Omega) - \frac{h_1}{2u} = \\ &= 264.1 \cdot (1 - 0.5) - \frac{17550}{2 \cdot 264.1} = 98.82 \text{ м/с;} \end{aligned} \quad (3.32)$$

На выходе из рабочего колеса:

$$\begin{aligned} C_{u2} &= u(1 - \Omega) + \frac{h_1}{2u} = \\ &= 264.1 \cdot (1 - 0.5) + \frac{17550}{2 \cdot 264.1} = 165.3 \text{ м/с;} \end{aligned} \quad (3.33)$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо:

$$C_1 = \sqrt{C_{z1}^2 + C_{u1}^2} = \sqrt{140 + 120} = 171.4 \text{ м/с;} \quad (3.34)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_1 = \text{arctg} \left(\frac{C_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{98.82}{140} \right) = 54.78^\circ; \quad (3.35)$$

Температура воздуха перед рабочим колесом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot \frac{k_B}{k_B-1} \cdot R_B} = 288 - \frac{171.4}{2 \cdot \frac{1.018}{1.018-1} \cdot 287} = 273.7\text{K}; \quad (3.36)$$

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

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u = 98.82 - 264.1 = -165.3 \text{ м/с}; \quad (3.37)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$W_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + W_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + (-165.3)^2} = 216.6 \text{ м/с}; \quad (3.38)$$

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

$$M_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1}} = \frac{216.6}{\sqrt{1.018 \cdot 287 \cdot 273.7}} = 0.6563; \quad (3.39)$$

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

$$\beta_1 = \text{arctg} \left(\frac{W_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{-165.3}{140} \right) = 40.27^\circ; \quad (3.40)$$

Уменьшение осевой составляющей скорости в одной ступени:

$$\Delta C_z = \frac{C_{z_1} - C_{z_2}}{i} = \frac{140 - 120}{15} = 1.333 \text{ м/с}; \quad (3.41)$$

Осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса первой ступени:

$$C_{z_2} = C_{z_1} - \frac{\Delta C_z}{2} = 140 - \frac{1.333}{2} = 139.3 \text{ м/с}; \quad (3.42)$$

Абсолютная скорость на выходе в рабочее колесо:

$$C_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + C_{u_2}^2} = \sqrt{139.3^2 + 165.3^2} = 216.2 \text{ м/с}; \quad (3.43)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_2 = \text{arctg} \left(\frac{C_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{165.3}{139.3} \right) = 35.98^\circ; \quad (3.44)$$

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

$$W_{u_2} = C_{u_2} - u = \quad (3.45)$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + W_{u_2}^2} = \sqrt{120^2 + -98.82^2} = 170.8; \quad (3.46)$$

Наклон выходной относительной скорости:

$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{W_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \arctg \left(\frac{-98.82}{120} \right) = 50.53; \quad (3.47)$$

Угол поворота в решетке рабочего колеса:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = 50.53 - 40.27 = 10.26; \quad (3.48)$$

Коэффициент расхода на внешнем диаметре:

$$\varphi_H = \frac{C_{z_1}}{u_{H_1}} = \frac{140}{352.1} = 0.3976; \quad (3.49)$$

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

$$M_{W_c} = u_{H_1} \cdot \frac{\sqrt{1 + \varphi_H^2}}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1^*}} = \quad (3.50)$$

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

По методическим указаниям [2] произведем расчет параметров турбины. Из ранее полученных результатов мы получили основные значения для предварительного расчета турбины.

1. Полное давление и полная температура на входе в турбину:

$$P_0^* = \sigma_{\text{КС}}^* \cdot P_{\text{К}}, \text{ МПа}, \quad (4.1)$$

2. Рабочее тело — газ со следующими характеристиками [4]:

- Газовая постоянная: $R_{\text{г}} = 287$;
- Показатель изоэнтропы: $k_{\text{г}} = 1.33$;
- Изобарная теплоёмкость при заданной температуре и давлении перед турбиной: $c_{p_{\text{г}}} = 1160$.

3. Мощность проектируемой турбины $N_{\text{т}}$:

$$N_{\text{т}} = N_{\text{е}} + N_{\text{к}} = 126000000 \text{ МВт}; \quad (4.2)$$

4. Номинальный расход газа $G_{\text{г}} = 156.5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

5. Частота вращения турбины $n = 5441 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;

6. Адиабатный КПД процесса расширения $\eta_{\text{ад. т.}} = 0.91$;

7. Безразмерная скорость потока за турбиной $\lambda_{c_{2\text{т}}} = 0.5$;

8. Коэффициент, учитывающий механические потери и потери от утечек рабочего тела

4.2 Предварительный расчет турбины

Удельная внутренняя мощность турбины:

$$H_{\text{ут}} = k_N \cdot \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{г}}} = 1.018 \cdot \frac{126000000}{156.5} = 820100; \quad (4.3)$$

Температурный перепад на турбину по параметрам торможения:

$$\Delta T_{\text{т}}^* = \frac{H_{\text{ут}}}{c_{p_{\text{г}}}} = \frac{820100}{1160} = 706.9 \text{ К}; \quad (4.4)$$

Температура торможения за турбиной:

$$T_{2\text{т}}^* = T_0^* - \Delta T_{\text{т}}^* = 1693 - 706.9 = 986.1 \text{ К}; \quad (4.5)$$

Критическая скорость потока газа, выходящего из турбины:

$$\alpha_{\text{кр}_2} = \sqrt{\frac{2 \cdot k_r}{k_r + 1} R_r T_{2r}^*} = \sqrt{\frac{21.33}{1.33 + 1} \cdot 287 \cdot 986.1} = 568.4; \quad (4.6)$$

Скорость потока газа за турбиной:

$$c_{2r} = \lambda_{c_{2r}} \cdot \alpha_{\text{кр}_2} = 0.5 \cdot 568.4 = 284.2; \quad (4.7)$$

Адиабатный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{\text{ад.т.}} = H_{\text{yt}} + \frac{C_{2r}^2}{2} = 820100 + \frac{284.2^2}{2} = 860400; \quad (4.8)$$

Изоэнтروпийный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{\text{от}} = \frac{H_{\text{ад.т.}}}{\eta_{\text{ад.т.}}} = \frac{860400}{0.91} = 945500; \quad (4.9)$$

Температура в потоке за турбиной при изоэнтропийном процессе расширения:

$$T_{2t_T}^* = T_0^* - \frac{H_{\text{от}}}{c_{p_r}} = 1693 - \frac{945500}{1160} = 877.9 \text{ K}; \quad (4.10)$$

Давление в потоке за турбиной:

$$P_{2t} = P_0^* \left(\frac{T_{2t_T}^*}{T_0^*} \right)^{\frac{k_r}{k_r - 1}} = 1556000 \left(\frac{877.9}{1693} \right)^{4.03} = 110300; \quad (4.11)$$

Температура в потоке за турбиной:

$$T_{2t} = T_{2t}^* - \frac{C_{2r}^2}{2c_{p_r}} = 986.1 - \frac{284.2^2}{2 \cdot 1160} = 951.2; \quad (4.12)$$

Плотность в потоке за турбиной:

$$\rho_{2t} = \frac{P_{2t}}{R_r \cdot T_{2t}} = \frac{110300}{287 \cdot 951.2} = 0.4039; \quad (4.13)$$

Площадь сечения на выходе из рабочего колеса последней ступени:

$$F_{2t} = \frac{G_r}{\rho_{2t} \cdot c_{2t} \cdot \sin(\alpha_{2t})} = \quad (4.14)$$

Напряжения в корневом сечении рабочей лопатки:

$$\sigma_p = 0.89 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \cdot F_{2t} = 0.89 \cdot 10^{-5} \cdot 5441 \cdot 1.363 = 359200000; \quad (4.15)$$

Выберем материал для лопаток — сталь ЭИ437Б [5], для которой предел длительной прочности $[\sigma_{500}] = 610000000$ МПа и находим коэффициент запаса прочности:

$$K_{\text{пр}} = \frac{[\sigma_{500}]}{\sigma_p} = \frac{610000000}{359200000} = 1.698, \quad (4.16)$$

коэффициент запаса имеет значение в допустимых пределах $K_{\text{пр}} \geq 1.5$, т.е. условие прочности выполняется.

Далее следует выбрать средний диаметр. Его выбирают, ориентируясь на диаметральные габариты компрессора и камеры сгорания, и таким образом, чтобы окружная скорость на среднем диаметре не превышала $500 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Если она меньше $300 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, то следует увеличить диаметр или частоту вращения ротора.

Для данного расчета примем $d_{2\text{т}} = 1.4 \text{ м}$. Тогда окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса последней ступени:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot d_{2\text{т}} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1.4 \cdot 5441}{60} = 398.8; \quad (4.17)$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_2 = \frac{F_{2\text{т}}}{\pi \cdot d_{2\text{т}}} = \frac{1.363}{\pi \cdot 1.4} = 0.3099; \quad (4.18)$$

в результате чего параметр $\frac{d_{2\text{т}}}{l_2}$:

$$\frac{d_{2\text{т}}}{l_2} = \frac{1.4}{0.3099} = \quad (4.19)$$

Примем число ступеней турбины $m = 4$. Тогда характерный напорный параметр Y равен:

$$Y = \sqrt{\frac{\sum u_2^2}{2H_{\text{от}}}} = \sqrt{\frac{\sum 398.8^2}{2945500}} = 0.5801, \quad (4.20)$$

что соответствует рекомендованным значениям (0.5...0.6).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе проведен расчет параметров ГТУ: тепловой расчет, расчет компрессорной части, расчет турбинной части.

В результате теплового расчета была выявлена оптимальная температура перед турбиной $T_3^* = K$. Были получены оптимальные параметры

После проведения расчета был получен 15-ступенчатый компрессор со степенью сжатия π_k^* , габаритными параметрами $D_{cp1} = \text{м}$, $D_{H1} = \text{м}$, $D_{B1} = \text{м}$. Для наглядности был построен треугольник скоростей для последней ступени компрессора.

Подводя итог расчета турбинной части, была получена 4-ступенчатая турбина. Высота последней лопатки $l_2 = 0.3099$. Средний диаметр рабочих лопаток $d_{2T} = 1.4$.

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. Цанев С.В. и др. Газотурбинные энергетические установки. Издательский дом МЭИ, 2011.
5. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Машиностроение, 1979. сс. 430–431.
6. Лапшин К.Л., Оленников С.Ю. Выбор параметров рабочего процесса газотурбинного двигателя с использованием ЭВМ. ЛПИ, 1988.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ПРИЛОЖЕНИЕ Б