

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»  
(ФГАОУ ВО СПбПУ)  
Институт энергетики  
Высшая школа энергетического машиностроения

## **КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

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

Студент

гр. 3231303/21201 п/г 2

А.К. Дмитриев

Оценка выполненной студентом работы:

Преподаватель,

инженер, аспирант

А.А. Фёдоров

Санкт-Петербург — 2024

**Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого**  
**Высшая школа энергетического машиностроения**

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПОЛНЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Студенту Дмитриеву Артему Константиновичу группы 3231303/21201 п/г-2

**Дисциплина: «Газотурбинные установки».**

**Тема проекта:** Газотурбинная установка мощностью 65 МВт

**Срок сдачи студентом законченной работы: декабрь 2024 г.**

**1. Исходные данные к проекту**

- Эффективная мощность ГТУ-65 МВт
- Температура газа за турбиной-288 К
- Температура газа перед турбиной-1370 °С
- Параметры наружного воздуха-0.1013 МПа
- Топливо- природный газ
- Дополнительные указания.
- Прототип установки-ГТЭ-65

**2. Содержание пояснительной записки.**

Введение.

Основная часть, в том числе:

- *Расчет параметров ГТУ при разных начальных температурах газа перед турбиной и ступеней повышения давления.*
- *Исходные данные и результаты вариантного расчета ГТУ на ЭВМ (варьировать  $\pi_k^*$  и  $T_3^*$ ).*
- *Обоснование выбора значений параметров цикла.*
- *Приближенный расчет компрессора.*
- *Приближенный расчет турбины.*

Заключение.

Список использованных источников.

Приложения (распечатки результатов расчетов).

Примерный объем пояснительной записки 50 страниц текста, включая таблицы и рисунки.

### **3. Перечень графического материала**

- *Схема установки.*
- *Рабочий процесс (цикл) в  $T-s$  диаграмме.*
- *Графики зависимостей.*
- *Чертеж прототипа ГТУ.*

### **Литература**

1. Барсков В.В., Забелин Н.А., Матвеев Ю.В., Рассохин В.А., Фокин Г.А. Стационарные газотурбинные установки. Технические характеристики. Расчет тепловой схемы газотурбинной установки: Учебное пособие. – СПб.: СПбПУ, 2023.
2. Арсеньев Л.В., Рассохин В.А., Оленников С.Ю., Расчет тепловой схемы ГТУ-Л., ЛГТУ, 1992.
3. Лапшин К.Л., Оленников С.Ю., Выбор параметров рабочего процесса газотурбинного двигателя с использованием ЭВМ – Л, ЛПИ, 1988.
4. Подобуев Ю.С. Приближенный расчет осевого компрессора - Л, ЛПИ, 1980.
5. Лапшин К.Л., Математические модели проточных частей в проектировочных расчетах осевых тепловых турбин на ЭВМ – С-6. Петербург, СПбГПУ, 2013.
6. Лапшин К.Л. Теория турбомашин. С-Петербург, СПбГПУ, 2013.

Руководитель 1-го этапа

курсового проекта

\_\_\_\_\_ Федоров А.А.

Задание принял к исполнению

\_\_\_\_\_ Дмитриев А.К.

Дата 30.09.2024

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ . . . . .	5
1 Термодинамический и газодинамический расчет . . . . .	7
1.1 Исходные данные . . . . .	7
1.2 Методы и пример расчета параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части ГТУ. Определение ос- новных характеристик ГТУ . . . . .	9
2 Вариантный расчет ГТУ на ЭВМ . . . . .	14
2.1 Результаты расчета . . . . .	14
2.2 Выбор степени повышения давления в компрессоре и началь- ной температуры газа перед турбиной . . . . .	16
3 Приближенный расчет осевого компрессора . . . . .	17
4 Расчет турбины . . . . .	28
4.1 Исходные данные для расчета . . . . .	28
4.2 Предварительный расчет турбины . . . . .	29
ЗАКЛЮЧЕНИЕ . . . . .	33
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ . . . . .	34
ПРИЛОЖЕНИЕ А . . . . .	35
ПРИЛОЖЕНИЕ Б . . . . .	36

## **ВВЕДЕНИЕ**

В современной энергетике газотурбинные установки (ГТУ) играют ключевую 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, таких как солнечная и ветровая энергия.

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. Особое внимание будет уделено вопросам эффективности, надежности и экологичности установки.

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 пико-

вые нагрузки. Кроме того, разработка и внедрение отечественных технологий в области газотурбинных установок 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

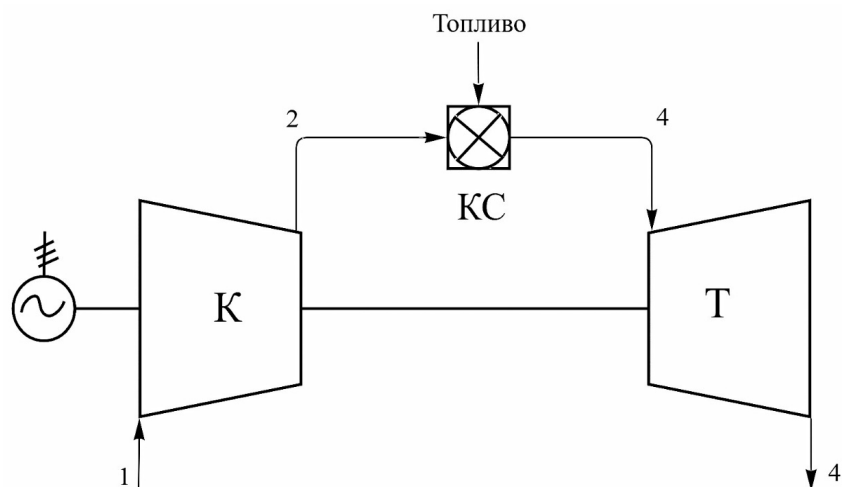
## 1.1 Исходные данные

1. Полезная мощность  $N = 65$  МВт;
2. Температура газа перед турбиной  $T_3^* = 1643.15$  К;
3. Параметры наружного воздуха  $P_H = 0.1013$  МПа;  $T_H = 288$  К;
4. Топливо – природный газ;
5. Прототип установки – ГТЭ-65, изображён на рисунке в приложении Б;
6. Частота вращения вала –  $n = 5441 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ;

Примем два упрощения при расчете в разделе 1:

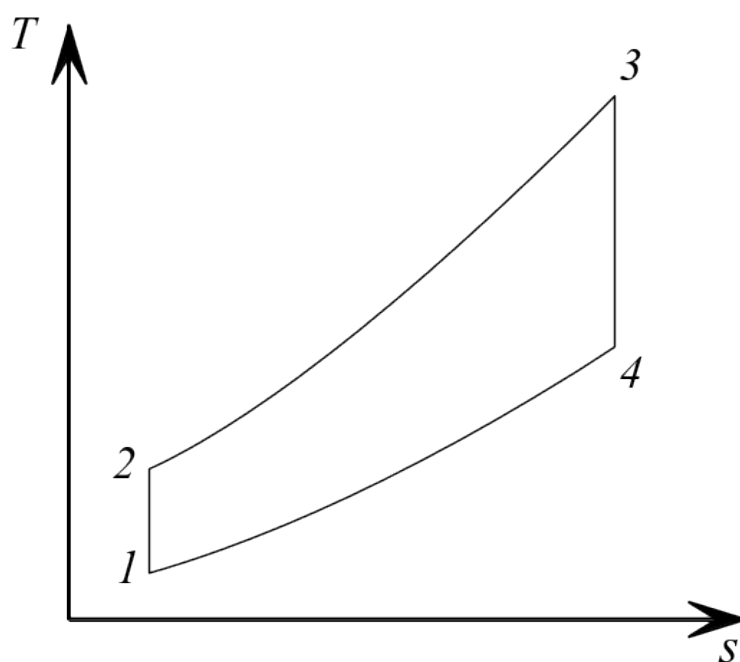
1. Охлаждение турбины не учитывается, расход охладителя равен нулю;
2. Не учитывается зависимость теплоемкости газа от температуры рабочего тела, принимается по рекомендациям пособия [1].

Рассматриваемая ГТУ является одновальной простого типа, тепловая схема такой установки изображена на рисунке 1, цикл - на рисунке 2.



К - компрессор; КС - камера сгорания; ГТ - газовая турбина

Рисунок 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. Цикл одновальной ГТУ простого типа в T-S-диаграмме



## 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 [1] (с.77-78)

Зададимся параметром степени повышения давления  $\pi_k^* = \frac{P_2^*}{P_1^*} = 18$ .

Газовая постоянная воздуха:  $R_b = 0.287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Удельная изобарная теплоёмкость воздуха:  $c_{p_b} = 1.03 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Коэффициент Пуассона воздуха:  $k_b = \frac{c_{p_b}}{c_{p_b} - R_b} = \frac{1.03}{1.03 - 0.287} = 1.386$

Принимаем коэффициент потерь полного давления во входном устройстве ГТУ  $\sigma_{вх}^* = 0.987$ ;

Давление воздуха перед компрессором:

$$P_1^* = \sigma_{вх}^* \cdot P_H = 0.987 \cdot 0.1013 = 0.1 \text{ МПа}; \quad (1)$$

Температура воздуха перед компрессором:

$$T_1^* = T_H = 288 \text{ К}; \quad (2)$$

Давление воздуха за компрессором:

$$P_2^* = \pi_k^* \cdot P_1^* = 0.1 \cdot 18 = 1.8 \text{ МПа}; \quad (3)$$

Определим  $T_2^*$  (температуру воздуха за компрессором):

$$T_2^* = T_1^* \cdot (\pi_k^*)^{\frac{k_b-1}{k_b}} = 288 \cdot (18)^{\frac{1.386-1}{1.386}} = 644.41 \text{ К}; \quad (4)$$

Работа, соответствующая изэнтропийному перепаду в компрессоре:

$$H_{ок}^* = C_{p_b} \cdot T_1^* \cdot \left[ (\pi_k^*)^{\frac{k_b-1}{k_b}} - 1 \right] = 1.03 \cdot 288 \cdot \left[ (18)^{\frac{1.386-1}{1.386}} - 1 \right] = 367.103 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (5)$$

$\eta_{к ад} = 0.91$  - политропный КПД компрессора, его выбор для расче-

та обусловлен тем, что он мало зависит от степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k^*$ .

Полезная работа в компрессоре:

$$H_k = \frac{H_{ок}^*}{\eta_{к ад}} = \frac{367.103}{0.91} = 403.41 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (6)$$

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

Давление газа перед турбиной:

$$P_3^* = P_2^* \cdot \sigma_{кс}^* = \pi_k^* \cdot P_1^* \cdot \sigma_{кс}^* = 18 \cdot 0.1 \cdot 0.96 = 1.728 \text{ МПа}; \quad (7)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в выходном устройстве ГТУ  $\sigma_{вых}^* = 0.985$ ;

Давление газа за турбиной:

$$P_4^* = \frac{P_3^*}{\sigma_{вых}^*} = \frac{1.728}{0.985} = 1.754 \text{ МПа}; \quad (8)$$

Степень расширения газа в турбине:

$$\pi_T^* = \frac{P_3^*}{P_4^*} = \frac{1.728}{1.754} = 0.985; \quad (9)$$

$k_T = 1.33$  – показатель изоэнтропы газа;

$R_T = 0.287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – индивидуальная газовая постоянная;

$c_{p_T} = 1.16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – удельная изобарная теплоёмкость газа;

Работа, соответствующая изоэнтропийному перепаду в турбине:

$$\begin{aligned} H_{от}^* &= c_{p_T} \cdot T_3^* \cdot \left[ 1 - (\pi_T^*)^{-\frac{k_T-1}{k_T}} \right] = \\ &= 1.16 \cdot 1643.15 \cdot \left[ 1 - (0.985)^{-\frac{1.33-1}{1.33}} \right] = 959.568 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (10) \end{aligned}$$

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

Полезная работа в турбине:

$$H_T = H_{от}^* \cdot \eta_{т\text{ пол}} = 959.568 \cdot 0.87 = 834.824 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (11)$$

Температура газа за турбиной  $T_4^*$  определяется как:

$$T_4^* = T_3^* \cdot (\pi_T^*)^{-\frac{k_T-1}{k_T}} = 1643.15 \cdot (16.8)^{\frac{1.33-1}{1.33}} = 815.936 \text{ К}; \quad (12)$$

Примем коэффициенты механических потерь в турбине и компрессоре

$$\eta_{MT} = 0.995; \eta_{MK} = 0.995;$$

Расход воздуха через компрессор:

$$G_B = \frac{N_e}{H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_K}{\eta_{MK}}} = \frac{65 \cdot 10^6}{834.824 \cdot 10^3 \cdot 0.995 - \frac{403.41 \cdot 10^3}{0.995}} = 152.864 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \quad (13)$$

Теплота с учетом потерь в камере сгорания:

$$Q'_1 = c_{p_r} \cdot (T_3^* - T_2^*) = 1.16 \cdot (1643.15 - 644.41) = 1158.538 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (14)$$

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

Расход теплоты:

$$Q_1 = \frac{Q'_1}{\eta_{KC}} = \frac{1158.538}{0.98} = 1182.181 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (15)$$

Эффективный КПД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_K}{\eta_{MK}}}{Q_1} = \frac{834.824 \cdot 10^3 \cdot 0.995 - \frac{403.41 \cdot 10^3}{0.995}}{1182.181 \cdot 10^3} = 0.36; \quad (16)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_K}{\eta_{MK}}}{H_T \cdot \eta_{MT}} = \frac{834.824 \cdot 10^3 \cdot 0.995 - \frac{403.41 \cdot 10^3}{0.995}}{834.824 \cdot 10^3 \cdot 0.995} = 0.512; \quad (17)$$

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

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

$$= \frac{44300 \cdot 0.98 + 0 + 15 \cdot 1.03 \cdot 371.26 - (15 + 1) \cdot 1.2 \cdot 1370.0}{1.2 \cdot (1370.0 - 371.26)} = 19.062, \quad (18)$$

где  $Q_p^H$  — низшая теплота сгорания топлива (принимая  $Q_p^H = 44300 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ );

$h_T$  — Энтальпия топлива (пренебрежимо мала);

$(c_{p_r})_{\alpha=1}$  — Удельная теплоемкость газа при  $\alpha = 1$

(принимая  $(c_{p_r})_{\alpha=1} = 1.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ );

$L_0$  — Стехиометрический коэффициент (принимая  $L_0 = 15 \frac{\text{кг}_{\text{возд}}}{\text{кг}_{\text{топ}}}$ ).

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha = \frac{L_0 + g_B}{L_0} = \frac{15 + 19.062}{15} = 2.271; \quad (19)$$

Относительный расход топлива:

$$g_T = \frac{1}{\alpha \cdot L_0} = \frac{1}{2.271 \cdot 15} = 0.029; \quad (20)$$

Допустимая температура для стали лопаток:  $T_{CT} = 1100 \text{ К}$ ;

Расход воздуха для охлаждения статора:

$$g_{\text{охл}}^c = 0.01 + 0.25 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3^* - T_{CT}) = 0.01 + 0.25 \cdot 10^{-4} \cdot (1643.15 - 1100) = 0.024; \quad (21)$$

Расход воздуха для охлаждения ротора:

$$g_{\text{охл}}^p = 0.08 + 0.22 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3^* - T_{\text{ст}}) = 0.08 + 0.22 \cdot 10^{-4} \cdot (1643.15 - 1100) = 0.092; \quad (22)$$

Общий расход воздуха для охлаждения турбины:

$$g_{\text{охл}} = \sigma_{\text{ут}} \cdot (g_{\text{охл}}^c + g_{\text{охл}}^p) = 1.15 \cdot (0.024 + 0.092) = 0.133; \quad (23)$$

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

$$g'_{\text{охл}} = \frac{(1 + g_{\text{т}}) \cdot g_{\text{охл}}}{1 + (1 + g_{\text{т}}) \cdot g_{\text{охл}}} = \frac{(1 + 0.029) \cdot 0.133}{1 + (1 + 0.029) \cdot 0.133} = 0.12; \quad (24)$$

Расход топлива:

$$G_{\text{т}} = g_{\text{т}} \cdot (1 - g'_{\text{охл}}) \cdot G_{\text{в}} = 0.029 \cdot (1 - 0.12) \cdot 152.864 = 3.948 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \quad (25)$$

Коэффициент располагаемой мощности:

$$\Omega_{\text{рас}} = H_{\text{от}}^* \cdot \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{т}}} = 959.568 \cdot \frac{152.864}{3.948} = 37155.081 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}; \quad (26)$$

Удельная эффективная работа ГТУ:

$$\begin{aligned} H_e &= (1 + g_{\text{т}}) \cdot (1 - g'_{\text{охл}}) \cdot H_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{тм}} - \frac{H_{\text{к}}}{\eta_{\text{мк}}} = \\ &= (1 + 0.029) \cdot (1 - 0.12) \cdot 834.824 \cdot 0.995 - \frac{403.41}{0.995} = 350.779 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}; \end{aligned} \quad (27)$$

Коэффициент полезной мощности:

$$\Omega_{\text{пол}} = H_e^* \cdot \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{т}}} = 350.779 \cdot \frac{152.864}{3.948} = 13582.366 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}; \quad (28)$$

## 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 3, 4 и 5 отражают результаты расчета. Полные результаты расчета смотреть в Приложении Б.

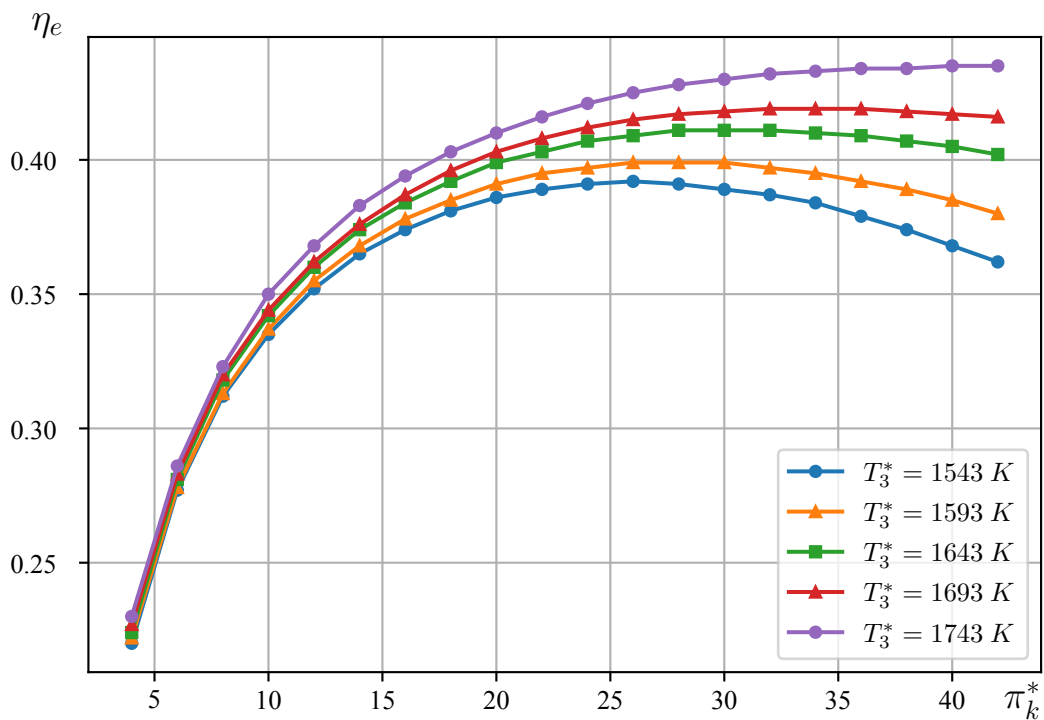


Рисунок 3. Зависимость эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

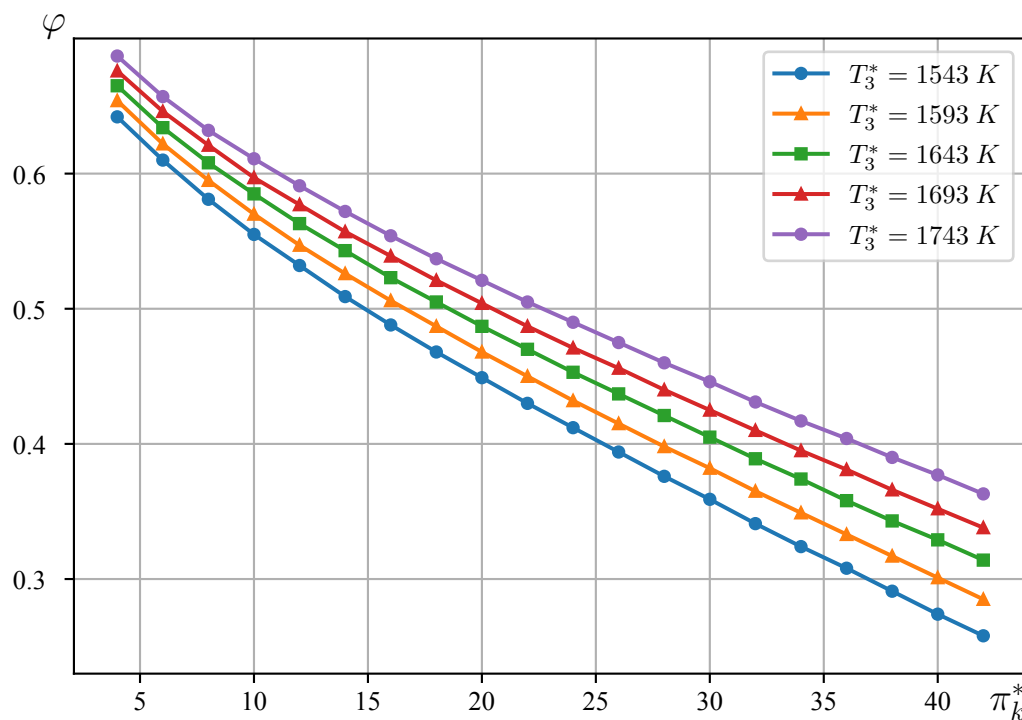


Рисунок 4. Зависимость коэффициента полезной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

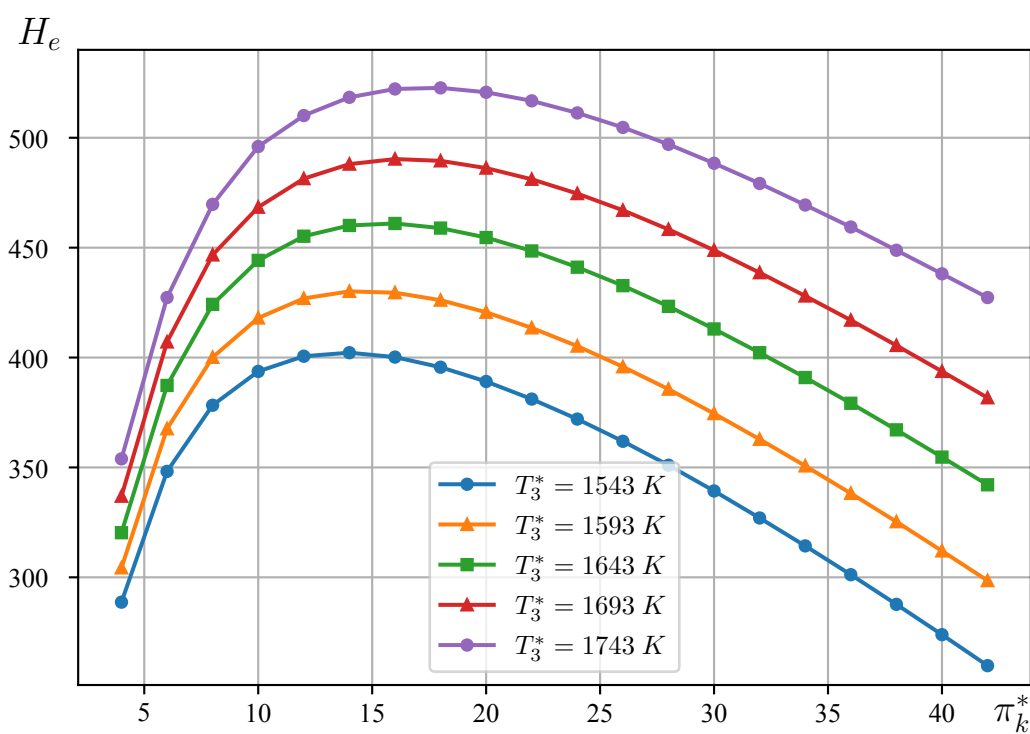


Рисунок 5. Зависимость эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

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

Максимальный КПД установки достигается при максимальной температуре газа перед турбиной – 1743 К. Жаростойкость материала лопаток турбины не позволяет выдерживать такую температуру, поэтому в качестве входной температуры на турбину выберем 1693 К. Экстремум графика зависимости эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при  $\pi_k^* = 34$  и  $\eta_e = 0.419$ . 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  $\eta_e = 0.314$ . 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:

$$T_3^* = 1693 \text{ К}; \pi_k^* = 16.$$



### 3 Приближенный расчет осевого компрессора

Расчет производится в соответствии со схематическими продольными разрезами на рисунке 6 и рисунке 7 по методике из пособия [2].

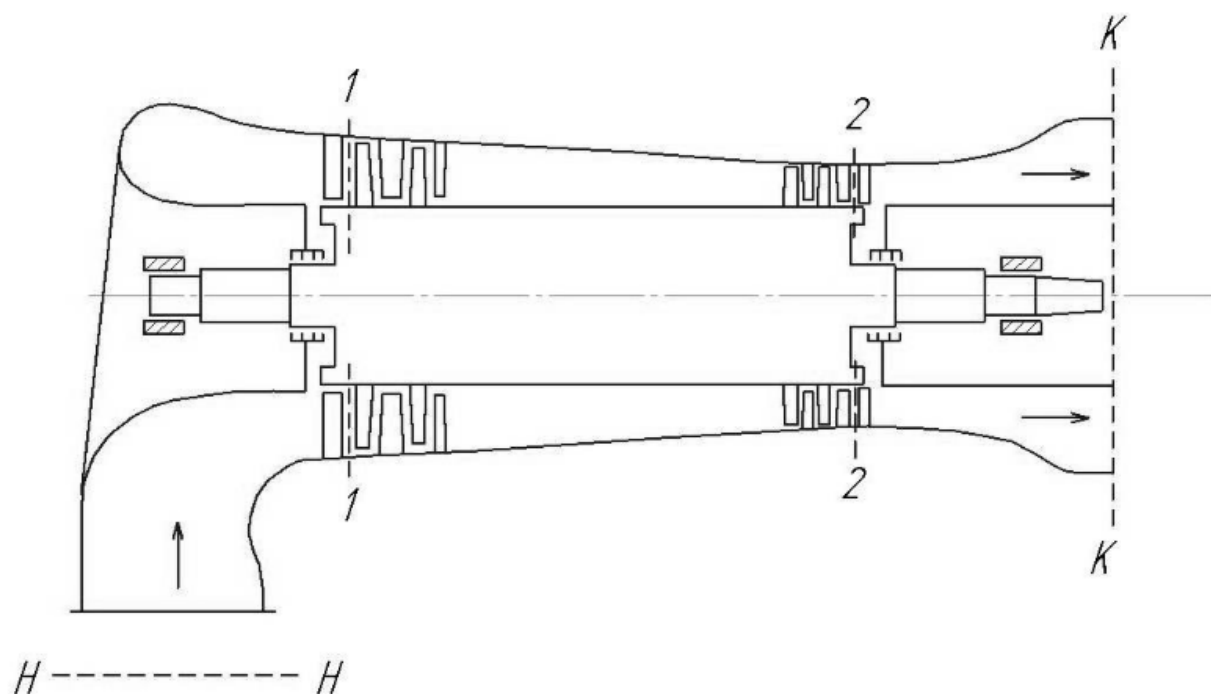


Рисунок 6. Схема многоступенчатого осевого компрессора

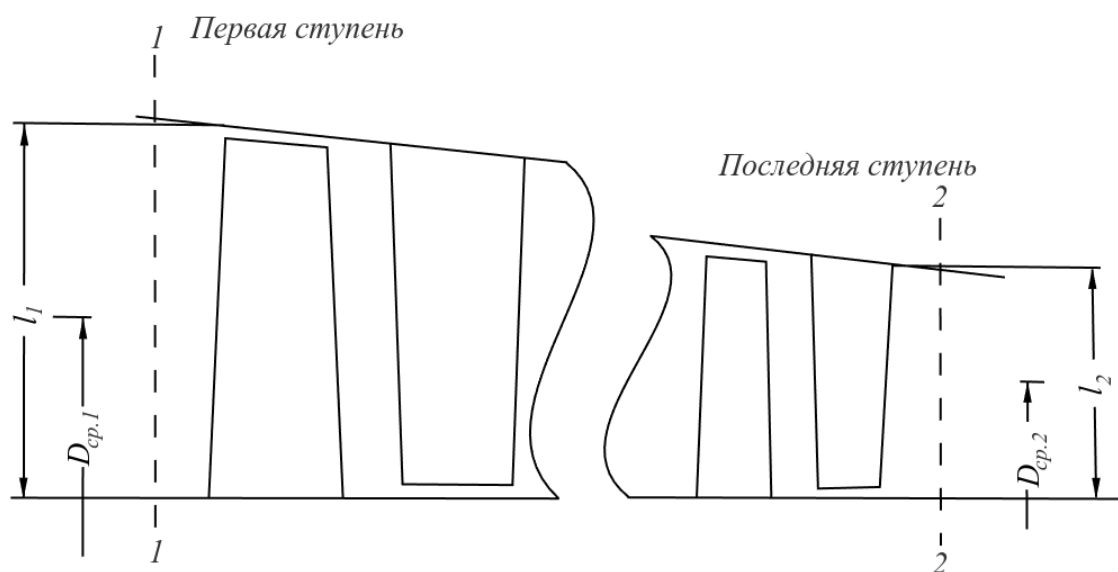


Рисунок 7. Схема первой и последней ступеней компрессора

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

Давление воздуха в сечении 1-1:

$$P_1^* = \sigma_{\text{вх}} \cdot P_{\text{н}} = 0.99 \cdot 0.1013 = 0.1 \text{ МПа}, \quad (29)$$

где  $\sigma_{\text{вх}}^*$  — коэффициент уменьшения полного давления во входной части компрессора (принимая  $\sigma_{\text{вх}}^* = 0.99$ ).

Температура в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_{\text{н}} = 288 \text{ К}; \quad (30)$$

Давление воздуха в сечении К-К:

$$P_{\text{к}}^* = P_{\text{н}} \cdot \pi_{\text{к}}^* = 0.1013 \cdot 16 = 1.621 \text{ МПа}, \quad (31)$$

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

Давление в сечении 2-2:

$$P_2^* = \frac{P_{\text{к}}^*}{\sigma_{\text{вых}}^*} = \frac{1.621}{0.98} = 1.654 \text{ МПа}, \quad (32)$$

где  $\sigma_{\text{вых}}^*$  — коэффициент увеличения давления в выходной части компрессора (принимая  $\sigma_{\text{вых}}^* = 0.98$ ).

Значение плотностей:

$$\rho_1 = \frac{P_1^*}{R_{\text{в}} \cdot T_1^*} = \frac{0.1}{0.287 \cdot 288} = 1.213 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (33)$$

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

$$\rho_2 = \rho_1 \left( \frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} = 1.213 \left( \frac{1.654}{0.1} \right)^{\frac{1}{1.463}} = 8.241 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (34)$$

где  $n$  — показатель политропы определяется из равенства:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \eta_{ад}^* = \frac{n}{n-1}; \quad (35)$$

$$\frac{1.386}{1.386-1} \cdot 0.88 = \frac{n}{n-1} \Rightarrow n = 1.463.$$

Примем величины осевой составляющей абсолютных скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно  $C_{z_1} = 140 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  и  $C_{z_2} = 120 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ . Втулочное отношение выберем  $V_1 = \frac{D_{вт1}}{D_{н1}} = 0.5$ . Расход воздуха  $G_b = 132.571 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .

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

$$G_b = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{н1}^2 \cdot D_{вт1}^2) \cdot C_{z_1} = \rho_1 \cdot D_{н1} \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot C_{z_1}; \quad (36)$$

Откуда,

$$D_{н1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_b}{\rho_1 \cdot \pi \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot C_{z_1}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 132.571}{1.213 \cdot 3.14 \cdot (1 - 0.5^2) \cdot 140}} = 1.151 \text{ м};$$

Диаметр втулки первой ступени:

$$D_{вт1} = \nu_1 \cdot D_{н1} = 0.5 \cdot 1.151 = 0.576 \text{ м}; \quad (37)$$

Средний диаметр первой ступени:

$$D_{ср1} = \frac{D_{н1} + D_{вт1}}{2} = \frac{1.151 + 0.576}{2} = 0.864 \text{ м}; \quad (38)$$

Длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{H1} - D_{BT1}}{2} = \frac{1.151 - 0.576}{2} = 0.288 \text{ м}; \quad (39)$$

Размеры проходного сечения 2-2:

$$F_2 = \frac{G_B}{C_{z_2} \cdot \rho_2} = \frac{132.571}{120 \cdot 8.241} = 0.134 \text{ м}^2; \quad (40)$$

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

Тогда:

$$\nu_2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1 + 4 \cdot F_2}{\pi \cdot D_{BT1}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1 + 4 \cdot 0.134}{\pi \cdot 0.576^2}}} = 0.812; \quad (41)$$

Длина рабочей лопатки на последней ступени:

$$l_2 = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\nu_2} - 1 \right) \cdot D_{BT1} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{0.812} - 1 \right) \cdot 0.576 = 0.066 \text{ м}; \quad (42)$$

Для расчета частоты вращения необходимо задать окружную скорость на наружном диаметре первой ступени  $u_{H1} = 327.844 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , тогда:

$$n = \frac{60 \cdot u_{H1}}{\pi \cdot D_{H1}} = \frac{60 \cdot 327.844}{3.14 \cdot 1.151} = 5441 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \quad (43)$$

Таким образом, для соединения вала турбоагрегата с валом генератора необходимо использовать редуктор, понижающий обороты до  $3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ , передаточное отношение которого  $z = \frac{3000}{5441} = 0.551$ .

Адиабатический напор в проточной части компрессора по полным параметрам:

$$\begin{aligned}
H_{\text{ад. пр. ч.}}^* &= \frac{k}{k-1} \cdot R_{\text{в}} \cdot T_1^* \cdot \left[ \left( \frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \\
&= \frac{1.386}{1.386-1} \cdot 0.287 \cdot 288 \cdot \left[ \left( \frac{1.654}{0.1} \right)^{\frac{1.386-1}{1.386}} - 1 \right] = 351.11 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (44)
\end{aligned}$$

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

$$H_{\text{к}}^* = \frac{H_{\text{ад. пр. ч.}}^*}{\eta_{\text{ад}}^*} = \frac{351.11}{0.88} = 398.989 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (45)$$

Выберем средний теоретический напор  $h_{\text{ср}} = 27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Число ступеней компрессора:

$$i = \frac{H_{\text{к}}^*}{h_{\text{ср}}} = \frac{398.989}{27} = 14.77; \quad (46)$$

Принимаем  $i = 15$ .

Теоретический напор в первой ступени:

$$h_1 = (0.6 \dots 0.7) \cdot h_{\text{ср}} = 0.65 \cdot 27 = 17.55 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (47)$$

Теоретический напор в средних ступенях:

$$h_{\text{ср. ст.}} = (1.1 \dots 1.2) \cdot h_{\text{ср}} = 1.15 \cdot 27 = 31.05 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (48)$$

Теоретический напор в последней ступени:

$$h_{\text{п}} = (0.95 \dots 1) \cdot h_{\text{ср}} = 1 \cdot 27 = 27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (49)$$

Считая рост напора в ступенях от 1-7 и его падение в ступенях 13-15 линейным, изобразим распределение напора на рисунке 8.

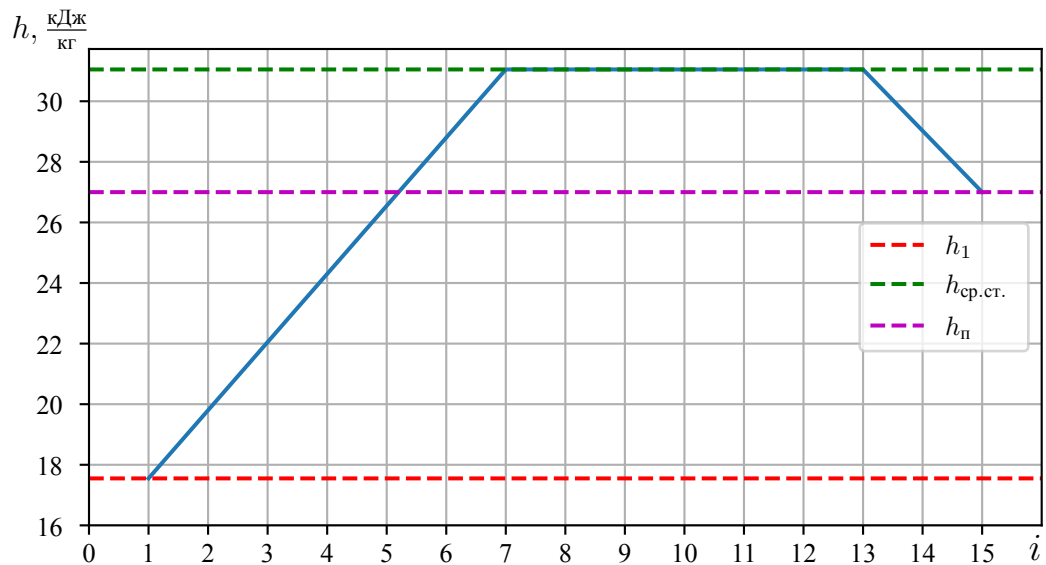


Рисунок 8. Распределение теоретического напора по ступеням компрессора

В результате распределения напоров соблюдается условие:

$$\sum h_i \approx H_{\kappa}^* = 398.989 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (50)$$

Уточняем величину окружной скорости на среднем диаметре первой ступени:

$$u_{\text{cp}_1} = \frac{\pi \cdot D_{\text{cp}_1} \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.864 \cdot 5441}{60} = 245.883 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (51)$$

Производим расчет первой ступени по среднему диаметру;

Коэффициент расхода на среднем диаметре:

$$\varphi_1 = \frac{C_{z_1}}{u_{\text{cp}_1}} = \frac{140}{245.883} = 0.569; \quad (52)$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{u_{\text{cp}_1}^2} = \frac{17.55 \cdot 10^3}{245.883^2} = 0.29; \quad (53)$$

Отношение:

$$\frac{\bar{h}_1}{\varphi} = \frac{0.29}{0.569} = 0.51; \quad (54)$$

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

$$\frac{\Omega}{\varphi} = \frac{0.5}{0.569} = 0.878; \quad (55)$$

По графику на рисунке 9 находим  $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1} = 0.641$ .

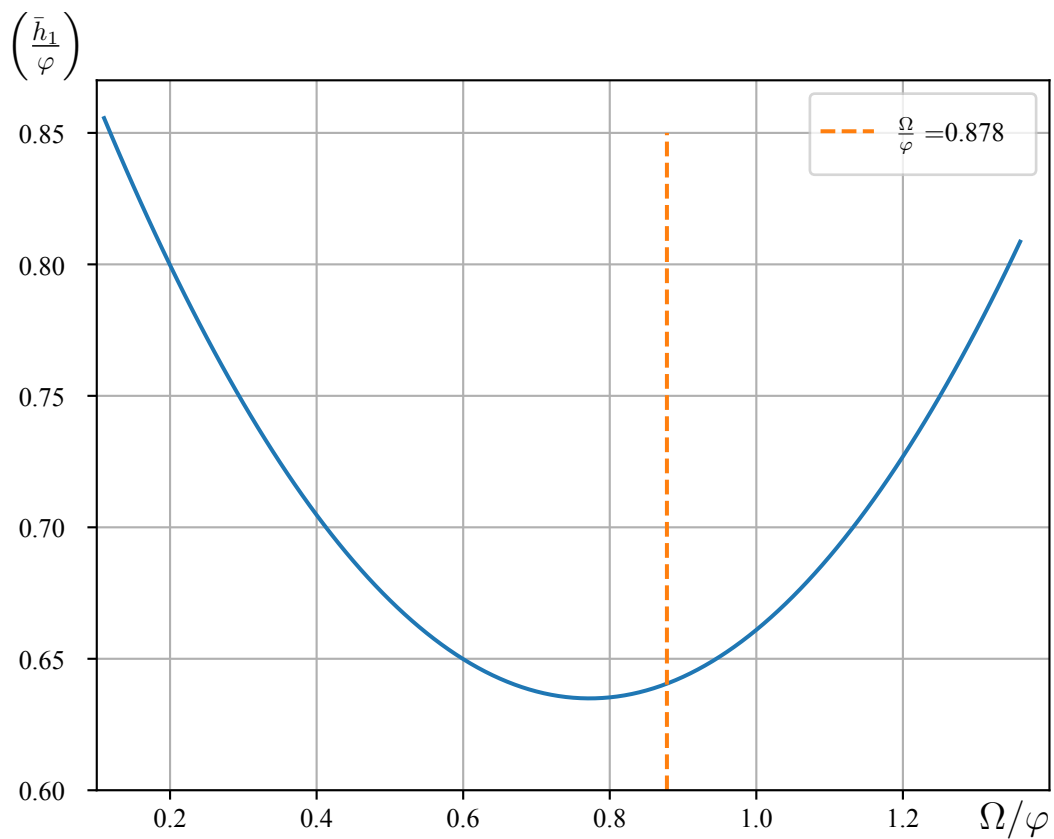


Рисунок 9. График зависимости  $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}$  от  $\frac{\Omega}{\varphi}$

Коэффициент:

$$J = \frac{\frac{\bar{h}_1}{\varphi}}{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}} = \frac{0.51}{0.641} = 0.796; \quad (56)$$

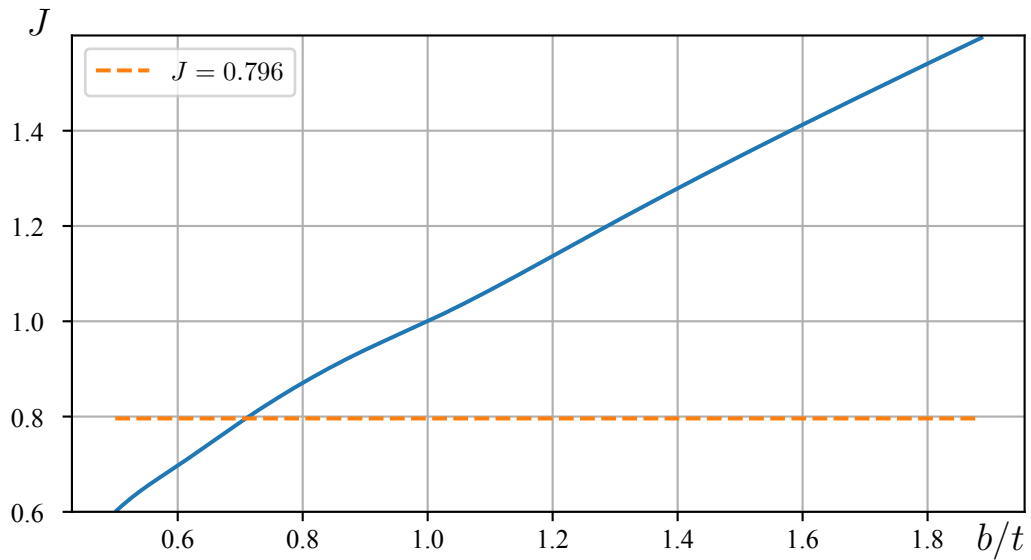


Рисунок 10. Изменение коэффициента  $J$  в зависимости от густоты решетки

Пользуясь рисунком 10 определяем  $\frac{b}{t} = 0.727 \rightarrow \frac{t}{b} = 1.376$ .

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

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт}} = \frac{t}{b} \cdot \frac{D_{\text{вт1}}}{D_{\text{сп1}}} = 1.376 \cdot \frac{0.576}{0.864} = 0.918; \quad (57)$$

Окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса принимаем одинаковыми, т. е.  $u_{\text{сп1}} = u_{\text{сп2}} = u = 245.883 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

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

$$C_{u_1} = u(1 - \Omega) - \frac{h_1}{2u} = 245.883 \cdot 0.5 - \frac{17.55 \cdot 10^3}{2 \cdot 245.883} = 87.254 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (58)$$

На выходе из рабочего колеса:

$$C_{u_2} = u(1 - \Omega) + \frac{h_1}{2u} = 245.883 \cdot 0.5 + \frac{17.55 \cdot 10^3}{2 \cdot 245.883} = 158.629 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (59)$$



Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо:

$$C_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + C_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + 87.254^2} = 164.964 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (60)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_1 = \text{arcctg} \left( \frac{C_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arcctg} \left( \frac{87.254}{140} \right) = 58.067^\circ; \quad (61)$$

Температура воздуха перед рабочим колесом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B} = 288 - \frac{164.964^2}{2 \cdot \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 0.287} = 274.79 \text{ К}; \quad (62)$$

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

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u = 87.254 - 245.883 = -158.629 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (63)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$W_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + W_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + (-158.629)^2} = 211.573 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (64)$$

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

$$M_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1}} = \frac{211.573}{\sqrt{1.386 \cdot 0.287 \cdot 274.79}} = 0.625; \quad (65)$$

Наклон входной относительной скорости при отсчете от отрицательного направления оси  $u$  характеризуется углом  $\beta$ :

$$\beta_1 = \text{arcctg} \left( \frac{W_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arcctg} \left( \frac{211.573}{140} \right) = 41.43^\circ; \quad (66)$$

Уменьшение осевой составляющей скорости в одной ступени:

$$\Delta C_z = \frac{C_{z_1} - C_{z_2}}{i} = \frac{140 - 120}{15} = 1.333 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (67)$$

Осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса первой ступени:

$$C_{z_2} = C_{z_1} - \frac{\Delta C_z}{2} = 140 - \frac{1.333}{2} = 139.333 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (68)$$

Абсолютная скорость на выходе в рабочее колесо:

$$C_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + C_{u_2}^2} = \sqrt{120^2 + 158.629^2} = 211.133 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (69)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$\alpha_2 = \text{arcctg} \left( \frac{C_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arcctg} \left( \frac{158.629}{120} \right) = 37.107^\circ; \quad (70)$$

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

$$W_{u_2} = C_{u_2} - u = 158.629 - 245.883 = -87.254 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (71)$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + W_{u_2}^2} = \sqrt{120^2 + (-87.254)^2} = 164.399 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (72)$$

Наклон выходной относительной скорости:

$$\beta_2 = \text{arcctg} \left( \frac{W_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arcctg} \left( \frac{-87.254}{120} \right) = 53.979^\circ; \quad (73)$$

Угол поворота в решетке рабочего колеса:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = 53.979 - 41.43 = 12.548^\circ; \quad (74)$$

Коэффициент расхода на внешнем диаметре:

$$\varphi_H = \frac{C_{z1}}{u_{H1}} = \frac{140}{327.844} = 0.427; \quad (75)$$

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

$$M_{wc} = u_{H1} \cdot \frac{\sqrt{1 + \varphi_H^2}}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1^*}} = 327.844 \cdot \frac{\sqrt{1 + 0.427^2}}{\sqrt{1.386 \cdot 0.287 \cdot 288}} = 1.053; \quad (76)$$

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

На рисунке 11 приведён построенный по полученным данным треугольник скоростей.

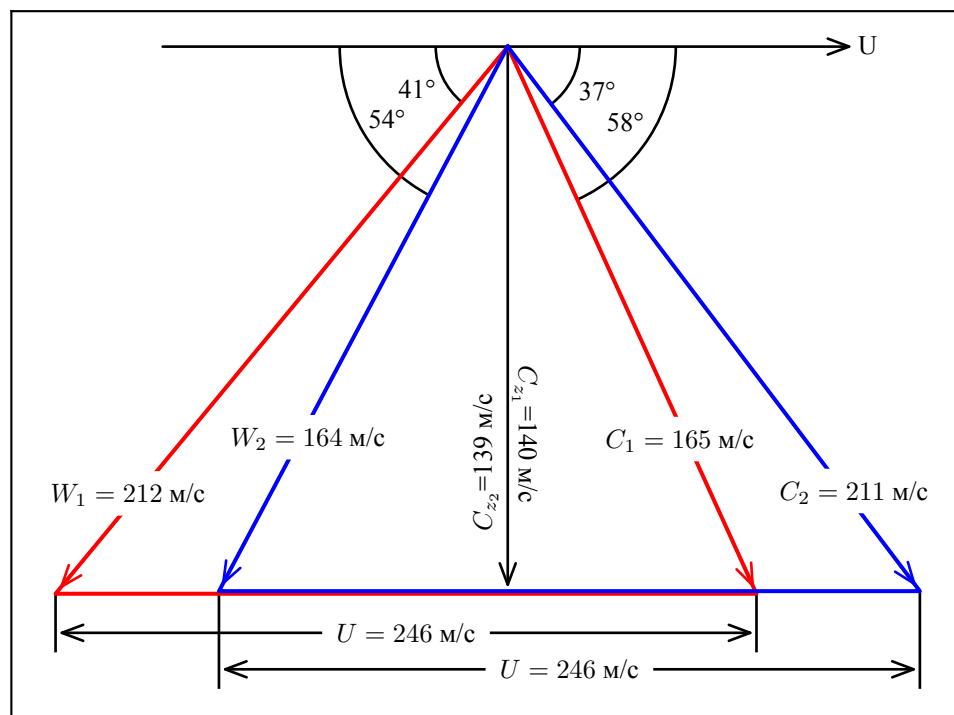


Рисунок 11. Треугольник скоростей на среднем диаметре первой ступени компрессора

## 4 Расчет турбины

### 4.1 Исходные данные для расчета

По методическим указаниям [3] произведем расчет турбины. Из ранее полученных результатов мы получили основные значения для предварительного расчета турбины.

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

$$P_0^* = \sigma_{\text{КС}}^* \cdot P_{\text{К}}, \text{ МПа}, \quad (77)$$

где  $P_{\text{К}}$  — давление на выходе из компрессора (найденно в разделе 2,

$$P_{\text{К}}^* = 1.621 \text{ МПа});$$

$\sigma_{\text{КС}}$  — коэффициент потерь полного давления в камере сгорания, заданное при расчете в программе A2GTP ( $\sigma_{\text{КС}} = 0.99$ );

$$P_0^* = 0.99 \cdot 1.621 = 1.605 \text{ МПа};$$

$$T_0^* = 1693 \text{ К}.$$

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

- Газовая постоянная -  $R = 288.3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;
- Показатель изобары -  $k = 1.33$ ;
- Изобарная теплоёмкость при заданной температуре и давлении перед турбиной -  $C_{p_{\text{T}}} = 1263.7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

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

$$N_{\text{T}} = N_{\text{е}} + N_{\text{К}} = 65 + 52.896 = 117.896 \text{ МВт}, \quad (78)$$

где  $N_{\text{К}}$  — мощность, потребляемая компрессором:

$$N_{\text{К}} = H_{\text{К}}^* \cdot G_{\text{В}} = 398.989 \cdot 10^3 \cdot 132.571 = 52.896 \text{ МВт}. \quad (79)$$

4. Номинальный расход газа -  $G_{\Gamma} = 132.571 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;
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 -  $\lambda_{c_{2T}} = 0.5$ ;
8. Угол выхода из последней ступени турбины -  $a_{2T} = 90^\circ$ ;
9. Коэффициент, учитывающий механические потери и потери от утечек рабочего тела -  $k_N = 1.018$ .

## 4.2 Предварительный расчет турбины

Удельная внутренняя мощность турбины:

$$H_{UT} = k_N \frac{N_{\Gamma}}{G_{\Gamma}} = 1.018 \cdot \frac{117.896 \cdot 10^3}{132.571} = 916.912 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (80)$$

Температурный перепад на турбину по параметрам торможения:

$$\Delta T_T^* = \frac{H_{UT}}{c_{p_{\Gamma}}} = \frac{916.912 \cdot 10^3}{1263.7} = 725.577 \text{ К}; \quad (81)$$

Температура торможения за турбиной:

$$T_{2T}^* = T_0^* - \Delta T_T^* = 1693 - 725.577 = 967.423 \text{ К}; \quad (82)$$

Критическая скорость потока газа, выходящего из турбины:

$$a_{\text{кр}_2} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{2T}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.33}{1.33+1} \cdot 288.3 \cdot 967.423} = 564.278 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (83)$$

Скорость потока газа за турбиной:

$$C_{2T} = \lambda_{c_{2T}} \cdot a_{\text{кр}_2} = 0.5 \cdot 564.278 = 282.139 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (84)$$

Адиабатный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{\text{ад.т}} = H_{UT} + \frac{C_{2T}^2}{2} = 916.912 \cdot 10^3 + \frac{282.139^2}{2} = 956.713 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (85)$$

Изоэнтروпийный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{\text{от}} = \frac{H_{\text{ад.т}}}{\eta_{\text{ад.т}}} = \frac{956.713}{0.91} = 1051.333 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (86)$$

Температура в потоке за турбиной при изоэнтропийном процессе расширения:

$$T_{2T}^* = T_0 - \frac{H_{\text{от}}}{c_{p_r}} = 1693 - \frac{1051.333 \cdot 10^3}{c1263.7} = 861.052 \text{ К}; \quad (87)$$

Давление в потоке за турбиной:

$$P_{2T} = P_0^* \left( \frac{T_{2T}^*}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1.605 \cdot \left( \frac{861.052}{1643.15} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 0.105 \text{ МПа}; \quad (88)$$

Температура в потоке за турбиной:

$$T_{2T} = T_{2T}^* - \frac{C_{2T}^2}{2c_{p_r}} = 967.423 - \frac{282.139^2}{2 \cdot 1263.7} = 935.927 \text{ К}; \quad (89)$$

Плотность в потоке за турбиной:

$$\rho_{2T} = \frac{P_{2T}}{R \cdot T_{2T}} = \frac{0.105 \cdot 10^6}{288.3 \cdot 861.052} = 0.39 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (90)$$

Площадь сечения на выходе из рабочего колеса последней ступени:

$$F_{2T} = \frac{G_r}{\rho_{2T} \cdot C_{2T} \cdot \sin(a_{2T})} = \frac{132.571}{0.39 \cdot 282.139 \cdot 1} = 1.332 \text{ м}^2; \quad (91)$$

Напряжения в корневом сечении рабочей лопатки:

$$\sigma_p = 0.89 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \cdot F_{2T} = 0.89 \cdot 10^{-5} \cdot 5441^2 \cdot 1.332 = 350.879 \text{ МПа}; \quad (92)$$

Выберем материал для лопаток – сталь ЭИ437Б [5], для которой предел длительной прочности  $[\sigma_{500}] = 610 \text{ МПа}$  и находим коэффициент запаса прочности:

$$K_{\text{пр}} = \frac{[\sigma_{500}]}{\sigma_p} = \frac{610}{350.879} = 1.738, \quad (93)$$

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  $d_{2T} = 1.4 \text{ м}$ . Тогда окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса последней ступени:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot d_{2T} \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 1.4 \cdot 5441}{60} = 398.644 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (94)$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_2 = \frac{F_{2T}}{\pi d_{2T}} = \frac{1.332}{3.14 \cdot 1.4} = 0.303 \text{ м}, \quad (95)$$

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

$$\frac{d_{2T}}{l_2} = \frac{1.4}{0.303} = 4.621. \quad (96)$$

Примем число ступеней турбины  $m = 4$ . Тогда характерный напорный

параметр  $Y$  равен:

$$Y = \frac{\sqrt{\sum u_2^2}}{\sqrt{2H_{\text{от}}}} = \frac{\sqrt{4 \cdot 398.644^2}}{\sqrt{2 \cdot 959.568}} = 0.55, \quad (97)$$

что соответствует рекомендованным значениям  $(0, 5 \dots 0, 6)$ .



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

В результате теплового расчета была выявлена оптимальная температура перед турбиной  $T_3 = 1693$  К. Были получены оптимальные параметры  $\eta_e = 0.36$ ,  $\pi_k^* = 16$ .

После проведения расчета был получен 15–ступенчатый компрессор со степенью сжатия  $\pi_k^* = 16$ , габаритными параметрами  $D_{cp1} = 0.864$  м,  $D_{н1} = 1.151$  м,  $D_{вт} = 0.576$  м. Для наглядности был построен треугольник скоростей последней ступени компрессора.

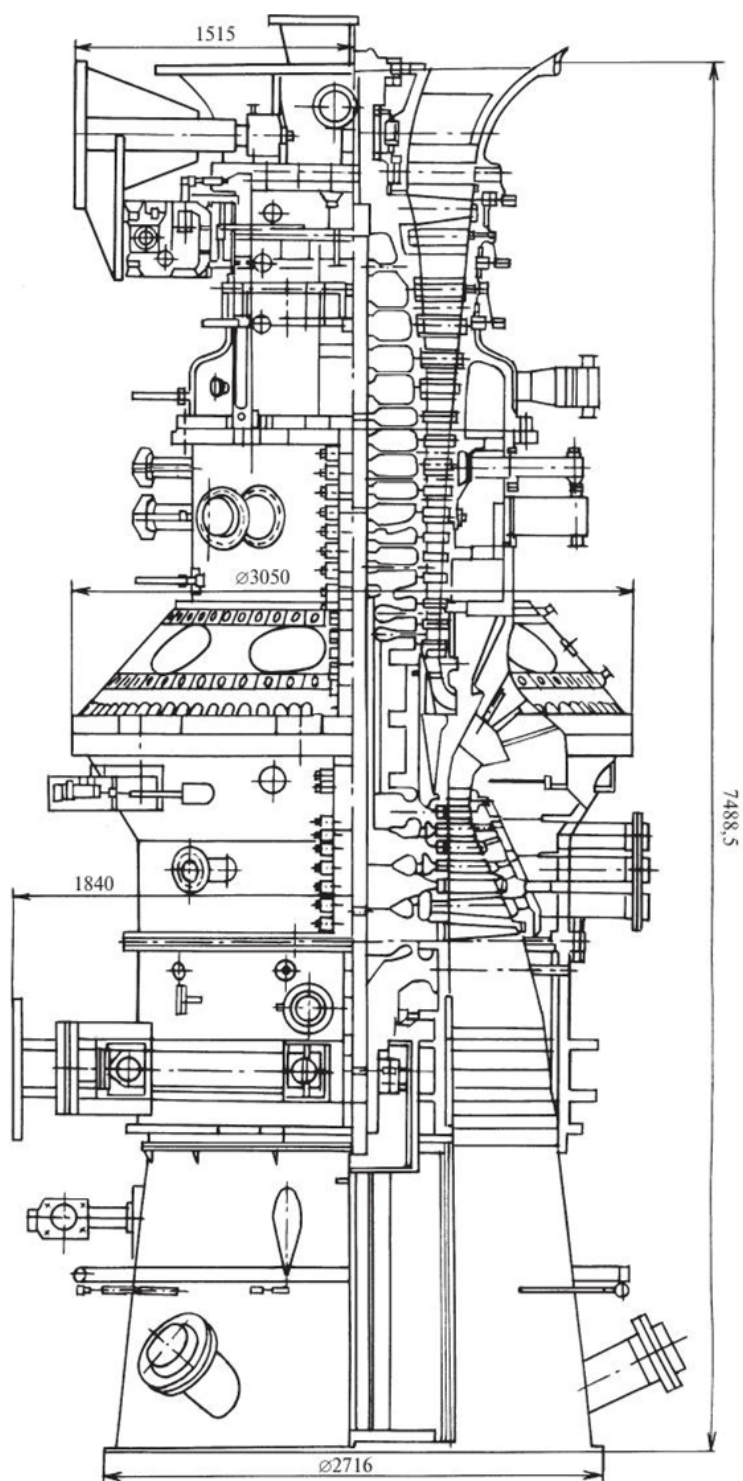
Подводя итог расчета турбинной части, была получена 4–ступенчатая турбина. Высота последней лопатки  $l_2 = 177$  мм. Средний диаметр рабочих лопаток  $d_{2T} = 1.4$  м.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

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

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Схема ГТЭ-65, являющейся прототипом, взята из пособия [6].



гг

Рисунок 12. Схематическое изображение прототипа – ГТЭ-65

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

1)  $T_3^* = 1543 \text{ K}$

Программа A2GTP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K. 12.11.2024

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3\*=1543.0K TH=288.0K PH= .1013МПа  
 2 МЮ= .000 TCT=1100.0K ДТВ=100.0K НОСР=240.0кДж/кг  
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .50 УТОХЛ= .20  
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= .950 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ= .970

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0  
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818  
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан внутренний к.п.д. турбины по полным параметрам КПДТВ= .910

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

### Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	T6	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	344.4	444.4	1348.3	1435.3	1195.1	1139.1	1139.1	3.5
6.00	504.0	404.0	504.0	1336.3	1424.9	1098.9	1059.5	1059.5	5.3
8.00	551.5	451.5	551.5	1336.3	1424.9	1034.8	1007.0	1007.0	7.0
10.00	591.7	491.7	591.7	1336.3	1424.9	987.4	966.2	966.2	8.8
12.00	627.2	527.2	627.2	1336.3	1424.9	950.2	933.2	933.2	10.5
14.00	659.3	559.3	659.3	1336.3	1424.9	919.6	905.5	905.5	12.3
16.00	688.9	588.9	688.9	1336.3	1424.9	893.8	881.8	881.8	14.0
18.00	716.6	616.6	716.6	1336.3	1424.9	871.6	861.2	861.2	15.8
20.00	742.8	642.8	742.8	1336.3	1424.9	852.1	842.9	842.9	17.6
22.00	767.8	667.8	767.8	1336.3	1424.9	834.8	826.6	826.6	19.3
24.00	791.7	691.7	791.7	1336.3	1424.9	819.2	811.9	811.9	21.1
26.00	814.8	714.8	814.8	1336.3	1424.9	805.1	798.5	798.5	22.8
28.00	837.3	737.3	837.3	1336.3	1424.9	792.2	786.1	786.1	24.6
30.00	859.2	759.2	859.2	1336.3	1424.9	780.4	774.8	774.8	26.3
32.00	880.7	780.7	880.7	1336.3	1424.9	769.4	764.2	764.2	28.1
34.00	901.8	801.8	901.8	1336.3	1424.9	759.2	754.4	754.4	29.9
36.00	922.4	822.4	922.4	1336.3	1424.9	749.7	745.2	745.2	31.6
38.00	942.9	842.9	942.9	1336.3	1424.9	740.7	736.5	736.5	33.4
40.00	963.2	863.2	963.2	1336.3	1424.9	732.3	728.4	728.4	35.1
42.00	983.4	883.4	983.4	1336.3	1424.9	724.4	720.7	720.7	36.9

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOХЛ	ПИОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	458.3	1.2738	2.14	.058	4	85.1	2.3	14.1	-.013
6.0	219.1	1.0140	578.7	1.2623	2.25	.038	5	64.5	3.1	17.6	-.008
8.0	268.1	1.0177	655.9	1.2538	2.35	.029	5	48.3	3.9	18.5	-.004
10.0	310.2	1.0212	712.0	1.2471	2.44	.023	5	38.5	4.8	19.0	-.002
12.0	347.5	1.0245	755.4	1.2415	2.53	.019	5	32.0	5.6	19.4	-.001
14.0	381.6	1.0277	790.6	1.2366	2.61	.016	5	27.4	6.5	19.7	.000
16.0	413.2	1.0307	820.1	1.2323	2.69	.014	5	24.0	7.3	20.1	.001
18.0	443.0	1.0335	845.2	1.2284	2.78	.013	5	21.3	8.2	20.5	.001
20.0	471.3	1.0362	867.2	1.2248	2.86	.012	5	19.1	9.0	21.0	.002
22.0	498.5	1.0389	886.6	1.2216	2.95	.010	5	17.4	9.9	21.5	.003
24.0	524.6	1.0415	903.9	1.2185	3.04	.010	5	15.9	10.7	22.1	.003
26.0	550.0	1.0440	919.7	1.2156	3.13	.009	5	14.6	11.6	22.7	.004
28.0	574.8	1.0465	934.1	1.2129	3.22	.008	5	13.6	12.4	23.5	.005
30.0	599.2	1.0489	947.4	1.2103	3.32	.008	5	12.7	13.3	24.4	.005
32.0	623.1	1.0513	959.8	1.2078	3.42	.007	5	11.9	14.1	25.5	.006
34.0	646.6	1.0536	971.4	1.2054	3.53	.007	5	11.1	15.0	26.7	.007
36.0	669.8	1.0558	982.4	1.2031	3.64	.006	5	10.5	15.8	28.1	.008
38.0	693.0	1.0581	993.1	1.2008	3.76	.006	5	9.9	16.7	29.7	.008
40.0	716.0	1.0603	1003.4	1.1987	3.89	.006	5	9.4	17.5	31.7	.009
42.0	738.9	1.0626	1013.5	1.1965	4.02	.005	5	9.0	18.4	34.1	.009

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кг/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.910	4.9	1300.0	225.128	220.871	288.7	.224	.220	.553	.642
6.0	.882	.910	4.1	1245.4	186.653	184.237	348.2	.283	.277	.439	.610
8.0	.874	.910	3.5	1201.8	171.826	170.559	378.3	.319	.312	.390	.581
10.0	.866	.910	3.1	1162.0	165.114	164.411	393.7	.343	.335	.363	.555
12.0	.858	.910	2.8	1125.3	162.265	161.877	400.6	.361	.352	.345	.532
14.0	.850	.910	2.6	1091.0	161.617	161.416	402.2	.374	.365	.333	.509
16.0	.842	.910	2.5	1058.6	162.425	162.335	400.2	.384	.374	.325	.488
18.0	.834	.910	2.4	1027.8	164.293	164.263	395.6	.391	.381	.319	.468
20.0	.826	.910	2.3	998.3	167.041	167.037	389.1	.397	.386	.315	.449
22.0	.818	.910	2.2	969.7	170.547	170.539	381.1	.400	.389	.313	.430
24.0	.810	.910	2.2	942.0	174.739	174.705	372.0	.402	.391	.311	.412
26.0	.802	.910	2.1	915.0	179.621	179.539	361.9	.404	.392	.311	.394
28.0	.794	.910	2.1	888.5	185.210	185.059	351.0	.403	.391	.311	.376
30.0	.786	.910	2.1	862.4	191.590	191.346	339.3	.402	.389	.312	.359
32.0	.778	.910	2.1	836.7	198.777	198.417	327.0	.400	.387	.314	.341
34.0	.770	.910	2.1	811.3	206.816	206.312	314.3	.397	.384	.317	.324
36.0	.762	.910	2.1	786.2	215.776	215.096	301.2	.394	.379	.321	.308
38.0	.754	.910	2.1	761.1	225.922	225.025	287.7	.389	.374	.325	.291
40.0	.746	.910	2.2	736.0	237.336	236.172	273.9	.384	.368	.330	.274
42.0	.738	.910	2.2	711.0	250.202	248.705	259.8	.378	.362	.336	.258

Нормальное завершение расчета

-----

$$2) T_3^* = 1594 \text{ K}$$

Программа A26TP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K. 12.11.2024

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3\*=1593.0K TH=288.0K PH= .1013МПа  
 2 МЮ= .000 TCT=1100.0K ДТВ=100.0K НОСР=240.0кДж/кг  
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .50 УТОХЛ= .20  
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= .950 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ= .970

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0  
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818  
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан внутренний к.п.д. турбины по полным параметрам КПДТВ= .910

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

#### Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	T6	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	344.4	444.4	1386.8	1475.9	1236.3	1167.8	1167.8	3.5
6.00	504.0	404.0	504.0	1370.5	1461.5	1137.6	1090.6	1090.6	5.3
8.00	551.5	451.5	551.5	1362.9	1461.5	1071.8	1038.6	1038.6	7.0
10.00	591.7	491.7	591.7	1362.9	1461.5	1023.1	997.8	997.8	8.8
12.00	627.2	527.2	627.2	1362.9	1461.5	984.8	964.5	964.5	10.5
14.00	659.3	559.3	659.3	1362.9	1461.5	953.4	936.5	936.5	12.3
16.00	688.9	588.9	688.9	1362.9	1461.5	926.9	912.5	912.5	14.0
18.00	716.6	616.6	716.6	1362.9	1461.5	904.0	891.6	891.6	15.8
20.00	742.8	642.8	742.8	1362.9	1461.5	884.0	873.0	873.0	17.6
22.00	767.8	667.8	767.8	1362.9	1461.5	866.1	856.4	856.4	19.3
24.00	791.7	691.7	791.7	1362.9	1461.5	850.1	841.3	841.3	21.1
26.00	814.8	714.8	814.8	1362.9	1461.5	835.6	827.6	827.6	22.8
28.00	837.3	737.3	837.3	1362.9	1461.5	822.3	815.0	815.0	24.6
30.00	859.2	759.2	859.2	1362.9	1461.5	810.1	803.4	803.4	26.3
32.00	880.7	780.7	880.7	1362.9	1461.5	798.8	792.6	792.6	28.1
34.00	901.8	801.8	901.8	1362.9	1461.5	788.3	782.5	782.5	29.9
36.00	922.4	822.4	922.4	1362.9	1461.5	778.5	773.1	773.1	31.6
38.00	942.9	842.9	942.9	1362.9	1461.5	769.3	764.3	764.3	33.4
40.00	963.2	863.2	963.2	1362.9	1461.5	760.6	755.9	755.9	35.1
42.00	983.4	883.4	983.4	1362.9	1461.5	752.4	747.9	747.9	36.9

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOХЛ	ПИОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	478.1	1.2845	2.03	.061	4	104.1	2.3	17.6	-.022
6.0	219.1	1.0140	601.6	1.2730	2.13	.041	5	76.7	3.1	20.9	-.013
8.0	268.1	1.0177	680.7	1.2645	2.22	.031	5	57.4	3.8	21.4	-.003
10.0	310.2	1.0212	738.9	1.2579	2.30	.025	5	45.8	4.6	22.1	-.001
12.0	347.5	1.0245	784.1	1.2522	2.38	.020	5	38.1	5.3	22.5	.001
14.0	381.6	1.0277	820.7	1.2474	2.45	.018	5	32.6	6.1	23.0	.002
16.0	413.2	1.0307	851.3	1.2430	2.52	.015	5	28.5	6.9	23.4	.003
18.0	443.0	1.0335	877.5	1.2391	2.60	.014	5	25.3	7.7	23.9	.003
20.0	471.3	1.0362	900.4	1.2355	2.67	.012	5	22.7	8.5	24.5	.004
22.0	498.5	1.0389	920.6	1.2322	2.75	.011	5	20.6	9.3	25.1	.005
24.0	524.6	1.0415	938.8	1.2291	2.82	.010	5	18.9	10.1	25.8	.005
26.0	550.0	1.0440	955.2	1.2262	2.90	.009	5	17.4	10.9	26.6	.006
28.0	574.8	1.0465	970.3	1.2234	2.99	.009	5	16.2	11.7	27.5	.007
30.0	599.2	1.0489	984.2	1.2208	3.07	.008	5	15.1	12.5	28.6	.007
32.0	623.1	1.0513	997.2	1.2183	3.16	.008	5	14.1	13.3	29.8	.008
34.0	646.6	1.0536	1009.5	1.2159	3.25	.007	5	13.3	14.1	31.2	.009
36.0	669.8	1.0558	1021.2	1.2135	3.34	.007	5	12.5	14.9	32.9	.010
38.0	693.0	1.0581	1032.5	1.2113	3.44	.006	5	11.8	15.7	34.9	.010
40.0	716.0	1.0603	1043.5	1.2090	3.55	.006	5	11.2	16.5	37.2	.010
42.0	738.9	1.0626	1054.4	1.2069	3.66	.006	5	10.7	17.3	40.0	.011

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кг/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.910	5.8	1357.4	213.594	207.884	304.3	.226	.222	.548	.654
6.0	.882	.910	4.8	1307.1	176.823	173.616	367.6	.284	.278	.437	.622
8.0	.874	.910	4.0	1265.6	162.458	160.614	400.1	.320	.313	.389	.595
10.0	.866	.910	3.5	1227.0	155.509	154.344	418.0	.345	.337	.361	.570
12.0	.858	.910	3.2	1191.1	152.254	151.475	426.9	.363	.355	.343	.547
14.0	.850	.910	3.0	1157.4	151.114	150.569	430.1	.377	.368	.331	.526
16.0	.842	.910	2.8	1125.4	151.331	150.929	429.5	.387	.378	.322	.506
18.0	.834	.910	2.7	1094.9	152.534	152.217	426.1	.395	.385	.316	.487
20.0	.826	.910	2.6	1065.5	154.530	154.257	420.6	.401	.391	.311	.468
22.0	.818	.910	2.5	1037.0	157.185	156.923	413.5	.406	.395	.308	.450
24.0	.810	.910	2.5	1009.4	160.417	160.140	405.2	.409	.397	.306	.432
26.0	.802	.910	2.4	982.4	164.205	163.889	395.8	.411	.399	.305	.415
28.0	.794	.910	2.4	955.9	168.577	168.199	385.6	.411	.399	.305	.398
30.0	.786	.910	2.4	929.8	173.557	173.094	374.5	.411	.399	.305	.382
32.0	.778	.910	2.4	904.1	179.139	178.565	362.8	.410	.397	.306	.365
34.0	.770	.910	2.4	878.6	185.336	184.625	350.7	.409	.395	.308	.349
36.0	.762	.910	2.4	853.4	192.183	191.304	338.2	.406	.392	.310	.333
38.0	.754	.910	2.4	828.2	199.842	198.754	325.3	.403	.389	.313	.317
40.0	.746	.910	2.5	803.0	208.348	207.004	312.0	.399	.385	.316	.301
42.0	.738	.910	2.5	777.8	217.749	216.089	298.5	.395	.380	.320	.285

Нормальное завершение расчета

-----

$$3) T_3^* = 1643 \text{ K}$$

Программа A26TP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K. 12.11.2024

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3\*=1643.0K TH=288.0K PH= .1013МПа  
 2 МЮ= .000 TCT=1100.0K ДТВ=100.0K НОСР=240.0кДж/кг  
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .50 УТОХЛ= .20  
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= .950 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ= .970

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0  
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818  
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан внутренний к.п.д. турбины по полным параметрам КПДТВ= .910

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

#### Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	T6	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	344.4	444.4	1425.6	1516.9	1277.6	1195.5	1195.5	3.5
6.00	504.0	404.0	504.0	1406.0	1499.3	1176.3	1119.7	1119.7	5.3
8.00	551.5	451.5	551.5	1403.2	1492.2	1108.9	1063.1	1063.1	7.0
10.00	591.7	491.7	591.7	1401.7	1492.2	1059.0	1023.9	1023.9	8.8
12.00	627.2	527.2	627.2	1401.7	1492.2	1019.6	991.5	991.5	10.5
14.00	659.3	559.3	659.3	1401.7	1492.2	987.3	964.0	964.0	12.3
16.00	688.9	588.9	688.9	1401.7	1492.2	960.1	940.2	940.2	14.0
18.00	716.6	616.6	716.6	1401.7	1492.2	936.6	919.4	919.4	15.8
20.00	742.8	642.8	742.8	1401.7	1492.2	916.0	900.8	900.8	17.6
22.00	767.8	667.8	767.8	1401.7	1492.2	897.6	884.1	884.1	19.3
24.00	791.7	691.7	791.7	1401.7	1492.2	881.2	869.0	869.0	21.1
26.00	814.8	714.8	814.8	1401.7	1492.2	866.2	855.2	855.2	22.8
28.00	837.3	737.3	837.3	1401.7	1492.2	852.6	842.5	842.5	24.6
30.00	859.2	759.2	859.2	1401.7	1492.2	840.0	830.7	830.7	26.3
32.00	880.7	780.7	880.7	1401.7	1492.2	828.3	819.8	819.8	28.1
34.00	901.8	801.8	901.8	1401.7	1492.2	817.5	809.6	809.6	29.9
36.00	922.4	822.4	922.4	1401.7	1492.2	807.4	800.0	800.0	31.6
38.00	942.9	842.9	942.9	1401.7	1492.2	797.9	791.0	791.0	33.4
40.00	963.2	863.2	963.2	1401.7	1492.2	789.0	782.5	782.5	35.1
42.00	983.4	883.4	983.4	1401.7	1492.2	780.6	774.4	774.4	36.9



ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOХЛ	ПИОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	499.0	1.2951	1.93	.065	4	124.9	2.4	21.8	-.032
6.0	219.1	1.0140	626.1	1.2836	2.02	.043	5	92.3	3.1	25.3	-.020
8.0	268.1	1.0177	712.7	1.2752	2.10	.032	6	78.6	3.9	30.2	-.020
10.0	310.2	1.0212	772.3	1.2685	2.17	.026	6	62.8	4.7	30.6	-.014
12.0	347.5	1.0245	819.0	1.2628	2.24	.022	6	52.2	5.4	31.2	-.011
14.0	381.6	1.0277	856.9	1.2580	2.31	.019	6	44.7	6.2	31.7	-.009
16.0	413.2	1.0307	888.6	1.2536	2.37	.016	6	39.0	7.0	32.2	-.007
18.0	443.0	1.0335	915.8	1.2497	2.44	.014	6	34.7	7.8	32.8	-.006
20.0	471.3	1.0362	939.7	1.2461	2.50	.013	6	31.1	8.5	33.6	-.005
22.0	498.5	1.0389	960.8	1.2427	2.57	.012	6	28.3	9.3	34.4	-.004
24.0	524.6	1.0415	979.8	1.2396	2.64	.011	6	25.9	10.1	35.3	-.003
26.0	550.0	1.0440	997.1	1.2367	2.71	.010	6	23.9	10.9	36.4	-.002
28.0	574.8	1.0465	1013.0	1.2339	2.78	.009	6	22.1	11.7	37.7	-.001
30.0	599.2	1.0489	1027.8	1.2313	2.85	.009	6	20.6	12.4	39.1	.000
32.0	623.1	1.0513	1041.7	1.2287	2.93	.008	6	19.3	13.2	40.8	.001
34.0	646.6	1.0536	1054.9	1.2263	3.01	.008	6	18.2	14.0	42.7	.002
36.0	669.8	1.0558	1067.6	1.2239	3.09	.007	6	17.1	14.8	45.0	.003
38.0	693.0	1.0581	1080.0	1.2216	3.17	.007	6	16.2	15.6	47.7	.003
40.0	716.0	1.0603	1092.1	1.2194	3.26	.006	6	15.4	16.3	50.9	.004
42.0	738.9	1.0626	1104.3	1.2172	3.36	.006	6	14.6	17.1	54.7	.005

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кг/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.910	6.7	1413.5	202.917	195.770	320.3	.229	.224	.542	.665
6.0	.882	.910	5.6	1366.6	167.848	163.662	387.3	.286	.281	.433	.634
8.0	.874	.910	5.2	1320.8	153.237	149.885	424.2	.325	.318	.382	.608
10.0	.866	.910	4.6	1285.1	146.324	143.935	444.2	.350	.342	.355	.585
12.0	.858	.910	4.1	1251.1	142.796	140.967	455.2	.368	.360	.338	.563
14.0	.850	.910	3.8	1218.7	141.268	139.787	460.1	.383	.374	.325	.543
16.0	.842	.910	3.6	1187.7	141.007	139.750	461.0	.394	.384	.316	.523
18.0	.834	.910	3.4	1157.9	141.646	140.531	458.9	.402	.392	.310	.505
20.0	.826	.910	3.3	1129.0	142.998	141.967	454.6	.409	.399	.305	.487
22.0	.818	.910	3.2	1101.0	144.931	143.940	448.5	.414	.403	.302	.470
24.0	.810	.910	3.1	1073.7	147.353	146.368	441.1	.418	.407	.299	.453
26.0	.802	.910	3.1	1046.9	150.231	149.220	432.7	.421	.409	.297	.437
28.0	.794	.910	3.0	1020.6	153.573	152.506	423.3	.422	.411	.296	.421
30.0	.786	.910	3.0	994.6	157.374	156.223	413.0	.423	.411	.296	.405
32.0	.778	.910	3.0	968.9	161.619	160.354	402.2	.424	.411	.296	.389
34.0	.770	.910	3.0	943.4	166.299	164.888	390.9	.423	.410	.296	.374
36.0	.762	.910	3.0	918.2	171.424	169.833	379.2	.422	.409	.297	.358
38.0	.754	.910	3.1	892.9	177.073	175.257	367.1	.421	.407	.299	.343
40.0	.746	.910	3.1	867.6	183.262	181.169	354.7	.419	.405	.300	.329
42.0	.738	.910	3.2	842.2	189.999	187.564	342.1	.417	.402	.302	.314

Нормальное завершение расчета

-----

$$4) T_3^* = 1693 \text{ K}$$

Программа A26TP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K. 12.11.2024

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3\*=1693.0K TH=288.0K PH= .1013МПа  
 2 МЮ= .000 TCT=1100.0K ДТВ=100.0K НОСР=240.0кДж/кг  
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .50 УТОХЛ= .20  
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= .950 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ= .970

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0  
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818  
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан внутренний к.п.д. турбины по полным параметрам КПДТВ= .910

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

#### Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	T6	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	344.4	444.4	1464.6	1558.1	1318.9	1222.1	1222.1	3.5
6.00	504.0	404.0	504.0	1442.8	1538.3	1215.2	1147.4	1147.4	5.3
8.00	551.5	451.5	551.5	1437.1	1528.3	1146.1	1092.7	1092.7	7.0
10.00	591.7	491.7	591.7	1429.4	1528.3	1094.9	1054.1	1054.1	8.8
12.00	627.2	527.2	627.2	1429.4	1528.3	1054.5	1021.7	1021.7	10.5
14.00	659.3	559.3	659.3	1429.4	1528.3	1021.4	994.2	994.2	12.3
16.00	688.9	588.9	688.9	1429.4	1528.3	993.4	970.3	970.3	14.0
18.00	716.6	616.6	716.6	1429.4	1528.3	969.3	949.2	949.2	15.8
20.00	742.8	642.8	742.8	1429.4	1528.3	948.1	930.4	930.4	17.6
22.00	767.8	667.8	767.8	1429.4	1528.3	929.3	913.5	913.5	19.3
24.00	791.7	691.7	791.7	1429.4	1528.3	912.4	898.2	898.2	21.1
26.00	814.8	714.8	814.8	1429.4	1528.3	897.0	884.2	884.2	22.8
28.00	837.3	737.3	837.3	1429.4	1528.3	883.0	871.2	871.2	24.6
30.00	859.2	759.2	859.2	1429.4	1528.3	870.1	859.2	859.2	26.3
32.00	880.7	780.7	880.7	1429.4	1528.3	858.1	848.1	848.1	28.1
34.00	901.8	801.8	901.8	1429.4	1528.3	847.0	837.7	837.7	29.9
36.00	922.4	822.4	922.4	1429.4	1528.3	836.6	827.9	827.9	31.6
38.00	942.9	842.9	942.9	1429.4	1528.3	826.8	818.7	818.7	33.4
40.00	963.2	863.2	963.2	1429.4	1528.3	817.6	810.0	810.0	35.1
42.00	983.4	883.4	983.4	1429.4	1528.3	808.9	801.7	801.7	36.9

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOХЛ	ПИОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	521.2	1.3054	1.84	.069	4	147.5	2.5	26.6	-.042
6.0	219.1	1.0140	651.9	1.2940	1.92	.046	5	110.3	3.1	30.6	-.028
8.0	268.1	1.0177	740.3	1.2856	1.99	.034	6	91.4	3.9	34.9	-.025
10.0	310.2	1.0212	800.9	1.2789	2.06	.027	6	72.9	4.5	35.0	-.014
12.0	347.5	1.0245	849.2	1.2732	2.12	.023	6	60.7	5.2	35.6	-.011
14.0	381.6	1.0277	888.4	1.2684	2.18	.020	6	51.9	6.0	36.2	-.008
16.0	413.2	1.0307	921.4	1.2640	2.24	.017	6	45.4	6.7	36.8	-.007
18.0	443.0	1.0335	949.7	1.2601	2.30	.015	6	40.3	7.4	37.5	-.005
20.0	471.3	1.0362	974.4	1.2565	2.35	.014	6	36.2	8.1	38.4	-.004
22.0	498.5	1.0389	996.5	1.2531	2.41	.012	6	32.9	8.9	39.3	-.003
24.0	524.6	1.0415	1016.3	1.2500	2.47	.011	6	30.1	9.6	40.5	-.002
26.0	550.0	1.0440	1034.3	1.2470	2.53	.011	6	27.7	10.4	41.7	-.001
28.0	574.8	1.0465	1051.0	1.2442	2.60	.010	6	25.7	11.1	43.2	.000
30.0	599.2	1.0489	1066.5	1.2415	2.66	.009	6	24.0	11.8	44.9	.001
32.0	623.1	1.0513	1081.2	1.2390	2.73	.009	6	22.4	12.6	46.8	.002
34.0	646.6	1.0536	1095.1	1.2365	2.80	.008	6	21.1	13.3	49.0	.003
36.0	669.8	1.0558	1108.6	1.2341	2.87	.008	6	19.9	14.0	51.7	.003
38.0	693.0	1.0581	1121.7	1.2318	2.94	.007	6	18.8	14.8	54.8	.004
40.0	716.0	1.0603	1134.7	1.2295	3.02	.007	6	17.9	15.5	58.4	.005
42.0	738.9	1.0626	1147.7	1.2273	3.10	.007	6	17.0	16.3	62.8	.005

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кг/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.910	7.8	1468.1	192.963	184.403	336.9	.232	.227	.535	.676
6.0	.882	.910	6.5	1424.2	159.648	154.407	407.1	.289	.283	.430	.646
8.0	.874	.910	5.9	1382.1	145.497	141.478	446.7	.327	.320	.380	.621
10.0	.866	.910	5.2	1348.3	138.767	135.840	468.4	.351	.344	.354	.597
12.0	.858	.910	4.7	1315.5	135.030	132.748	481.4	.370	.362	.336	.577
14.0	.850	.910	4.3	1284.0	133.191	131.313	488.0	.385	.376	.323	.557
16.0	.842	.910	4.1	1253.6	132.571	130.958	490.3	.396	.387	.314	.539
18.0	.834	.910	3.9	1224.2	132.797	131.355	489.5	.405	.396	.307	.521
20.0	.826	.910	3.7	1195.7	133.686	132.351	486.2	.413	.403	.302	.504
22.0	.818	.910	3.6	1167.9	135.096	133.819	481.1	.418	.408	.298	.487
24.0	.810	.910	3.5	1140.8	136.943	135.686	474.6	.423	.412	.295	.471
26.0	.802	.910	3.5	1114.2	139.186	137.914	467.0	.426	.415	.293	.456
28.0	.794	.910	3.4	1087.9	141.818	140.501	458.3	.429	.417	.292	.440
30.0	.786	.910	3.4	1061.9	144.828	143.434	448.8	.430	.418	.291	.425
32.0	.778	.910	3.4	1036.2	148.185	146.685	438.6	.432	.419	.290	.410
34.0	.770	.910	3.4	1010.7	151.878	150.239	428.0	.432	.419	.290	.395
36.0	.762	.910	3.4	985.4	155.867	154.055	417.0	.432	.419	.290	.381
38.0	.754	.910	3.5	959.9	160.299	158.269	405.5	.432	.418	.291	.366
40.0	.746	.910	3.5	934.5	165.106	162.806	393.7	.431	.417	.292	.352
42.0	.738	.910	3.6	908.9	170.279	167.649	381.7	.430	.416	.292	.338

Нормальное завершение расчета

-----

$$5) T_3^* = 1743 \text{ K}$$

Программа A26TP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K. 12.11.2024

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3\*=1743.0K TH=288.0K PH= .1013МПа  
 2 МЮ= .000 TCT=1100.0K ДТВ=100.0K НОСР=240.0кДж/кг  
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .50 УТОХЛ= .20  
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= .950 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ= .970

5 Значения ПИК:

4.0	6.0	8.0	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0	20.0	22.0
24.0	26.0	28.0	30.0	32.0	34.0	36.0	38.0	40.0	42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890	.882	.874	.866	.858	.850	.842	.834	.826	.818
.810	.802	.794	.786	.778	.770	.762	.754	.746	.738

7 Задан внутренний к.п.д. турбины по полным параметрам КПДТВ= .910

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

#### Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	T6	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	344.4	444.4	1503.6	1599.3	1360.4	1247.6	1247.6	3.5
6.00	504.0	404.0	504.0	1480.1	1577.8	1254.3	1174.4	1174.4	5.3
8.00	551.5	451.5	551.5	1472.2	1565.5	1183.4	1120.4	1120.4	7.0
10.00	591.7	491.7	591.7	1471.9	1559.3	1131.0	1076.9	1076.9	8.8
12.00	627.2	527.2	627.2	1467.4	1559.3	1089.6	1046.2	1046.2	10.5
14.00	659.3	559.3	659.3	1467.4	1559.3	1055.6	1019.6	1019.6	12.3
16.00	688.9	588.9	688.9	1467.4	1559.3	1026.9	996.2	996.2	14.0
18.00	716.6	616.6	716.6	1467.4	1559.3	1002.2	975.6	975.6	15.8
20.00	742.8	642.8	742.8	1467.4	1559.3	980.5	957.0	957.0	17.6
22.00	767.8	667.8	767.8	1467.4	1559.3	961.1	940.2	940.2	19.3
24.00	791.7	691.7	791.7	1467.4	1559.3	943.8	925.0	925.0	21.1
26.00	814.8	714.8	814.8	1467.4	1559.3	928.0	910.9	910.9	22.8
28.00	837.3	737.3	837.3	1467.4	1559.3	913.6	898.0	898.0	24.6
30.00	859.2	759.2	859.2	1467.4	1559.3	900.3	886.0	886.0	26.3
32.00	880.7	780.7	880.7	1467.4	1559.3	888.0	874.8	874.8	28.1
34.00	901.8	801.8	901.8	1467.4	1559.3	876.6	864.3	864.3	29.9
36.00	922.4	822.4	922.4	1467.4	1559.3	865.9	854.4	854.4	31.6
38.00	942.9	842.9	942.9	1467.4	1559.3	855.9	845.1	845.1	33.4
40.00	963.2	863.2	963.2	1467.4	1559.3	846.4	836.3	836.3	35.1
42.00	983.4	883.4	983.4	1467.4	1559.3	837.5	827.9	827.9	36.9

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOХЛ	ПИОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	544.6	1.3158	1.75	.072	4	171.9	2.6	32.2	-.053
6.0	219.1	1.0140	678.8	1.3044	1.83	.048	5	129.8	3.2	36.6	-.036
8.0	268.1	1.0177	769.9	1.2960	1.89	.036	6	107.6	3.9	41.3	-.031
10.0	310.2	1.0212	839.5	1.2893	1.95	.029	7	96.0	4.7	47.4	-.032
12.0	347.5	1.0245	888.1	1.2836	2.01	.024	7	79.8	5.4	47.5	-.024
14.0	381.6	1.0277	928.3	1.2787	2.06	.021	7	68.3	6.1	48.1	-.020
16.0	413.2	1.0307	962.3	1.2743	2.11	.018	7	59.7	6.8	48.8	-.017
18.0	443.0	1.0335	991.6	1.2704	2.17	.016	7	53.0	7.5	49.7	-.015
20.0	471.3	1.0362	1017.3	1.2668	2.22	.014	7	47.6	8.2	50.7	-.013
22.0	498.5	1.0389	1040.2	1.2634	2.27	.013	7	43.2	8.9	51.9	-.011
24.0	524.6	1.0415	1061.0	1.2603	2.32	.012	7	39.6	9.6	53.3	-.010
26.0	550.0	1.0440	1080.0	1.2573	2.38	.011	7	36.5	10.4	55.0	-.009
28.0	574.8	1.0465	1097.6	1.2545	2.43	.010	7	33.8	11.1	56.9	-.007
30.0	599.2	1.0489	1114.1	1.2518	2.49	.010	7	31.5	11.8	59.1	-.006
32.0	623.1	1.0513	1129.8	1.2492	2.55	.009	7	29.5	12.5	61.6	-.005
34.0	646.6	1.0536	1144.8	1.2467	2.61	.009	7	27.8	13.3	64.6	-.004
36.0	669.8	1.0558	1159.5	1.2443	2.67	.008	7	26.2	14.0	68.0	-.004
38.0	693.0	1.0581	1173.9	1.2419	2.74	.008	7	24.8	14.7	72.1	-.003
40.0	716.0	1.0603	1188.4	1.2396	2.80	.007	7	23.5	15.4	76.9	-.002
42.0	738.9	1.0626	1203.1	1.2374	2.87	.007	7	22.4	16.1	82.6	-.001

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кг/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.910	8.9	1521.2	183.674	173.731	353.9	.235	.230	.528	.687
6.0	.882	.910	7.5	1480.6	152.108	145.820	427.3	.292	.286	.426	.657
8.0	.874	.910	6.8	1440.6	138.393	133.532	469.7	.330	.323	.377	.632
10.0	.866	.910	6.5	1401.1	131.054	126.720	496.0	.358	.350	.347	.611
12.0	.858	.910	5.9	1371.1	127.418	123.924	510.1	.376	.368	.330	.591
14.0	.850	.910	5.4	1341.5	125.381	122.428	518.4	.391	.383	.318	.572
16.0	.842	.910	5.1	1312.6	124.465	121.871	522.2	.403	.394	.309	.554
18.0	.834	.910	4.8	1284.3	124.343	121.991	522.7	.413	.403	.302	.537
20.0	.826	.910	4.6	1256.6	124.824	122.629	520.7	.420	.410	.296	.521
22.0	.818	.910	4.5	1229.5	125.779	123.678	516.8	.427	.416	.292	.505
24.0	.810	.910	4.4	1202.9	127.117	125.063	511.3	.432	.421	.289	.490
26.0	.802	.910	4.3	1176.6	128.788	126.739	504.7	.436	.425	.286	.475
28.0	.794	.910	4.2	1150.6	130.787	128.704	497.0	.439	.428	.284	.460
30.0	.786	.910	4.2	1124.8	133.088	130.934	488.4	.442	.430	.283	.446
32.0	.778	.910	4.2	1099.2	135.654	133.395	479.2	.444	.432	.282	.431
34.0	.770	.910	4.2	1073.8	138.467	136.065	469.4	.445	.433	.281	.417
36.0	.762	.910	4.2	1048.4	141.491	138.907	459.4	.447	.434	.280	.404
38.0	.754	.910	4.3	1022.9	144.816	142.000	448.8	.448	.434	.280	.390
40.0	.746	.910	4.4	997.3	148.369	145.267	438.1	.449	.435	.280	.377
42.0	.738	.910	4.5	971.4	152.134	148.678	427.3	.450	.435	.279	.363

Нормальное завершение расчета

-----