

**Министерство образования и науки
Российской Федерации**

**Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»**

К. Л. ЛАПШИН, К. Д. АНДРЕЕВ

Практические занятия

по дисциплине

ТЕОРИЯ ТУРБОМАШИН

Учебное пособие

**Санкт–Петербург
2019**

СОДЕРЖАНИЕ

Основные обозначения.....	3
Предисловие.....	5
1. Одномерные адиабатные течения газа.....	6
1.1. Рабочие процессы в соплах турбины.....	6
1.2. Процессы сжатия в диффузорах компрессора.....	10
2. Сверхзвуковое течение в косом срезе турбинного сопла.....	14
2.1. Отклонение потока в косом срезе турбинного сопла.....	14
3. Коэффициенты кинематического подобия ступеней осевых турбомашин.....	19
3.1. Построение условных треугольников скоростей и профилей лопаток турбомашин.....	22
4. Процесс расширения газа в турбинной ступени в h-s диаграмме.....	27
4.1. Построение процесса расширения газа в h-s диаграмме для турбинной ступени.....	28
Литература.....	31

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1. Геометрия проточной части

u, z, r – оси координат, соответствующие направлениям окружной скорости u , оси турбины z и радиуса r ;

d – диаметр;

l – длина лопатки вдоль радиуса;

b – хорда профиля;

t – шаг решетки;

$\alpha_{0,l}, \alpha_{1,l}$ – входной и выходной углы направляющих лопаток, определяемые как углы между осью u и касательной к средней линии профиля;

$\beta_{1,l}, \beta_{2,l}$ – входной и выходной углы рабочих лопаток, определяемые как углы между осью u и касательной к средней линии профиля.

2. Кинематика потока

c, w, u – абсолютная, относительная и переносная (окружная) скорости;

ω – угловая частота вращения ротора;

n_p – частота вращения ротора;

α, β – углы между положительным направлением оси u и проекциями векторов абсолютной и относительной скоростей на плоскость $z-u$.

3. Параметры рабочего тела

h – энтальпия;

p – давление;

T – абсолютная температура;

ρ – плотность;

s – энтропия;

c_p – теплоемкость при постоянном давлении;

c_v – теплоемкость при постоянном объеме;

R – газовая постоянная;

k – показатель изоэнтропы.

Индексами $0, 1, 2$ отмечаются все величины, относящиеся соответственно к сечениям перед ступенью, перед рабочим колесом и за ним. Проекции скоростей на оси u, z и r отмечаются соответствующими индексами. Параметры в корневом сечении отмечаются одним штрихом, в периферийном – двумя штрихами, в среднем – индексом c . Углы α и β в некоторых случаях отсчитываются от направления, обратного оси u , в этом случае они отмечаются звездочкой: α^* и β^* . Теоретические скорости в процессах без потерь отмечаются подстрочным индексом t .

4. Мощность, расход, момент, перепады энтальпий, КПД

H_0 – изоэнтропийный перепад энтальпий от полных параметров перед

- турбинной ступенью до давления за ней;
- H_0^* – изоэнтروпийный перепад энтальпий от полных параметров перед турбинной ступенью до давления торможения за ней;
- H_1^* – изоэнтропийный перепад энтальпий в направляющем аппарате турбинной ступени, отсчитываемый от полных параметров;
- H_2^* – изоэнтропийный перепад энтальпий в рабочем колесе турбинной ступени, отсчитываемый от полных параметров в относительном движении;
- H_p – изоэнтропийный перепад энтальпий в рабочем колесе; отсчитываемый по параметрам в потоке в относительном движении;
- ρ_T – термодинамическая степень реактивности, $\rho_T = H_p / H_0$;
- $\Delta H_1, \Delta H_2$ – потери кинетической энергии в направляющем аппарате и рабочем колесе турбинной ступени;
- ζ_1, ζ_2 – коэффициенты потерь в направляющем аппарате и рабочем колесе турбинной ступени;
- φ, ψ – коэффициенты скорости в направляющем аппарате и рабочем колесе турбинной ступени;
- η_u, η_u^* – окружные коэффициенты полезного действия с учетом и без учета выходной потери;
- η, η^* – внутренние коэффициенты полезного действия с учетом и без учета выходной потери;
- G – массовый расход рабочего тела;
- M – вращающий момент;
- N, N_e – внутренняя и эффективная мощности.

5. Основные сокращения

- НА – направляющий аппарат;
- РК – рабочее колесо;
- НЛ – направляющие лопатки;
- РЛ – рабочие лопатки;
- ТМ – турбомашина;
- ПТУ – паротурбинная установка;
- ГТУ – газотурбинная установка;
- К – компрессор;
- Т – турбина.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Практические занятия по дисциплине «Теория турбомашин» преследуют цель закрепить и конкретизировать знания, приобретаемые студентами при изучении теоретического курса [1]. Поэтому в руководстве к практическим занятиям по дисциплине «Теория турбомашин» представлены элементы теории в сочетании с численными решениями практических задач.

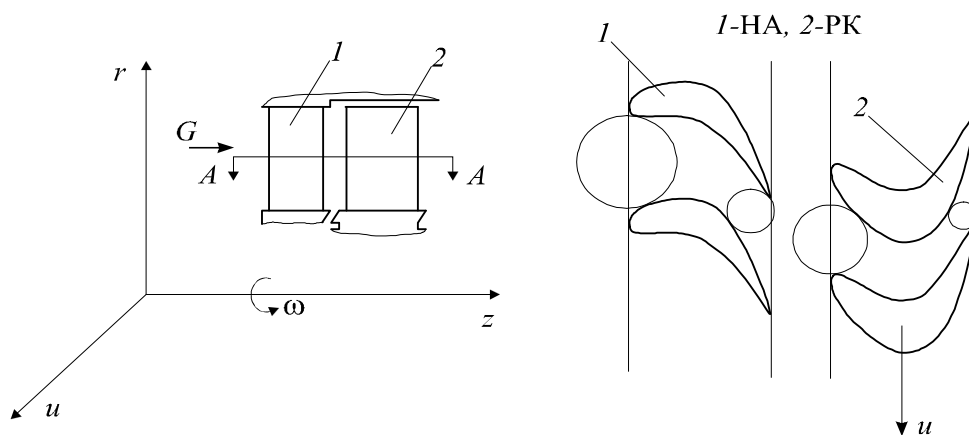
При решении задач везде рассматривается одномерное адиабатное течение совершенного газа с одинаковыми теплофизическими свойствами. Решение строится стандартно: с помощью известных соотношений для сжимаемого газа на изоэнтропах $S=const$. Переход с одной изоэнтропы на другую выполняется с помощью коэффициентов: скорости или потерь кинетической энергии.

При написании руководства к практическим занятиям по дисциплине «Теория турбомашин» авторы опирались, в основном, на капитальные труды профессоров Ивана Ивановича и Александра Ивановича Кирилловых [2,3]. В составлении руководства практическую помощь авторам оказали студенты: Азо В., Киричков В., Тихомиров С., Чумакова А. и аспирант Нгуен Ан Куанг, за что авторы выражают им искреннюю благодарность.

1. ОДНОМЕРНЫЕ АДИАБАТНЫЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА

1.1. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В СОПЛАХ ТУРБИН

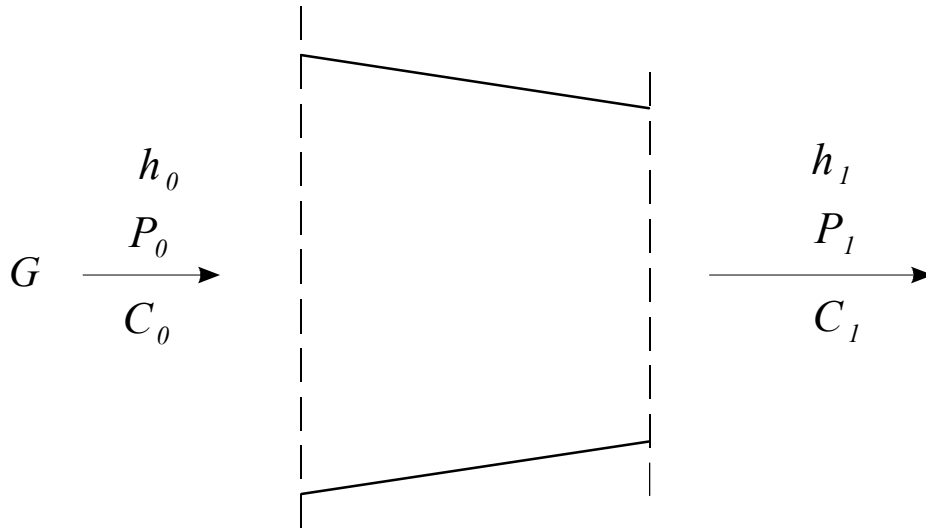
Современные турбины, как правило, выполняются многоступенчатыми, состоящими из некоторого количества ступеней, объединенных в единую проточную часть. Ступень турбины представляет собой совокупность направляющего аппарата с сопловыми лопатками 1 и рабочего колеса с рабочими лопатками 2.



РК вместе с рабочими лопатками вращается относительно неподвижных направляющих лопаток. Рабочее тело в каналах между НЛ ускоряется и разворачивается. При этом обычно каналы для прохода газа представляют собой криволинейные сопла (конфузоры). Далее рабочее тело, обтекая вращающиеся РЛ, развивает полезную мощность, которая передается приводному агрегату. При этом в относительном движении поток в каналах между РЛ также ускоряется и поворачивается, т.е. они (каналы) представляют собой криволинейные сопла.

В дальнейшем будем рассматривать адиабатное течение газа. Оно характеризуется тем, что теплота, которая выделяется вследствие трения о стенки и между струйками газа, мгновенно передается движущемуся газу, а потери теплоты в окружающую среду отсутствуют. Таким образом, будем рассматривать теплоизолированные процессы течения газа.

Схема одномерного дозвукового течения через сопло (конфузор):

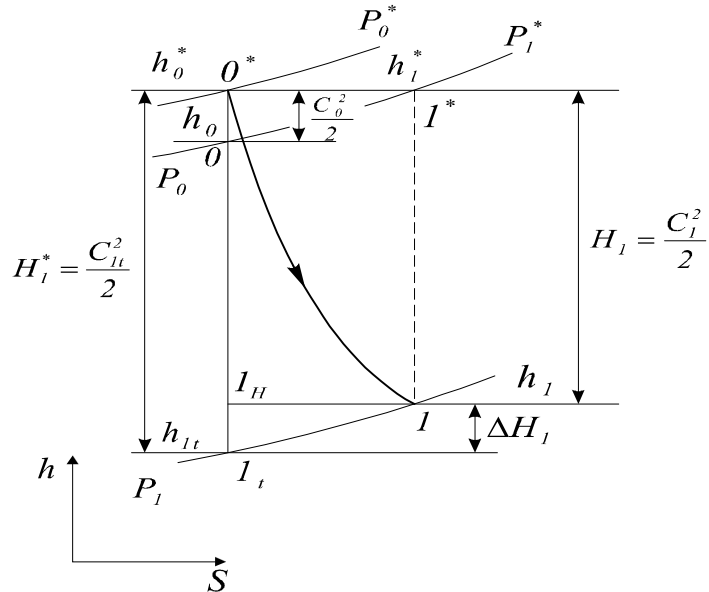


Адиабатный процесс для идеального газа называется изоэнтропийным. Так как идеальный газ лишен внутреннего трения, то отсутствуют потери, связанные с ним. Процессы расширения и сжатия идеального газа проходят при постоянной энтропии. В адиабатных процессах расширения и сжатия с трением энтропия увеличивается.

Рассмотрим процесс расширения газа в сопле в h,s -диаграмме.

Точка 0^* характеризует параметры торможения газа перед соплом.

Кривая 0^*-I изображает адиабатный процесс расширения газа в сопле, т.е. процесс без теплообмена, но с трением. В силу появления вязкого трения процесс идет с увеличением энтропии. Кривая 0^*-I_t – изоэнтропийный процесс расширения в сопле.



Как известно, для адиабатных потоков в соплах и диффузорах уравнение энергии имеет вид [2]:

$$h^* = h + \frac{c^2}{2} = \text{const.}$$

Энтальпия торможения потока в соплах и диффузорах остается величиной постоянной. Можно записать:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_0^* = h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_1^* = h^* = const;$$

$$H_1 = \frac{c_1^2}{2} - \text{полезная работа сопла};$$

$$H_1^* = \frac{c_{1t}^2}{2} - \text{изоэнтروпийная (теоретическая) работа сопла};$$

$$\Delta H_1 = H_1^* - H_1 - \text{потеря кинетической энергии};$$

$$\Delta H_1 = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2}.$$

Для оценки потерь кинетической энергии вводятся следующие величины:

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}} - \text{коэффициент скорости, для стандартных турбинных сопел}$$

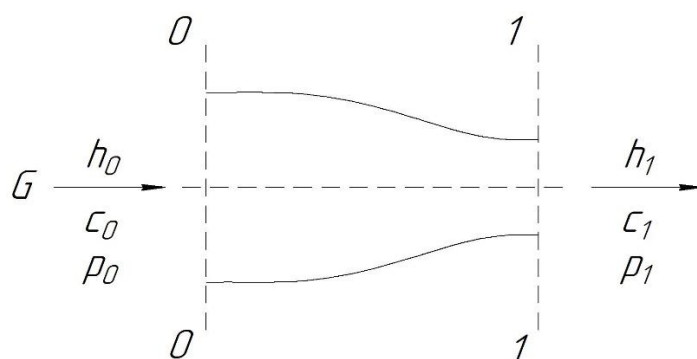
$$\varphi = 0,95 \div 0,98 ;$$

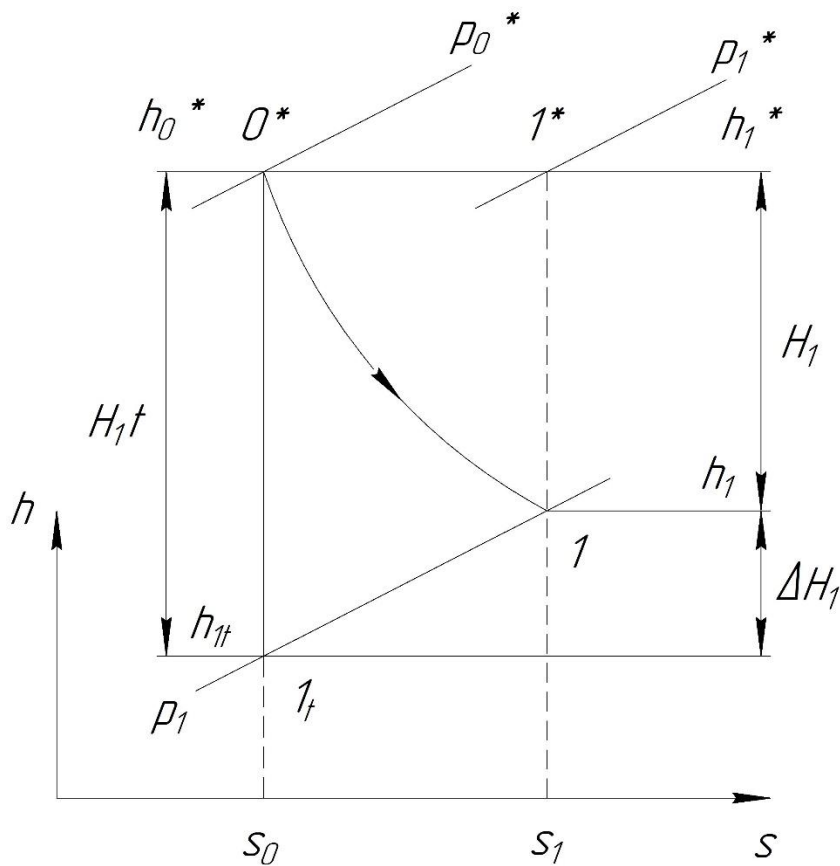
$$\zeta_1 = \frac{\Delta H_1}{H_1^*} = 1 - \frac{c_1^2}{c_{1t}^2} = 1 - \varphi^2 - \text{коэффициент потерь}.$$

Задача 1.1

Исследовать адиабатическое течение газа в круглом конфузоре, если известно: $p_0^* = 1,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $T_0^* = 400 \text{ К}$, $p_1 = 10^5 \text{ Па}$, $G = 10 \text{ кг/с}$, $c_0 = 20 \text{ м/с}$, $\varphi = 0,97$, $k = 1,33$, $R = 288,3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$. Определить: p_1^* , T_1^* , T_1 , c_1 , d_0 , d_1 , M_{c1} , ζ_1 , η_1 .

Изобразим схему течения газа в конфузоре и процесс расширения в в h,s -диаграмме:





Решение:

Вычислим константы, которые в дальнейшем будем использовать для решения как этой, так и всех остальных задач такого типа:

$$\frac{k}{k-1} = \frac{1,33}{1,33-1} = 4,030;$$

$$\frac{k-1}{k} = \frac{1,33-1}{1,33} = 0,248;$$

$$c_p = \frac{k}{k-1} \cdot R = 4,03 \cdot 288,3 = 1161,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Выполним расчеты вдоль изоэнтропы $S_0 = \text{const}$:

$$T_{1t} = T_0^* \cdot \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 400 \cdot \left(\frac{10^5}{1,4 \cdot 10^5} \right)^{0,248} = 368 \text{ K};$$

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot H_1^*} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0^* - T_{1t})} = \sqrt{2 \cdot 1161,9 \cdot (400 - 368)} = 272,7 \text{ м/с};$$

Далее вычислим:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = 0,97 \cdot 272,7 = 264,5 \text{ м/с};$$

$$T_1^* = T_0^* = 400 \text{ K}.$$

Выполним расчеты вдоль изоэнтропы $S_l = const$:

$$T_1 = T_1^* - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} = 400 - \frac{264,5^2}{2 \cdot 1161,9} = 370\text{К};$$

$$p_1^* = p_1 \cdot \left(\frac{T_1^*}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 10^5 \cdot \left(\frac{400}{370}\right)^{4,03} = 1,37 \cdot 10^5 \text{Па};$$

Далее вычислим:

$$M_1 = \frac{c_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}} = \frac{264,5}{\sqrt{1,33 \cdot 288,3 \cdot 370}} = 0,70;$$

$$G = \rho_1 \cdot c_1 \cdot F_1;$$

$$F_1 = \frac{G}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{G \cdot R \cdot T_1}{p_1 \cdot c_1} = \frac{10 \cdot 288,3 \cdot 370}{10^5 \cdot 264,5} = 0,040\text{м}^2;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,040}{3,14}} = 0,226\text{м};$$

Примем: $p_0 \approx p_0^*$; $T_0 \approx T_0^*$.

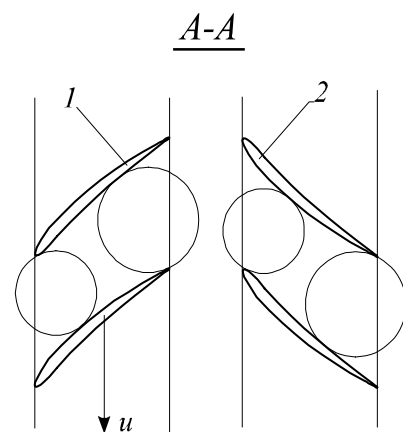
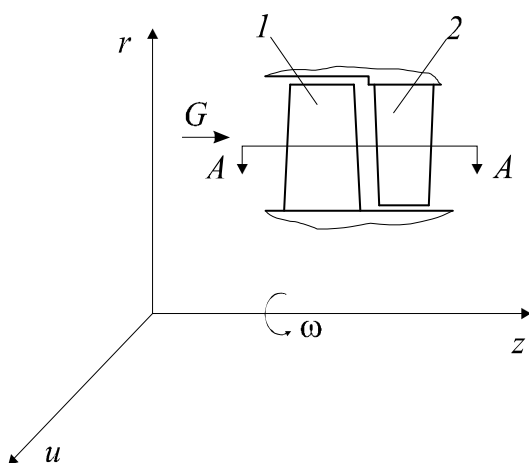
$$F_0 = \frac{G}{\rho_0 \cdot c_0} = \frac{G \cdot R \cdot T_0}{p_0 \cdot c_0} = \frac{10 \cdot 288,3 \cdot 400}{1,4 \cdot 10^5 \cdot 20} = 0,412\text{м}^2;$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,412}{3,14}} = 0,724\text{м};$$

$$\eta_1 = \varphi^2 = 0,97^2 = 0,94;$$

$$\zeta_1 = 1 - \eta_1 = 0,06.$$

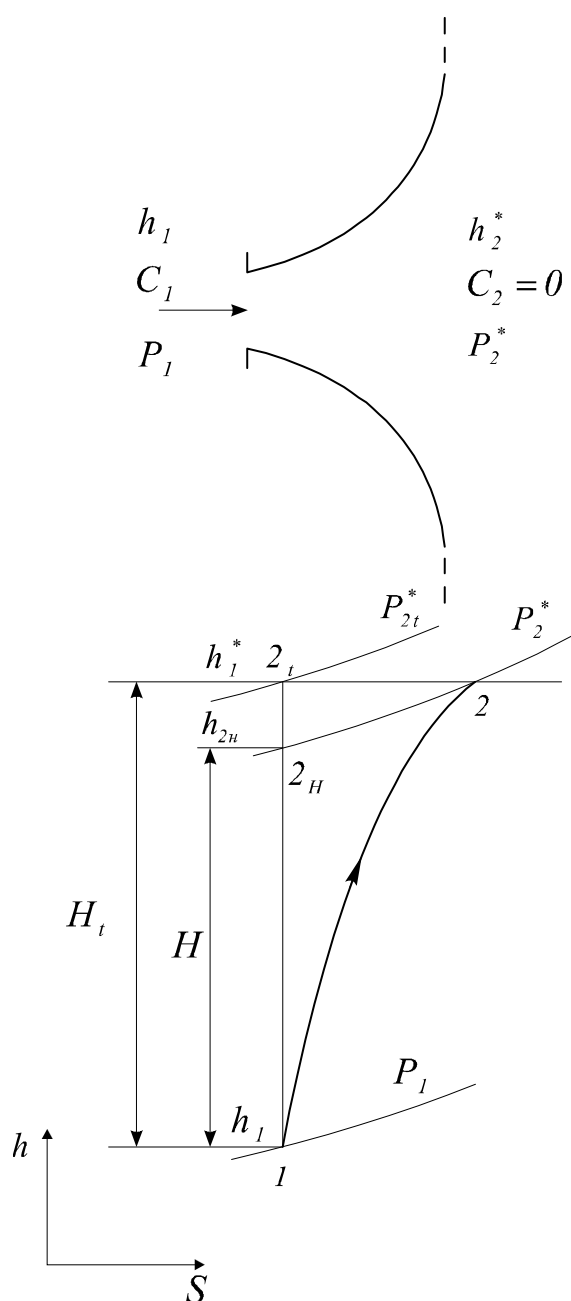
1.2. ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ В ДИФFUЗОРАХ КОМПРЕССОРА



Как и для турбины, будем рассматривать осевой компрессор, состоящий из некоторого количества ступеней, объединенных в единую проточную часть.

Ступень осевого компрессора представляет собой совокупность рабочих 1 и направляющих 2 лопаток. Вращение рабочих лопаток и ротора осуществляется от двигателя (электромотор, турбина, дизель и т.д.). Каналы для прохода газа, как в рабочих, так и в направляющих решетках представляют собой криволинейные диффузоры (Д), в которых осуществляется сжатие газа.

Рассмотрим одномерный дозвуковой адиабатный поток в Д круглого поперечного сечения в h,s -диаграмме. Для простоты рассуждений примем, что поток тормозится в этом Д полностью, так, что выходная скорость равна нулю, а площадь выходного сечения – бесконечно большая.



$1-2$ – адиабатный процесс сжатия газа в Д.

$1-2_t$ – изоэнтروпийный процесс сжатия газа в Д.

Уравнение энергии для Д имеет вид:

$$h + \frac{c^2}{2} = h^* = const,$$

или

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_1^* = h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_2^*.$$

H – полезная работа Д, которая характеризует процесс повышения в нем давления газа. H_t – изоэнтропийная (теоретическая) работа Д.

Вследствие потерь, связанных с трением о стенки и между струйками газа, $H < H_t$, следовательно, $p_2^* < p_{2t}^*$ и возникают потери кинетической энергии

$$\Delta H = H_t - H = h_2^* - h_{2H}.$$

Если бы не было сил трения, то эти потери преобразовались бы в энергию давления и точка 2 совпала бы с точкой 2_t.

Задача 1.2

Дано:

$$p_1 = 10^5 \text{ Па},$$

$$T_1 = 300 \text{ К},$$

$$c_1 = 150 \text{ м/с},$$

$$c_2 = 50 \text{ м/с},$$

$$\eta_\partial = 0,8,$$

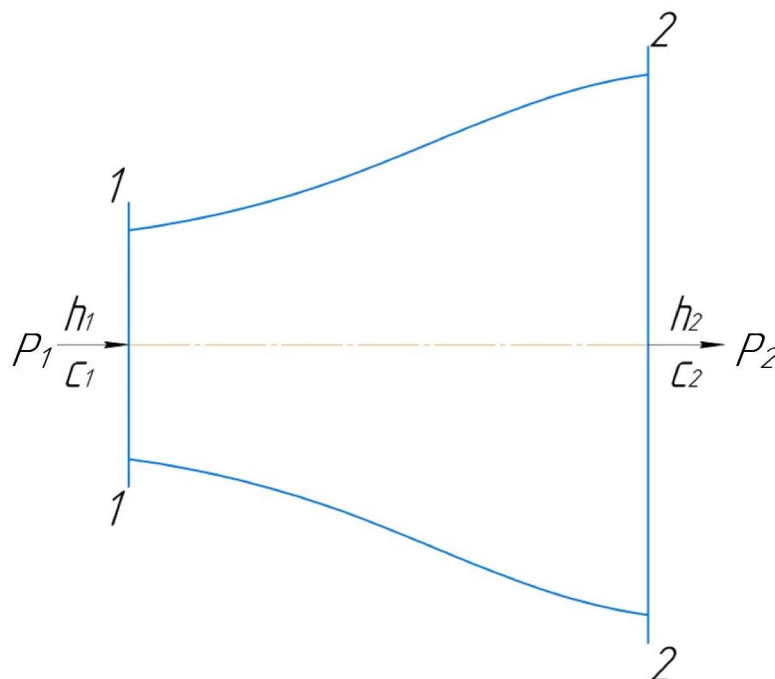
$$G = 20 \text{ кг/с}.$$

Определить

$$p_1^*, T_1^*, p_2, T_2, p_2^*, T_2^*,$$

$$d_1, d_2, M_{c1}, M_{c2} - ?$$

Изобразим схему диффузора и процесс сжатия в в h,s -диаграмме.



Базовым для решения задачи является уравнение энергии:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_1^* = h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_2^* = h^* = const.$$

1. Выполним расчеты вдоль изоэнтропы $S_1 = const$:

$$T_1^* = T_1 + \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} = 300 + \frac{150^2}{2 \cdot 1161,9} = 309,7 \text{ К};$$

$$p_1^* = p_1 \cdot \left(\frac{T_1^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 10^5 \cdot \left(\frac{309,7}{300} \right)^{4,03} = 1,137 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Далее вычислим:

$$2. H_t = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = \frac{150^2}{2} - \frac{50^2}{2} = 10000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

$$3. H = H_t \cdot \eta = 10000 \cdot 0,8 = 8000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

Вновь выполним расчеты вдоль изоэнтропы $S_1 = const$.

$$4. T_{1H} = T_1 + \frac{H}{c_p} = 300 + \frac{8000}{1161,9} = 306,9 \text{ К}.$$

$$5. p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_{1H}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 10^5 \cdot \left(\frac{306,9}{300} \right)^{4,03} = 1,096 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

6. Выполним расчеты вдоль изоэнтропы $S_2 = const$;

$$p_2^* = p_2 \cdot \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,096 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{309,7}{\left(309,7 - \frac{50^2}{2 \cdot 1161,9} \right)} \right)^{4,03} = 1,112 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$T_2 = 308,6 \text{ К};$$

Проверка: должно быть $p_2^* < p_1^*$. Это условие выполнено.

Далее вычислим:

$$7. \rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{10^5}{288,3 \cdot 300} = 1,156 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} = \frac{1,096 \cdot 10^5}{288,3 \cdot 308,6} = 1,232 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$8. d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\rho_1 \cdot c_1 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20}{0,116 \cdot 150 \cdot 3,14}} = 0,383 \text{ м};$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20}{0,123 \cdot 50 \cdot 3,14}} = 0,643 \text{ м}.$$

$$9. M_{c_1} = \frac{c_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}} = \frac{150}{\sqrt{1,4 \cdot 288,3 \cdot 300}} = 0,43;$$

$$M_{c_2} = \frac{c_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}} = \frac{50}{\sqrt{1,4 \cdot 288,3 \cdot 308,6}} = 0,14.$$

По материалам раздела 1 предусмотрена контрольная работа. Каждый студент решает 2 задачи: по соплу и диффузору.

Пример задания:

Контрольная работа №1

1.1. Дано: Круглый конфузор, давление торможения газа $P_0^* = 0,14$ МПа, температура торможения $T_0^* = 700$ К, скорость на входе $c_0 = 20$ м/с, давление за конфузуром $P_2 = 0,1$ МПа, коэффициент скорости $\varphi = 0,97$, массовый расход $G = 20$ кг/с.

Изобразить: Схему конфузора, процесс расширения газа в $h-s$ диаграмме.

Определить: Скорость c_1 истечения газа из конфузора, диаметры d_0 входного и d_1 выходного сечений.

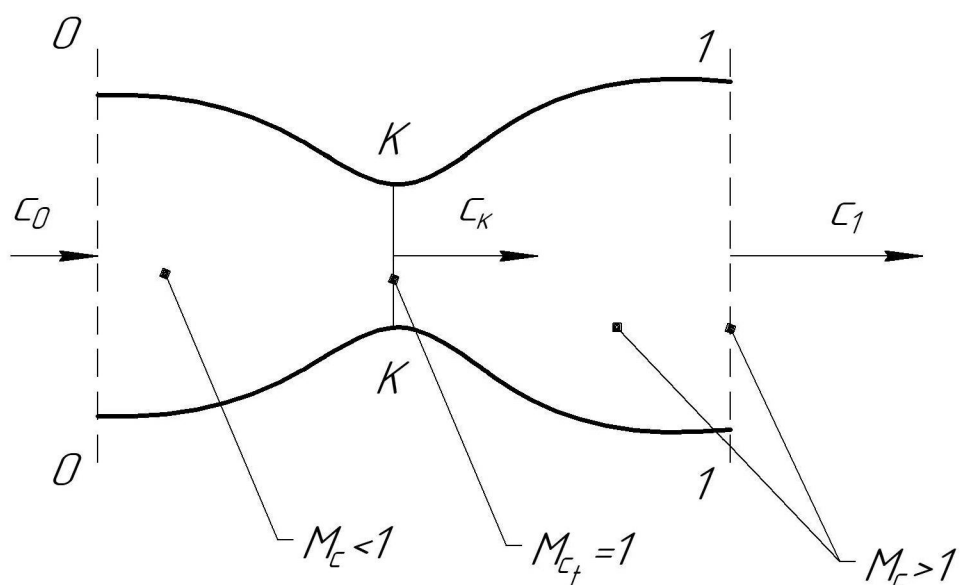
1.2. Дано: Круглый диффузор, давление газа на входе $P_1 = 0,1$ МПа, температура $T_1 = 400$ К, скорость на входе $c_1 = 240$ м/с, давление за диффузором $P_2 = 0,107$ МПа, КПД диффузора $\eta_o = 0,8$, массовый расход $G = 40$ кг/с.

Изобразить: Схему диффузора, процесс сжатия газа в $h-s$ диаграмме.

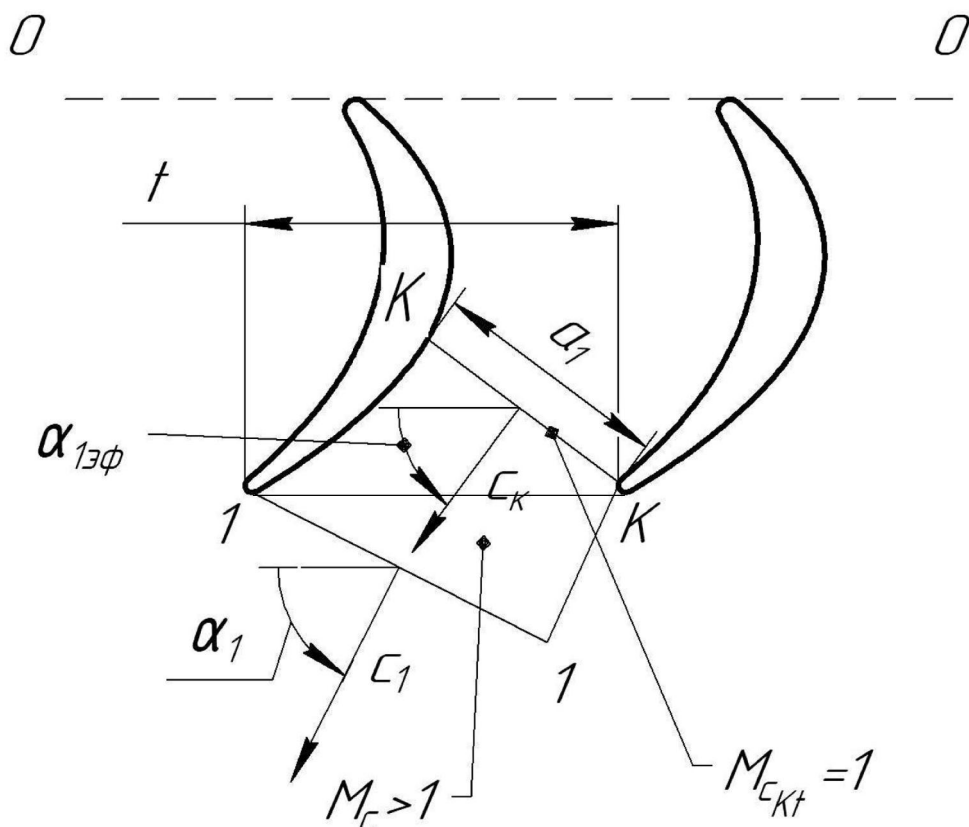
Определить: Скорость c_2 истечения газа из диффузора, диаметры d_1 входного и d_2 выходного сечений.

2. СВЕРХЗВУКОВОЕ ТЕЧЕНИЕ В КОСОМ СРЕЗЕ ТУРБИННОГО СОПЛА

2.1. ОТКЛОНЕНИЕ ПОТОКА В КОСОМ СРЕЗЕ ТУРБИННОГО СОПЛА



Как известно, разгон газа до сверхзвуковых скоростей осуществляют, применяя сопло Лавали. При этом различают участки дозвукового (число Маха $M < 1$), звукового ($M = 1$) и сверхзвукового ($M > 1$) течения.



При сверхкритическом перепаде давления на обычную турбинную решетку формируется картина течения, похожая на течение в сопле Лавалья. От сечения 0-0 до сечения К-К имеем дозвуковую зону течения, а дальше до сечения 1-1 газ разгоняется до сверхзвуковых скоростей, при этом увеличивается угол выхода потока газа α_1 по сравнению с эффективным углом ($\alpha_1 > \alpha_{13\phi}$).

Как известно, эффективный угол

$$\alpha_{13\phi} = \arcsin \frac{a_1}{t_1}.$$

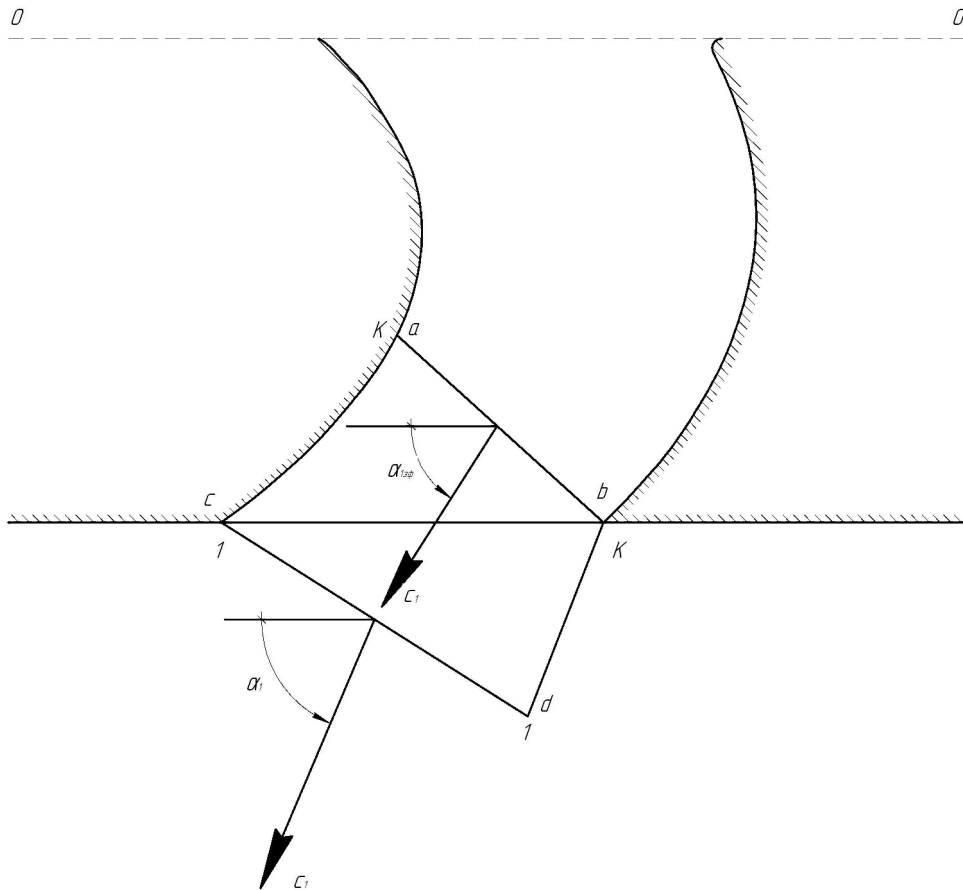
Если $M_{c1} \leq 1$, то $\alpha_1 \approx \alpha_{13\phi}$.

Для сверхзвукового потока появляется отклонение потока в косом срезе 1КК1 с углом

$$\delta = \alpha_1 - \alpha_{13\phi}.$$

Задача состоит в том, чтобы вычислить значения угла δ отклонения потока в косом срезе турбинного сопла, и тем самым получить возможность корректно перейти к проектированию решётки РЛ.

Для этого изучим течение газа через одиночное турбинное сопло. Рассматривается плоское течение газа толщиной 1м по отношению к плоскости чертежа.



Косым срезом называется пространство $abca$.

Для решения задачи используем уравнение неразрывности:

$$G = \rho_k \cdot c_k \cdot f_k = \rho_1 \cdot c_1 \cdot f_1 = const \quad (1);$$

$$f_k = ab \cdot 1m; f_1 = cd \cdot 1m;$$

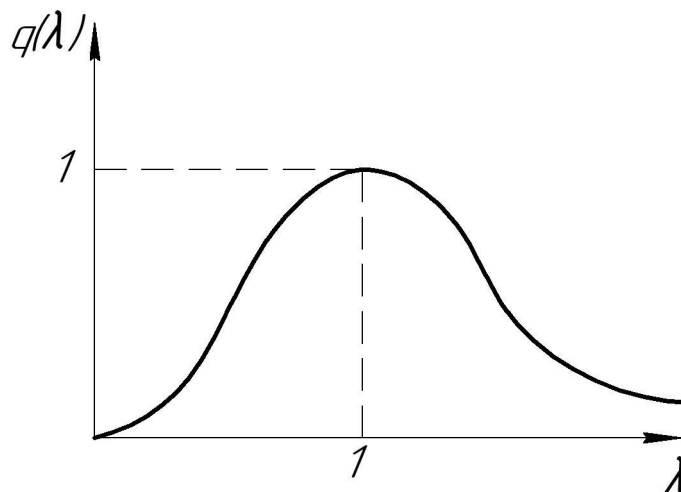
$$ab = cd \cdot \sin \alpha_{1\text{э}\phi};$$

$$cd = cb \cdot \sin \alpha_1.$$

Подстановка этих выражений в формулу (1) позволяет записать:

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\sin \alpha_{1\text{э}\phi} \cdot \frac{\rho_k \cdot c_k}{\rho_1 \cdot c_1} \right) = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_{1\text{э}\phi}}{q(\lambda_{c1})} \right).$$

$q(\lambda_{c1})$ - безразмерная плотность тока, максимальная при звуковом течении газа.



Задача 2.1.

Дано:

$$p_1 = 10^5 \text{ Па},$$

$$T_1 = 500 \text{ К},$$

$$M_{c1} = 1,5,$$

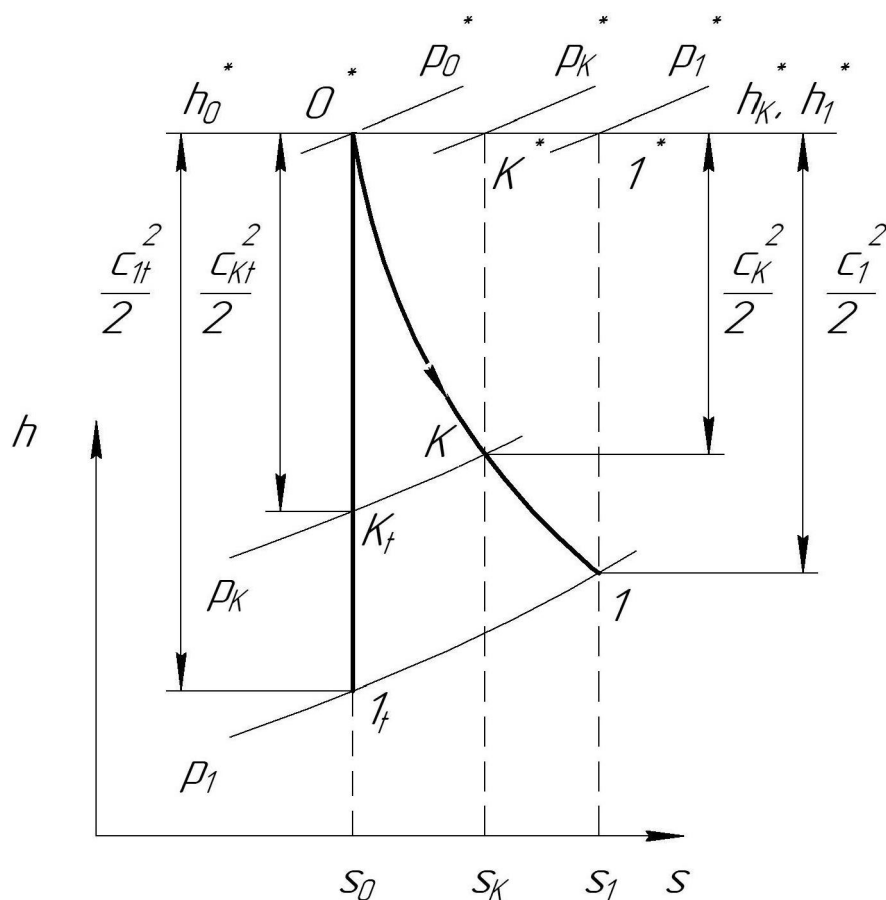
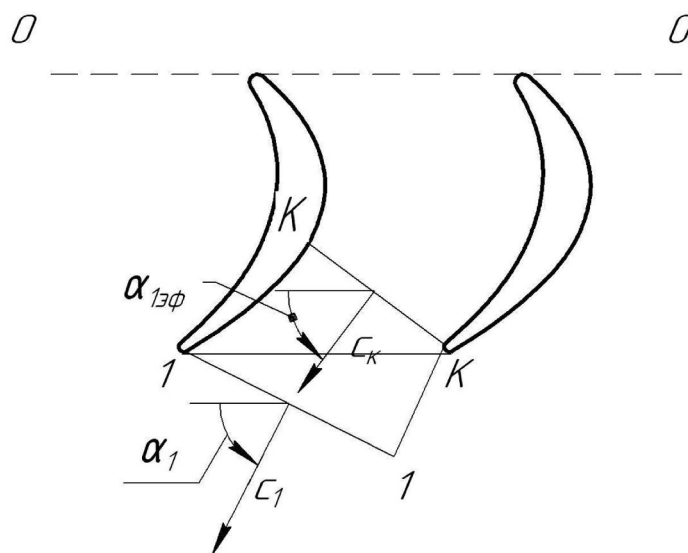
$$\varphi = 0,97,$$

$$\alpha_{1\text{э}\phi} = 12^\circ$$

Определить:

$$p_0^*, T_0^*, p_1^*, T_1^*, p_K^*,$$

$$T_K^*, c_1, \alpha_1, \delta - ?$$



Решение

Строим схему течения газа в сопле и процесс расширения в h,s -диаграмме.

Далее вычислим:

$$s_1 = const$$

$$M_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow c_1 = M_{c1} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T} = 1,5 \cdot \sqrt{1,33 \cdot 288,3 \cdot 500} = 656,8 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$T_1^* = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = 500 + \frac{656,8^2}{2 \cdot 1161,9} = 686 \text{ К};$$

$$p_1^* = p_1 \left(\frac{T_1^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 10^5 \left(\frac{686}{500} \right)^{4,03} = 3,577 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{10^5}{288,3 \cdot 500} = 0,694 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$s_0 = const$$

$$c_{1t} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{656,7}{0,97} = 677,1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$T_0^* = T_1^* = 686 \text{ К};$$

$$T_{1t} = T_0^* - \frac{c_{1t}^2}{2c_p} = 686 - \frac{677,1^2}{2 \cdot 1161,9} = 488,8 \text{ К}.$$

$$p_0^* = p_1 \left(\frac{T_0^*}{T_{1t}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 10^5 \left(\frac{686}{488,8} \right)^{4,03} = 3,919 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

В критическом сечении (горле сопла) примем:

$$\lambda_{c_{kt}} = \frac{c_{kt}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T_0^*}} = 1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow c_{kt} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T_0^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33}{2,33} \cdot 288,3 \cdot 686} = 475,2 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$s_k = const$$

$$c_k = c_{kt} \cdot \varphi = 475,2 \cdot 0,97 = 460,9 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$T_k^* = T_0^* = 686 \text{ К};$$

$$T_k = T_k^* - \frac{c_k^2}{2c_p} = 686 - \frac{460,9^2}{2 \cdot 1161,9} = 594,6 \text{ К}.$$

$$s_0 = const$$

$$T_{kt} = T_0^* - \frac{c_{kt}^2}{2c_p} = 686 - \frac{475,2^2}{2 \cdot 1161,9} = 588,9 \text{ К};$$

$$p_k = p_0^* \left(\frac{T_{kt}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 3,919 \cdot 10^5 \left(\frac{588,9}{686} \right)^{4,03} = 2,119 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$s_k = const$$

$$p_k^* = p_k \left(\frac{T_k^*}{T_k} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2,119 \cdot 10^5 \left(\frac{686}{594,6} \right)^{4,03} = 3,77 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Проверка:

$$\left. \begin{aligned} p_0^* &= 3,919 \cdot 10^5 \text{ Па} \\ p_k^* &= 3,77 \cdot 10^5 \text{ Па} \\ p_1^* &= 3,577 \cdot 10^5 \text{ Па} \end{aligned} \right\} \text{ верно: } p_0^* > p_k^* > p_1^*;$$

Завершаем вычисления:

$$\rho_k = \frac{p_k}{R \cdot T_k} = \frac{2,119 \cdot 10^5}{288,3 \cdot 594,6} = 1,24 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\sin \alpha_{1\text{эф}} \cdot \frac{\rho_k \cdot c_k}{\rho_1 \cdot c_1} \right) = \alpha_1 = \arcsin \left(\sin 12^\circ \cdot \frac{1,24 \cdot 460,9}{0,694 \cdot 656,8} \right) = 15^\circ.$$

$$\delta = \alpha_1 - \alpha_{1\text{эф}} = 15^\circ - 12^\circ = 3^\circ.$$

По материалам раздела 2 предусмотрена контрольная работа. Каждый студент решает 1 задачу.

Пример задания:

Контрольная работа №2

Дано: Турбинное сопло с косым срезом, число Маха $M_{c_1} = 1,5$, температура $T_1 = 400\text{K}$, давление газа $p_1 = 10^5 \text{ Па}$ на выходе из сопла, эффективный угол $\alpha_{1\text{эф}} = 12\text{град}$, коэффициент скорости $\varphi = 0,97$.

Изобразить схему сопла, процесс расширения газа в $h-s$ диаграмме, определить давления p_0^*, p_k^*, p_1^* и температуры T_0^*, T_k^*, T_1^* торможения, угол α_1 выхода потока из сопла, угол δ отклонения потока в косом срезе.

3. КОЭФФИЦИЕНТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ПОДОБИЯ СТУПЕНЕЙ ОСЕВЫХ ТУРБОМАШИН

Современные сложные технические объекты, к которым относятся и ТМ, изучаются с помощью методов математического и физического моделирования.

Математическое моделирование исследует систему уравнений, описывающих натурный объект (как правило, с помощью ЭВМ). Физическое моделирование обычно опирается на исследование некоторой уменьшенной модели натурального объекта при соблюдении условий подобия рабочих процессов в природе и модели.

Наиболее эффективна комбинация математического и физического моделирования.

При физическом моделировании вводятся понятия геометрического, кинематического и динамического подобия природы и модели.

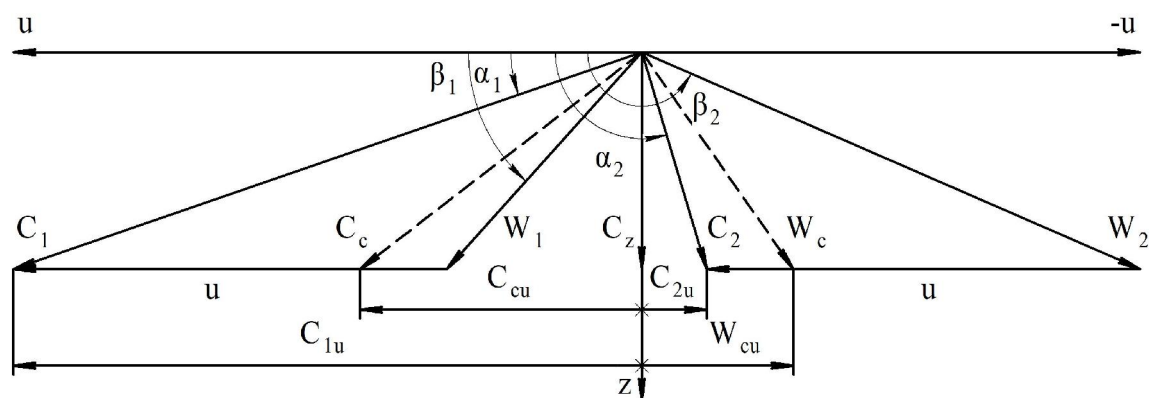
Геометрическое подобие означает, что все геометрические размеры модели получены уменьшением соответствующих размеров природы в n раз.

Кинематическое подобие означает, что векторы скоростей в сходственных точках потока природы и модели различаются на величину одного и того же скалярного множителя k .

Динамическое подобие для тепловых ТМ в основном сводится к подбору соответствующих чисел M и Re в модели таким образом, чтобы не нарушались основные физические явления в потоке модельной установки по сравнению с натурной.

Для упрощения выкладок ниже будем оперировать с так называемыми **условными** треугольниками скоростей осевых ТМ. Эти треугольники характеризуются равенствами:

$$c_{1z} = c_{2z} = c_z; \quad u_1 = u_2 = u.$$



Треугольники скоростей на средних диаметрах реальных ступеней цилиндров высокого и среднего давления паровых турбин, первых ступеней газовых турбин и средних и последних ступеней осевых компрессоров во многих случаях близки по свойствам к **условным**.

Критерии кинематического подобия

1. Кинематическая степень реактивности ρ_k

Эта величина характеризует отношение составляющей удельной мощности, которая получается за счет ускорения потока в рабочей решетке в относительном движении, ко всей удельной мощности.

Обозначим $H_p = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$, тогда

$$\rho_k = \frac{H_p}{H_u}. \quad (1)$$

В соответствии с условными треугольниками скоростей

$$w_1^2 = w_{1u}^2 + c_z^2; \quad w_2^2 = w_{2u}^2 + c_z^2.$$

Для удельной мощности можно записать:

$$H_u = u \cdot (w_{1u} - w_{2u}).$$

Подставив последние выражения в формулу (1), получим

$$\rho_k = -\frac{w_{1u}^2 - w_{2u}^2}{2u \cdot (w_{1u} - w_{2u})} = -\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2u}. \quad (2)$$

Введем средний вектор $\overline{\mathbf{w}_c} = \frac{\overline{\mathbf{w}_1} + \overline{\mathbf{w}_2}}{2}$ (см. рис. выше). Очевидно, что для проекции w_{cu} справедливо выражение

$$w_{cu} = \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2}. \quad (3)$$

Подставив (3) в (2), получим

$$\rho_k = -\frac{w_{cu}}{u} = -\overline{\mathbf{w}_{cu}}. \quad (4)$$

В соответствии с выражением (4), кинематическая степень реактивности в условном треугольнике скоростей показывает расстояние между концом вектора $\overline{\mathbf{w}_c}$ и осью z в масштабе окружной скорости. По аналогии можно записать:

$$\overline{\mathbf{c}_c} = \frac{\overline{\mathbf{c}_1} + \overline{\mathbf{c}_2}}{2}; \quad c_{cu} = \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2}.$$

При этом будет справедливо равенство

$$c_{cu} = w_{cu} + u.$$

Тогда формулу (4) можно записать так:

$$\rho_k = 1 - \frac{c_{cu}}{u} = 1 - \overline{\mathbf{c}_{cu}}. \quad (5)$$

2. Коэффициент циркуляции (коэффициент нагрузки)

$$\overline{\mathbf{c}_u} = \frac{H_u}{u^2}. \quad (6)$$

Коэффициент циркуляции характеризует степень загруженности ступени ТМ. Чем больше его значение (по модулю), тем большую мощность развивает турбинная ступень и тем большая мощность требуется для привода компрессорной ступени при прочих равных условиях. Рассматривая треугольники скоростей (условные), можно записать

$$\overline{c_u} = \frac{u \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{u^2} = \frac{c_{1u} - c_{2u}}{u}. \quad (7)$$

Из формулы (7) видно, что коэффициент циркуляции характеризует в условном треугольнике скоростей расстояние между концами векторов $\overline{c_1}$ и $\overline{c_2}$ в масштабе окружной скорости u .

Для турбинной ступени:

$$c_{1u} \gg c_{2u}; \overline{c_u} > 0. \text{ Обычно } \overline{c_u} \leq 2,5 \div 3,0.$$

Для компрессорной ступени:

$$c_{2u} > c_{1u}; \overline{c_u} < 0. \text{ Обычно } \overline{c_u} \geq -0,5.$$

Большой (по модулю) коэффициент циркуляции означает сильную изогнутость профилей рабочих лопаток ступени турбомашин.

3. Коэффициент расхода

$$\overline{c_z} = \frac{c_z}{u}. \quad (8)$$

Коэффициент расхода характеризует расходную составляющую скорости в масштабе окружной скорости в условном треугольнике скоростей и пропускную способность ступени. Увеличение $\overline{c_z}$ при прочих равных условиях означает уменьшение высот лопаток в ступени ТМ.

Задание трех коэффициентов ρ_k , $\overline{c_u}$ и $\overline{c_z}$ полностью определяет конфигурацию безразмерных условных треугольников скоростей. Поэтому, если в натурной и модельной ступенях эти коэффициенты одинаковые, то ступени кинематически подобны. К коэффициентам кинематического подобия относятся, в принципе, и углы потока $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2$ и β_2 (см. рис. выше).

3.1. ПОСТРОЕНИЕ УСЛОВНЫХ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ И ПРОФИЛЕЙ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

Задача 3.1.1

Построить условные треугольники скоростей и профили лопаток ступени осевой турбомашин, если известно:

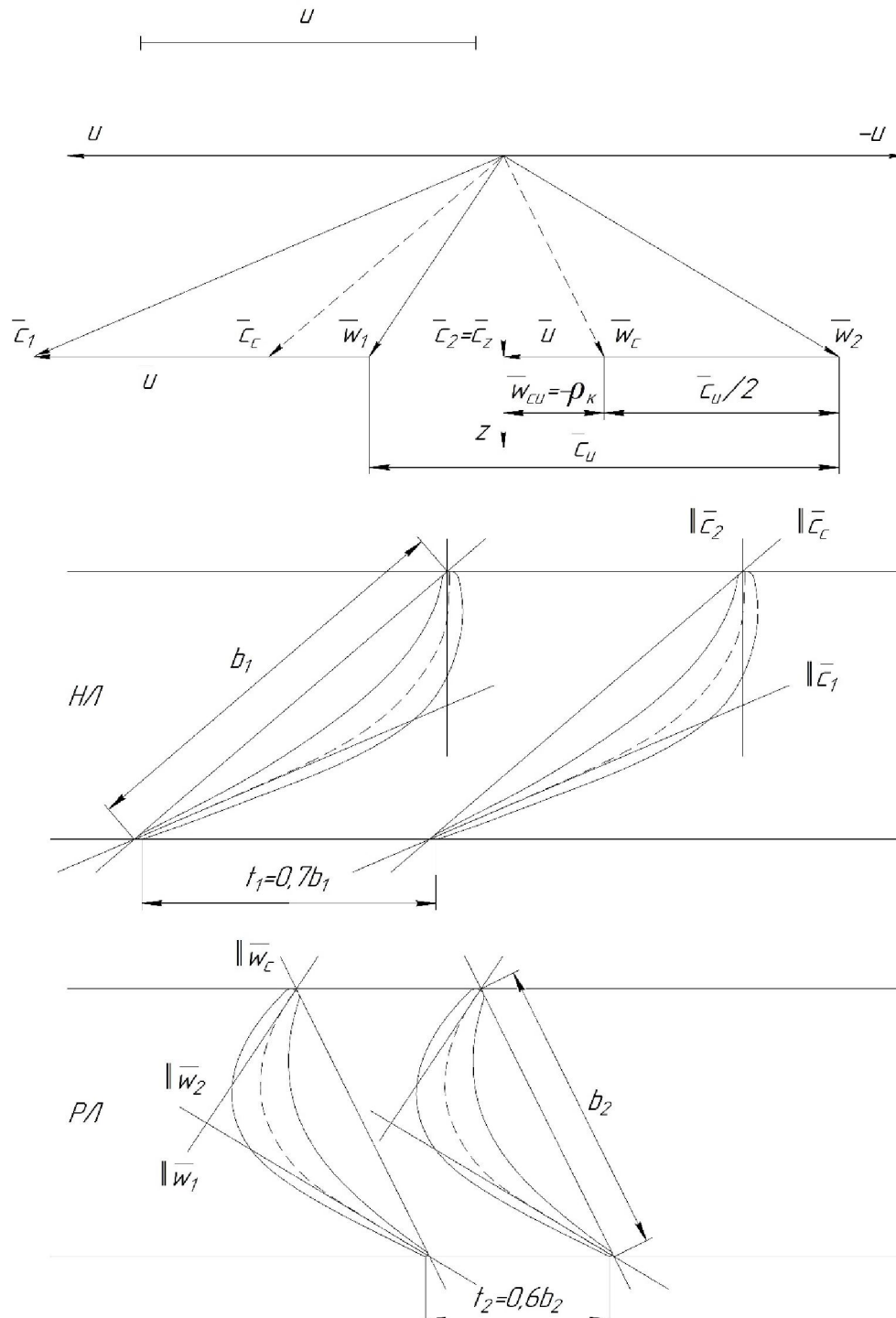
$$\overline{c_z} = 0,6; \rho_k = 0,3; \overline{c_u} = 1,4.$$

Т.к. $\overline{c_u} > 0$, то речь идет о турбинной ступени.

Решение

Выбираем масштаб окружной скорости (обычно 10 клеток в тетрадке в клеточку). Наносим оси координат u - z . По оси z откладываем вектор $\overline{c_z}$. От конца вектора $\overline{c_z}$ откладываем $\overline{w_{cu}} = -\rho_k$ и проводим вектор $\overline{w_c}$. От конца

вектора \bar{w}_c слева и справа откладываем по половине коэффициента циркуляции \bar{c}_u и проводим вектора \bar{w}_1 и \bar{w}_2 . Затем к векторам \bar{w}_1 и \bar{w}_2 прибавляем переносную скорость \bar{u} и проводим вектора \bar{c}_1 и \bar{c}_2 . Разделив пополам расстояние между концами векторов \bar{c}_1 и \bar{c}_2 , находим вектор \bar{c}_c .



Таким образом, условные треугольники скоростей построены. Теперь можно приступить к приближенному изображению профилей направляющих и рабочих лопаток.

Для построения НЛ проводим две параллельных линии. Пересечем их линией, параллельной вектору $\overline{c_c}$. Через точки пересечения проводим линии, параллельные векторам $\overline{c_1}$ и $\overline{c_2}$. Получаем некий тупоугольный треугольник, в который сначала штрих-пунктиром наносим среднюю линию профиля, а затем добавляем ему телесности. Примем, что расстояние b_1 примерно равно хорде профиля. Вычислим шаг решетки $t_1=0,7b_1$ и строим соседний профиль, подобный данному.

Для построения РЛ также проводим две параллельных линии. Пересечем их линией, параллельной вектору $\overline{w_c}$. Через точки пересечения проводим линии, параллельные векторам $\overline{w_1}$ и $\overline{w_2}$. Получаем некий треугольник, в который сначала штрих-пунктиром наносим среднюю линию профиля, а затем добавляем ему телесности. Примем, что расстояние b_2 примерно равно хорде профиля. Вычислим шаг решетки $t_2=0,6b_2$ и строим соседний профиль, подобный данному.

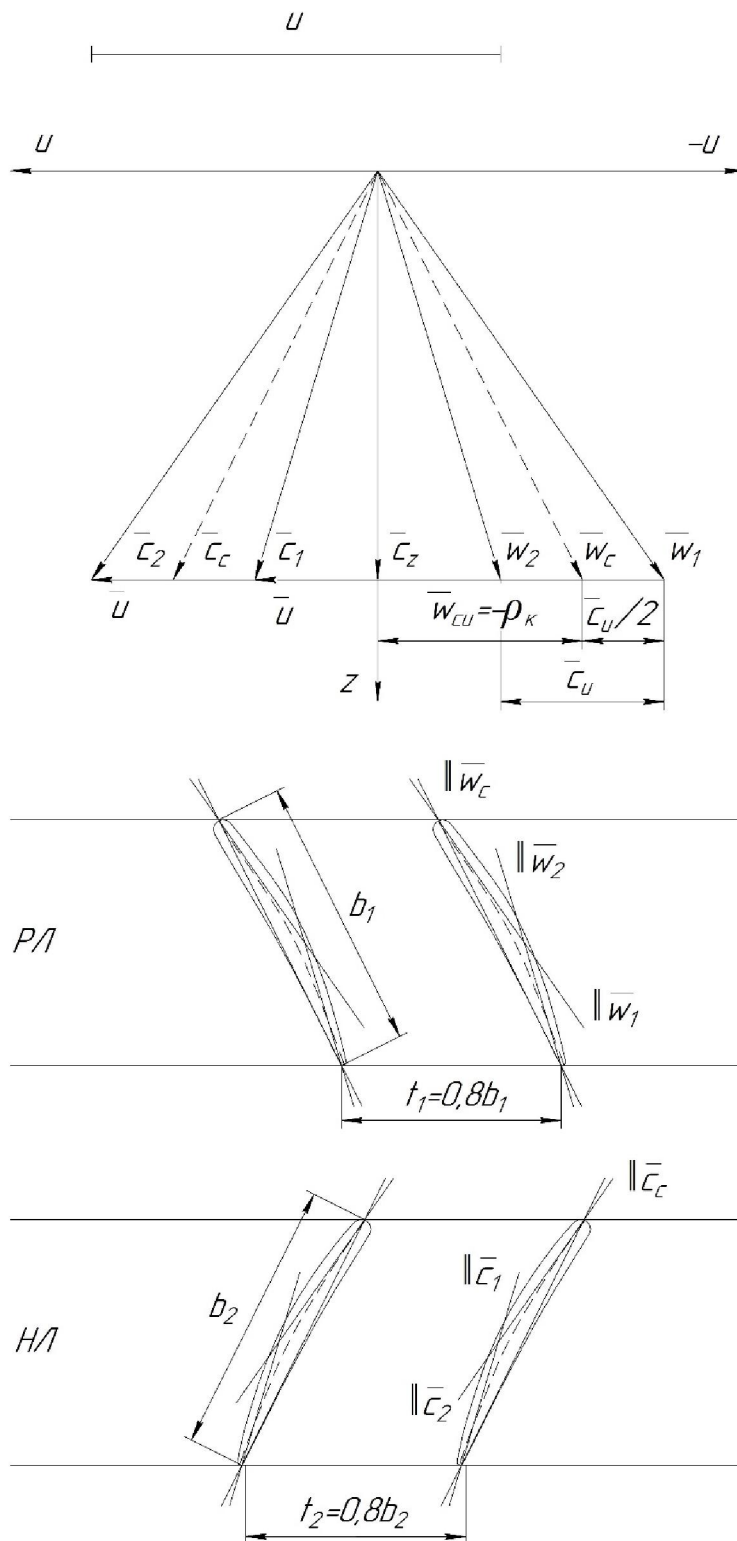
Конфигурация полученных профилей дает в первом приближении информацию о реальных решетках профилей турбинной ступени.

Задача 3.1.2

Построить условные треугольники скоростей и профили лопаток ступени осевой турбомашины, если известно:

$$\overline{c_z} = 1; \rho_k = 0,5; \overline{C_u} = -0,4.$$

Т.к. $\overline{C_u} < 0$, то речь идет о ступени осевого компрессора.



Решение

Выбираем масштаб окружной скорости (обычно 10 клеток в тетрадке в клеточку). Наносим оси координат u - z . По оси z откладываем вектор \bar{c}_z . От конца вектора \bar{c}_z откладываем $\bar{w}_{cu} = -\rho_k$ и проводим вектор \bar{w}_c . От конца

вектора $\overline{w_c}$ слева и справа откладываем по половине коэффициента циркуляции $\overline{c_u}$ и проводим вектора $\overline{w_1}$ и $\overline{w_2}$. Затем к векторам $\overline{w_1}$ и $\overline{w_2}$ прибавляем переносную скорость \overline{u} и проводим вектора $\overline{c_1}$ и $\overline{c_2}$. Разделив пополам расстояние между концами векторов $\overline{c_1}$ и $\overline{c_2}$, находим вектор $\overline{c_c}$.

Таким образом, условные треугольники скоростей построены. Теперь можно приступить к приближенному изображению профилей рабочих и направляющих лопаток.

Для построения РЛ проводим две параллельных линии. Пересечем их линией, параллельной вектору $\overline{w_c}$. Через точки пересечения проводим линии, параллельные векторам $\overline{w_1}$ и $\overline{w_2}$. Поручаем некий тупоугольный треугольник, в который сначала штрих-пунктиром наносим среднюю линию профиля, а затем добавляем ему телесности. Примем, что расстояние b_1 примерно равно хорде профиля. Вычислим шаг решетки $t_1=0,8b_1$ и строим соседний профиль, подобный данному.

Для построения НЛ также проводим две параллельных линии. Пересечем их линией, параллельной вектору $\overline{c_c}$. Через точки пересечения проводим линии, параллельные векторам $\overline{c_1}$ и $\overline{c_2}$. Поручаем некий тупоугольный треугольник, в который сначала штрих-пунктиром наносим среднюю линию профиля, а затем добавляем ему телесности. Примем, что расстояние b_2 примерно равно хорде профиля. Вычислим шаг решетки $t_2=0,8b_2$ и строим соседний профиль, подобный данному.

Конфигурация полученных профилей дает в первом приближении информацию о реальных решетках РЛ и НЛ компрессорной ступени. В данном случае, при $\rho_k = 0,5$, профили РЛ и НЛ получились зеркально подобными.

По материалам раздела 3 предусмотрена контрольная работа. Каждый студент решает 2 задачи.

Пример задания:

Контрольная работа №3

3.1. Дано: Турбинная ступень, коэффициент расхода $\overline{c_z} = 0,5$, кинематическая степень реактивности $\rho_k = 0,2$, коэффициент нагрузки $\overline{c_u} = 1,6$.

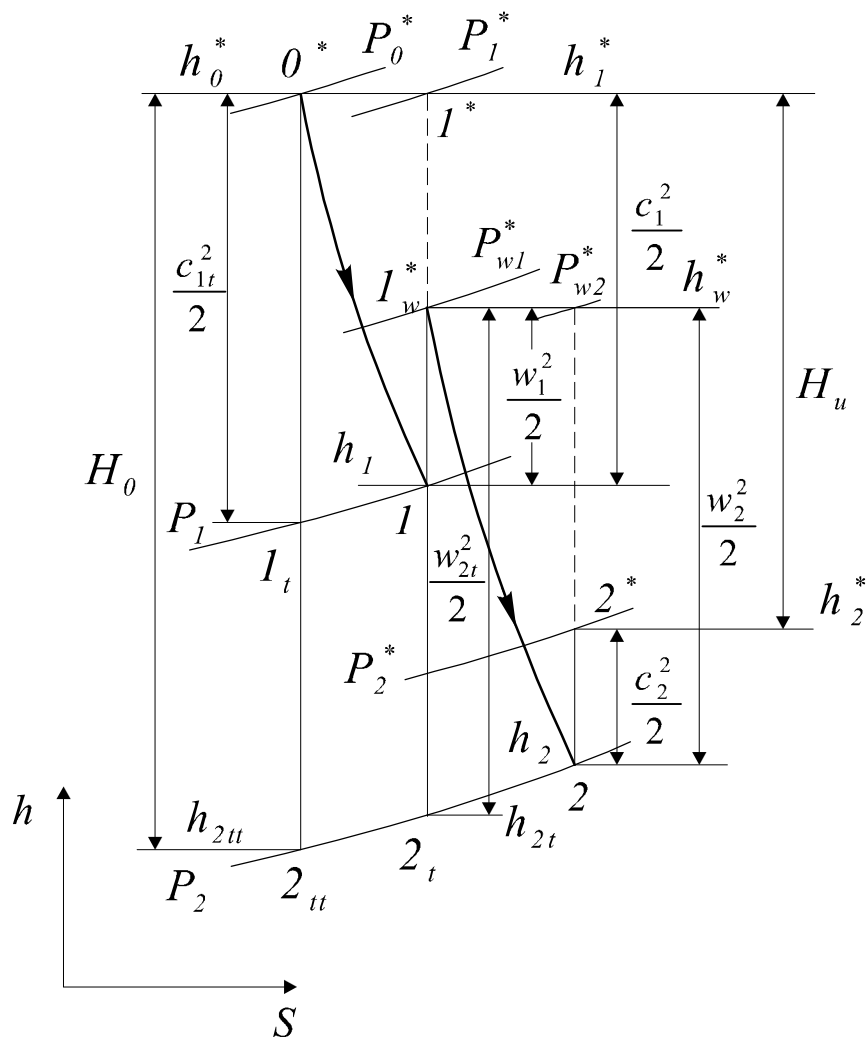
Изобразить: Треугольники скоростей, профили направляющих и рабочих лопаток.

3.2. Дано: Компрессорная ступень, коэффициент расхода $\overline{c_z}=0,8$, кинематическая степень реактивности $\rho_k=0,6$, коэффициент нагрузки $\overline{c_u}=-0,4$.

Изобразить: Треугольники скоростей, профили рабочих и направляющих лопаток.

4. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ ГАЗА В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ В h - S ДИАГРАММЕ

Рассмотрим процесс расширения рабочего тела в h , s -диаграмме для осевой турбинной ступени ($u_1 = u_2 = u$).



0^* – параметры торможения газа перед НА,

1_t – параметры в конце изоэнтروпийного процесса расширения в НА,

1 – параметры в конце адиабатного процесса расширения в НА,

1_w^* – параметры торможения перед рабочей решеткой в относительном движении,

2_t – параметры за рабочей решеткой в изоэнтропийном процессе расширения,

2 – параметры за рабочей решеткой в адиабатном процессе расширения,

z^* – параметры торможения за рабочей решеткой в абсолютном движении.

В результате по аналогии с НА для расчета потока в РК имеем некий треугольник $I_w^* 2z_t$.

В соответствии с уравнением энергии $H_u = h_1^* - h_2^*$.

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0} \text{ – окружной КПД турбинной ступени.}$$

Этот КПД характеризует степень преобразования располагаемого изоэнтропийного перепада энтальпий H_0 в полезную мощность H_u , учитывая потери кинетической энергии в НА, РК и с выходной скоростью.

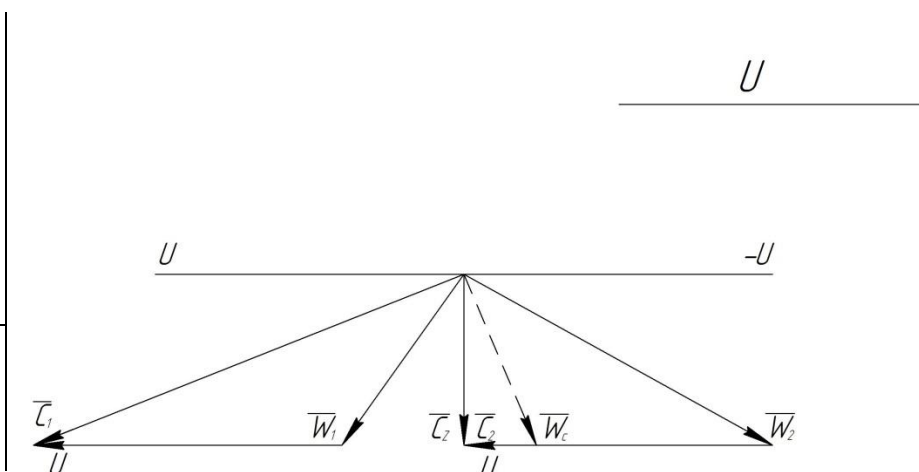
4.1. ПОСТРОЕНИЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ГАЗА В h,s -ДИАГРАММЕ

Задача 4.1

Построить треугольники скоростей, процесс расширения газа в h,s -диаграмме (в предположении параллельности изобар) для осевой турбинной ступени ($u_1 = u_2 = u$) и определить её основные показатели, если известно:

$$\begin{aligned} \bar{c}_z &= 0,6, \\ \rho_k &= 0,3, \\ \bar{c}_u &= 1,4, \\ u &= 300 \text{ м/с}, \\ \varphi &= 0,97, \\ \psi &= 0,96. \end{aligned}$$

$$\eta_w, \eta_u^*, \rho_T, \left(\frac{U}{C_0}\right)_{opt} \text{ –?}$$



Решение:

Сначала строим треугольники скоростей в последовательности, изложенной выше. Затем вычислим:

Скорости:

$$c_1 = u \cdot \sqrt{1,4^2 + 0,6^2} = 300 \cdot \sqrt{1,96 + 0,36} = 456,9 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$c_{1t} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{456,9}{0,97} = 471,1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$w_2 = u \cdot \sqrt{0,6^2 + 1^2} = 300 \cdot \sqrt{1,36} = 349,9 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$w_{2t} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{349,9}{0,96} = 364,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$w_1 = u \cdot \sqrt{0,4^2 + 0,6^2} = 216,3 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$c_2 = 300 \cdot 0,6 = 180 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Перепады энтальпий:

$$H_1^* = \frac{c_{1t}^2}{2} = 110967 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$H_1 = \frac{c_1^2}{2} = 104379 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

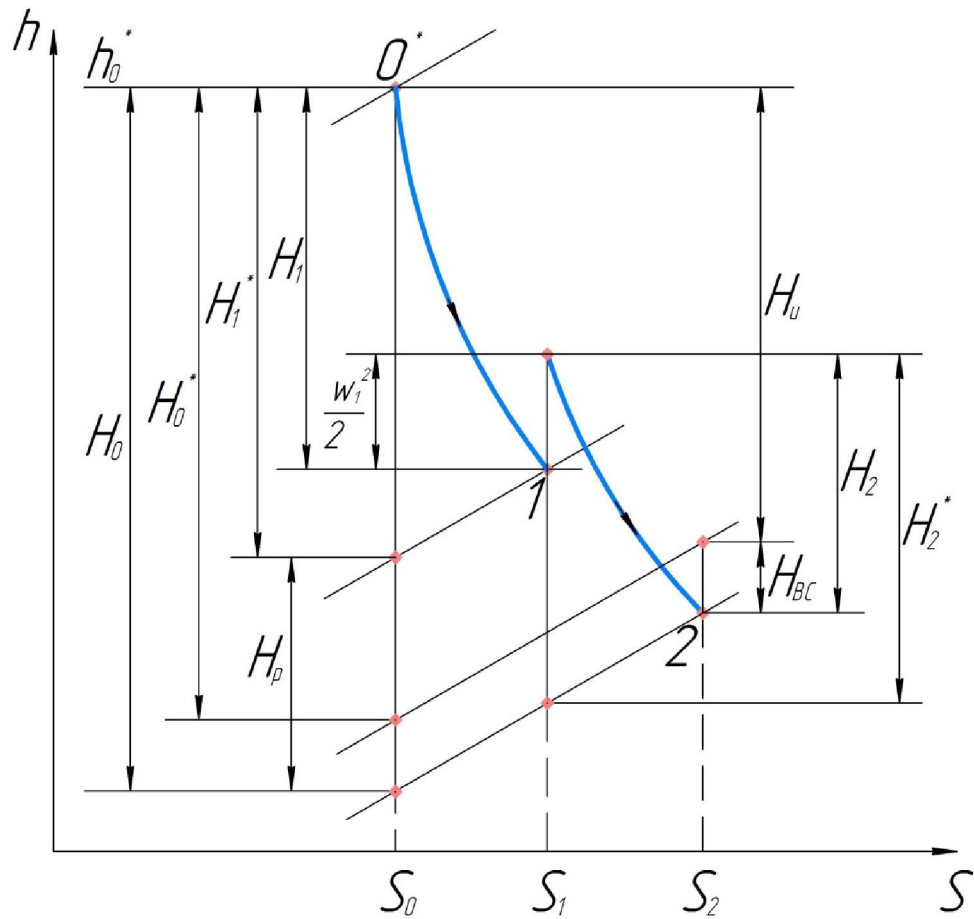
$$\frac{w_1^2}{2} = 23393 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$H_2^* = \frac{w_{2t}^2}{2} = 66430 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$H_2 = \frac{w_2^2}{2} = 61215 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$H_{BC} = \frac{c_2^2}{2} = 16200 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Далее выбираем масштаб (обычно в 1 клеточке 10000 Дж/кг) и строим по вычисленным перепадам энтальпий h,s -диаграмму, принимая условие параллельности изобар.



Вычислим:

$$H_0 \approx H_1^* + H_2^* - \frac{w_1^2}{2} = 154004 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$H_0^* \approx H_0 - H_{BC} = 137804 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$H_u = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = 126001 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$H_p \approx H_2^* - \frac{w_1^2}{2} = 43037 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Основные показатели турбинной ступени:

Окружной КПД:

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0} = \frac{126001}{154004} = 0,82;$$

Окружной КПД по заторможенным параметрам:

$$\eta_u^* = \frac{H_u}{H_0^*} = \frac{126001}{137804} = 0,91;$$

Термодинамическая степень реактивности:

$$\rho_T = \frac{H_p}{H_0} = \frac{43037}{154004} = 0,28;$$

Характеристическое число:

$$\left(\frac{U}{C_0}\right)_{opt} = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_0}} = \frac{300}{\sqrt{2 \cdot 154004}} = 0,54;$$

Характеристическое число [1]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{U}{C_0}\right)_{opt} &= \frac{\varphi \cdot \cos(\arctg(tg \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho_k}))}{2} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - \rho_k}} \\ &= \frac{0,97 \cdot \cos\left(\arctg\left(tg\left(\frac{0,6}{1,4}\right) \cdot \sqrt{1 - 0,3}\right)\right)}{2} \cdot \sqrt{\frac{1}{0,7}} = 0,55. \end{aligned}$$

Прямой эксперимент в рамках принятых допущений показывает, что теория [1] и расчет при вычислении оптимального характеристического числа u/C_0 дают практически одинаковый результат.

По материалам раздела 4 контрольная работа не предусмотрена. В процессе выполнения самостоятельной работы по проектированию трехступенчатой газовой турбины [4, приложение 1] каждый студент должен построить процесс расширения в h,s -диаграмме для корневого, среднего и периферийного сечений последней ступени.

Литература

1. Лапшин К.Л. Теория турбомашин (конспект лекций). [Электронный ресурс], СПб, СПбГПУ.2016.-102 с. Доступно из Google: [URL:http://doi.org/10.18720/SPBPU/2/s16-186](http://doi.org/10.18720/SPBPU/2/s16-186)
2. Кириллов И.И. Теория турбомашин [Текст]: Монография / И.И. Кириллов. -Л., 1972. -536 с;
3. Кириллов И.И., Кириллов, А.И. Теория турбомашин (Примеры и задачи) Монография / И.И.Кириллов, А.И.Кириллов. -Л., 1974. -320 с;
4. Лапшин К.Л. Проектирование проточных частей осевых тепловых турбин (учебное пособие). [Электронный ресурс], СПб, СПбГПУ.2018. -63 с. Доступно из Google: [URL:http://doi.org/10.18720/SPBPU/2/s18-103](http://doi.org/10.18720/SPBPU/2/s18-103)