

Дисциплина **TU 3218** «Турбинные установки»

Модуль **ESTA 08** «Электрические станции и теплообменные аппараты»

Специальность **6B07108** - «Теплоэнергетика»

Факультет энергетики, автоматики и телекоммуникации

Кафедра «Энергетические системы»

Калытка Валерий Александрович

Доктор PhD; ассоциированный профессор (доцент); доцент
кафедры «Энергетические системы»

Лекция №10. Треугольники скоростей для потока в турбинной ступени

Цель лекции состоит в ознакомлении с методами построения и анализа треугольника скоростей для осевой турбиной ступени.

План лекции

1. Важной характеристикой решётки является коэффициент расхода.
2. Проточная часть осевой ступени и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени.
3. Схема процесса в ступени в h - s - диаграмме.
4. Треугольники скоростей для потока в турбинной ступени.
5. Процессы в сопловой (а) и рабочей (б) решёток в h - s –диаграмме.
6. Видеоролики:

Турбинная ступень. Эффективность ступени (5 мин 57 сек)

<https://www.youtube.com/watch?v=tb2nuU7sioU>

Турбинная ступень. Степень реактивности (9 мин 15 сек)

<https://www.youtube.com/watch?v=FPjfl0am6zg>

Профильные потери (5 мин 25 сек) https://www.youtube.com/watch?v=3ao3p_pVHNE

Важной характеристикой решётки является *коэффициент расхода* μ . Если бы течение в решётке было изоэнтропным, то через неё протекал бы теоретический расход

$$G_{lt} = c_{lt}/(F \cdot v_{lt}),$$

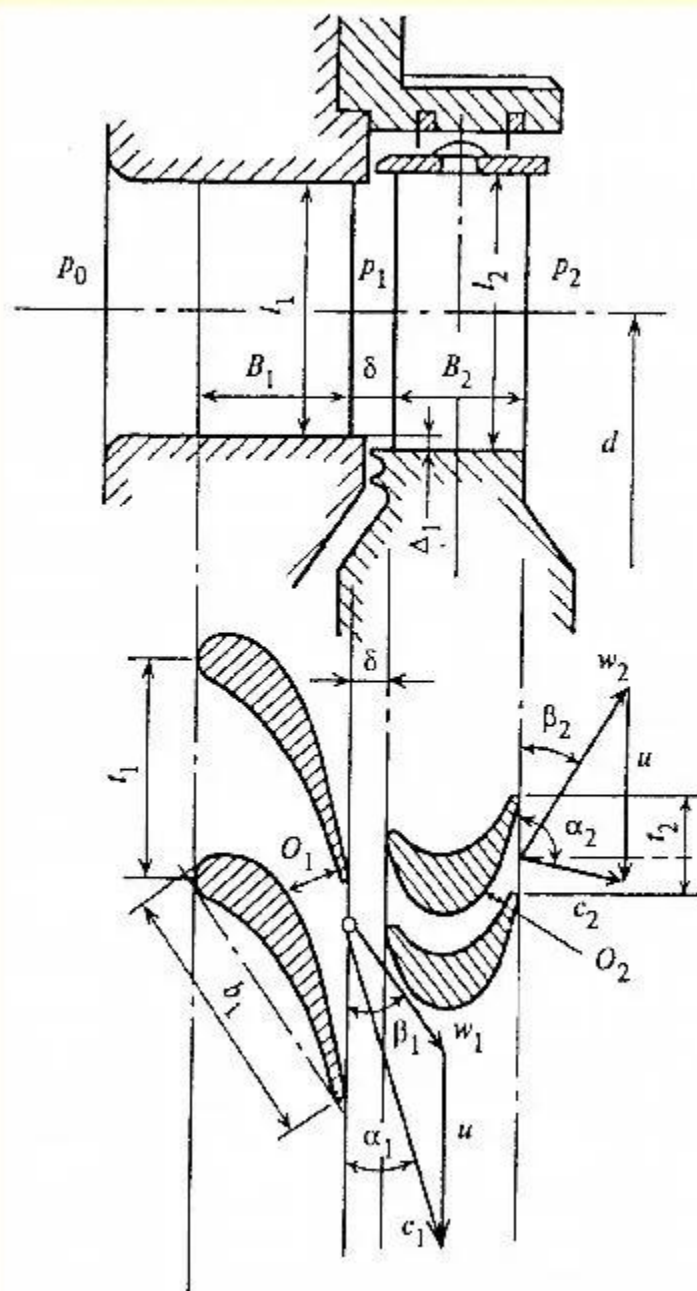
где v_{lt} – удельный объём пара в конце изоэнтропного расширения.

В реальных условиях из-за образования на стенках канала пограничного слоя расход G оказывается меньше теоретического; величина

$$\mu = G/G_{lt}$$

называется *коэффициентом расхода*. Для турбинных решёток, работающих на перегретом паре, $\mu = 0,93 \div 0,98$, а на влажном $\mu = 0,94 \div 1,04$.





**Рис. 14. Проточная часть
осевой ступени и
развертка
цилиндрического сечения
по среднему диаметру
ступени**



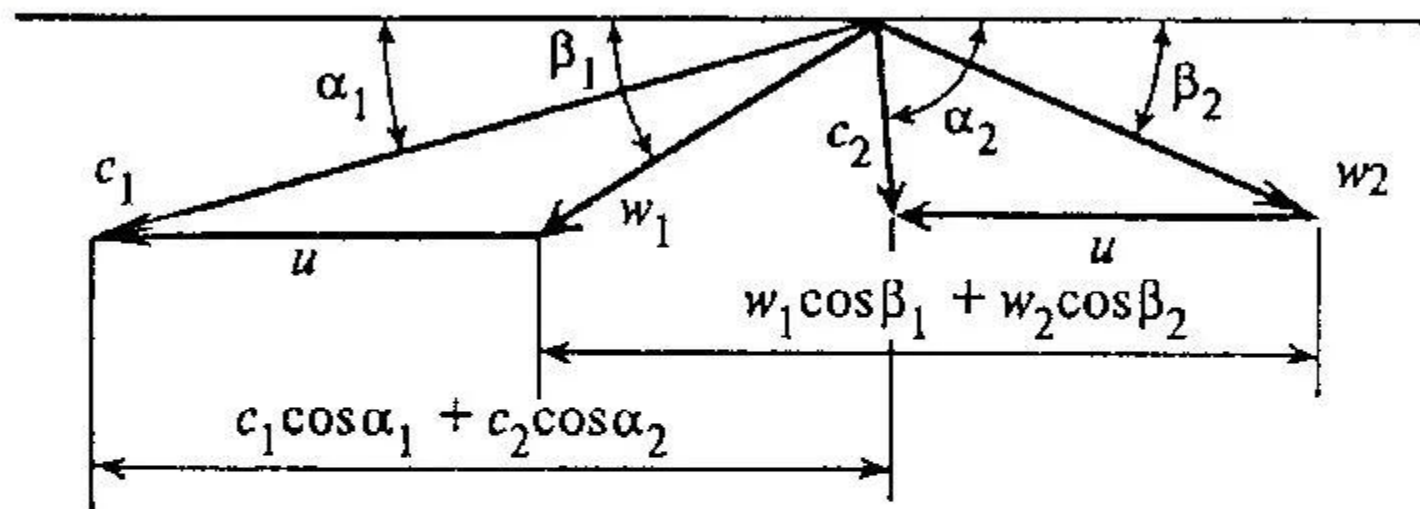


Рис. 16. Треугольники скоростей для потока в турбинной ступени



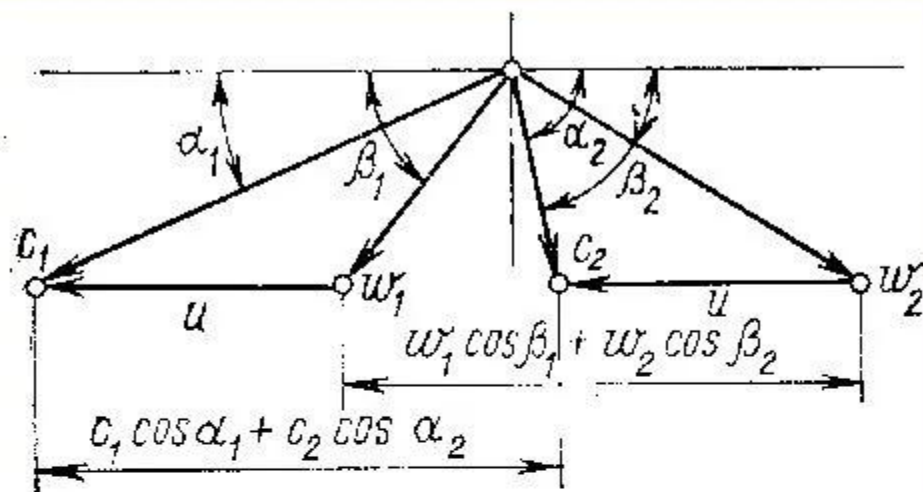


Рис. 18. Треугольники скоростей для потока в турбинной ступени (для анализа)-1

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 - w_1 \cdot \cos \beta_1 = w_2 \cdot \cos \beta_2 - c_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2 = w_1 \cdot \cos \beta_1 + w_2 \cdot \cos \beta_2$$



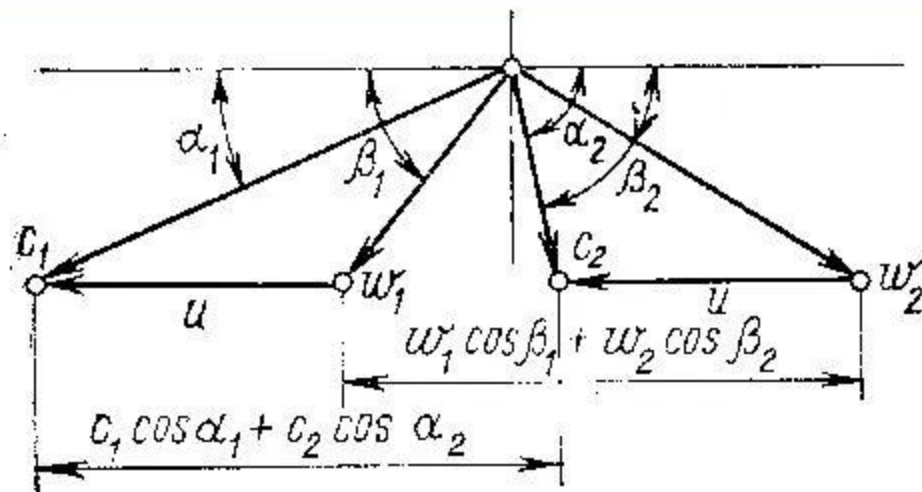


Рис. 17. Треугольники скоростей для потока в турбинной ступени (для анализа)

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u = w_1 \cdot \cos \beta_1$$

Левая сторона

$$w_2 \cdot \cos \beta_2 - u = c_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Правая сторона

$$u = c_1 \cdot \cos \alpha_1 - w_1 \cdot \cos \beta_1$$

Из левой стороны

$$u = w_2 \cdot \cos \beta_2 - c_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Из правой стороны



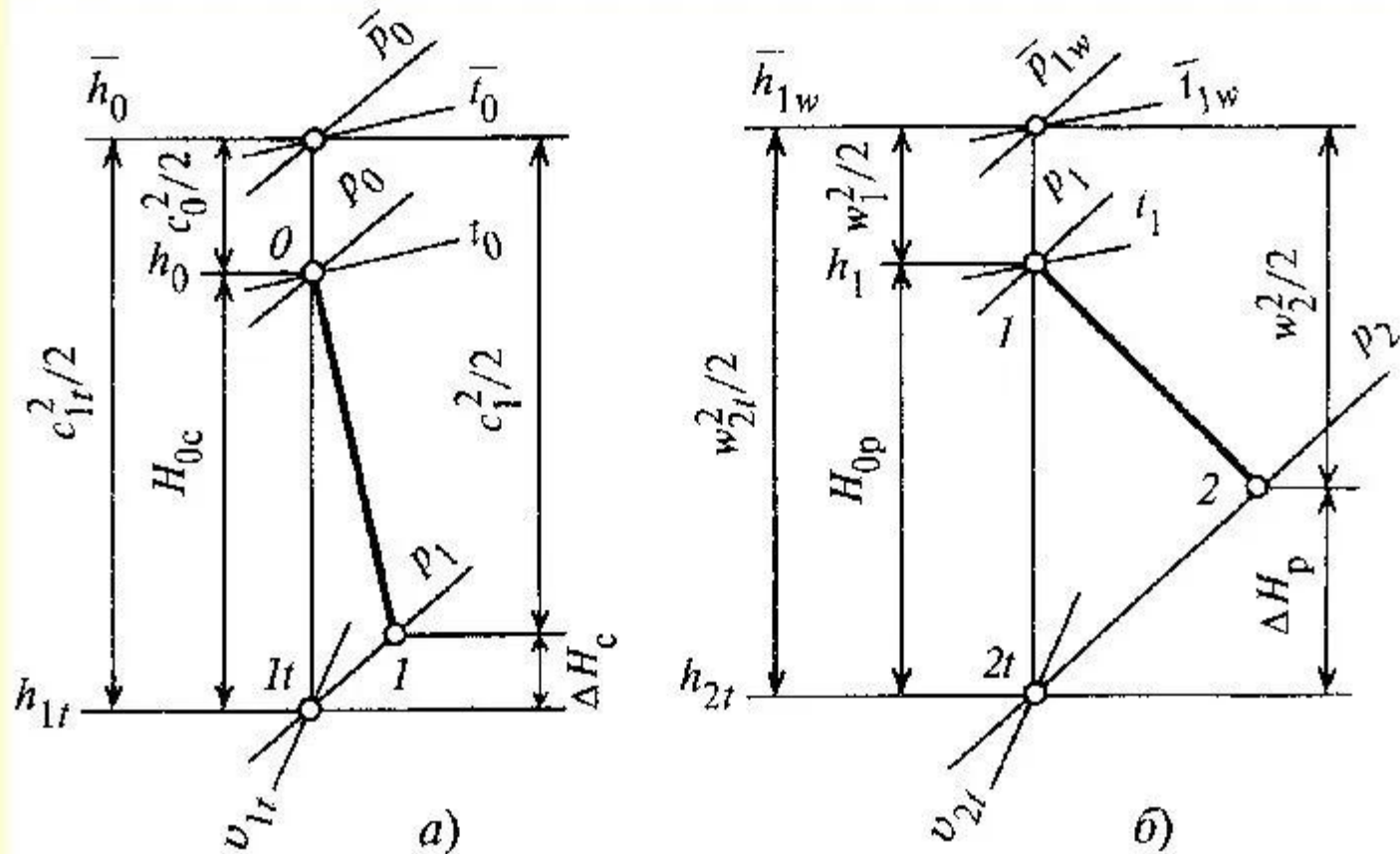


Рис. 19. Процесс в h - s -диаграмме для сопловой (а) и рабочей (б) решёток



Соотношение между скоростями и углами потока в турбинной ступени в большой степени зависит от степени реактивности ступени ρ . Под степенью реактивности понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток, приближенно равной теплоперепаду ступени от параметров полного торможения:

$$\rho = \frac{H_{0p}}{\bar{H}_{0c} + H_{0p}} \approx \frac{H_{0p}}{\bar{H}_0}$$



Проведём расчёт для осевой турбинной ступени, предполагая известными $\bar{p}_0$, $\bar{t}_0$ и начальную скорость пара c_0 . Кроме того, предполагаются заданными или принимаемыми по ходу расчёта φ , ψ , α_1 , d , n и β_2 .

Кроме того, необходимо иметь либо значение располагаемого теплоперепада на ступень H_0 и ρ , либо давление p_1 и p_2 .

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2 - \varphi \cdot c_1^2}{2} = \frac{c_{1t}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{c_{1t}^2}{2} \cdot \zeta_c$$

$$\begin{aligned} c_1 &= \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1) + c_0^2} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \\ &= \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot H_{0c} + c_0^2} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \bar{H}_{0c}} \end{aligned}$$



$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \bar{H}_{0c}} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (\bar{H}_0 - H_{0p})} =$$

$$= \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (\bar{H}_0 - \rho \cdot \bar{H}_0)} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot \bar{H}_0}$$

$$u = \pi \cdot d \cdot n$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}}$$

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_{2t} + \frac{w_{2t}^2}{2}$$

$$h_1 - h_{2t} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$$



$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot (h_1 - h_{2t})} = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot H_{0p}}$$

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot H_{0p}} = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \rho \cdot \bar{H}_0}$$

Отношение $\frac{w_2}{w_{2t}}$ называется **коэффициентом**

скорости рабочей решётки и обозначается ψ
(обычно **0,92-0,96**)

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \cdot w_{2t} = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot (h_1 - h_{2t})} = \\ &= \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot H_{0p}} = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \rho \cdot \bar{H}_0} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\Delta H_p &= h_2 - h_{2t} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{(\psi \cdot w_{2t})^2}{2} = \\ &= \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot \zeta_p\end{aligned}$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}}$$

