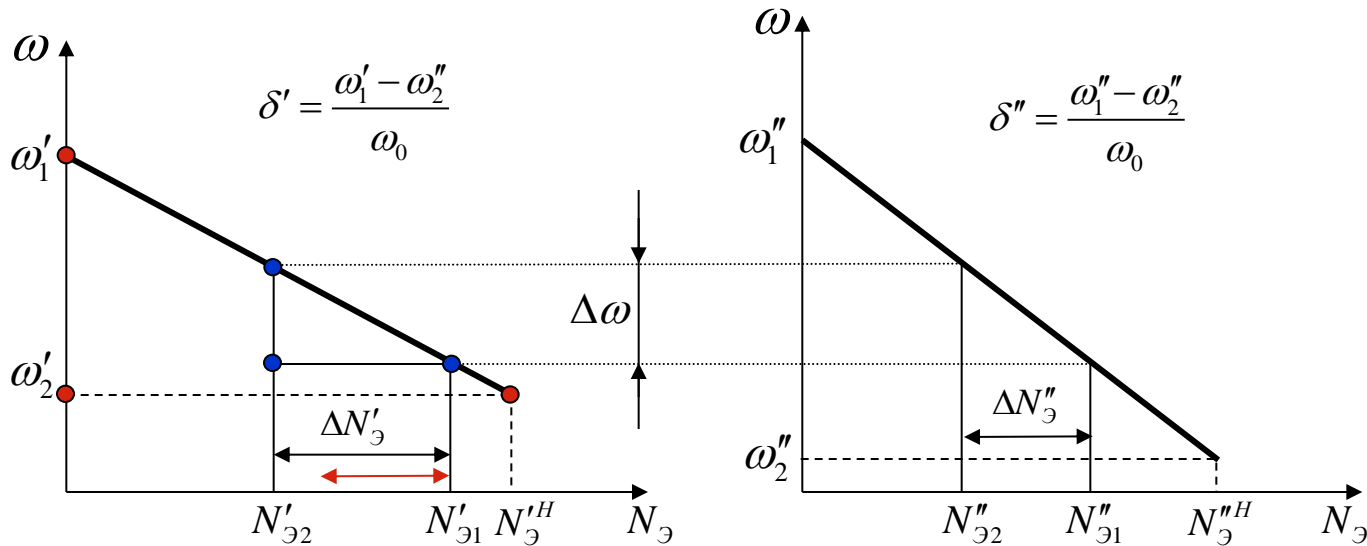


5.4. Параллельная работа турбогенераторов в энергосистеме



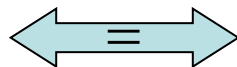
$$\Delta N_{\Sigma C} = \Delta N'_3 + \Delta N''_3$$

$$\frac{\Delta \omega}{\Delta N'_3} = \frac{\omega'_1 - \omega'_2}{N_3^{iH}} = \frac{\omega_0 \delta'}{N_3^{iH}}$$

$$\frac{\Delta \omega}{\Delta N''_3} = \frac{\omega''_1 - \omega''_2}{N_3^{iH}} = \frac{\omega_0 \delta''}{N_3^{iH}}$$

$$\Delta \omega = \frac{\Delta N'_3 \omega_0 \delta'}{N_3^{iH}}$$

$$\Delta \omega = \frac{\Delta N''_3 \omega_0 \delta''}{N_3^{iH}}$$



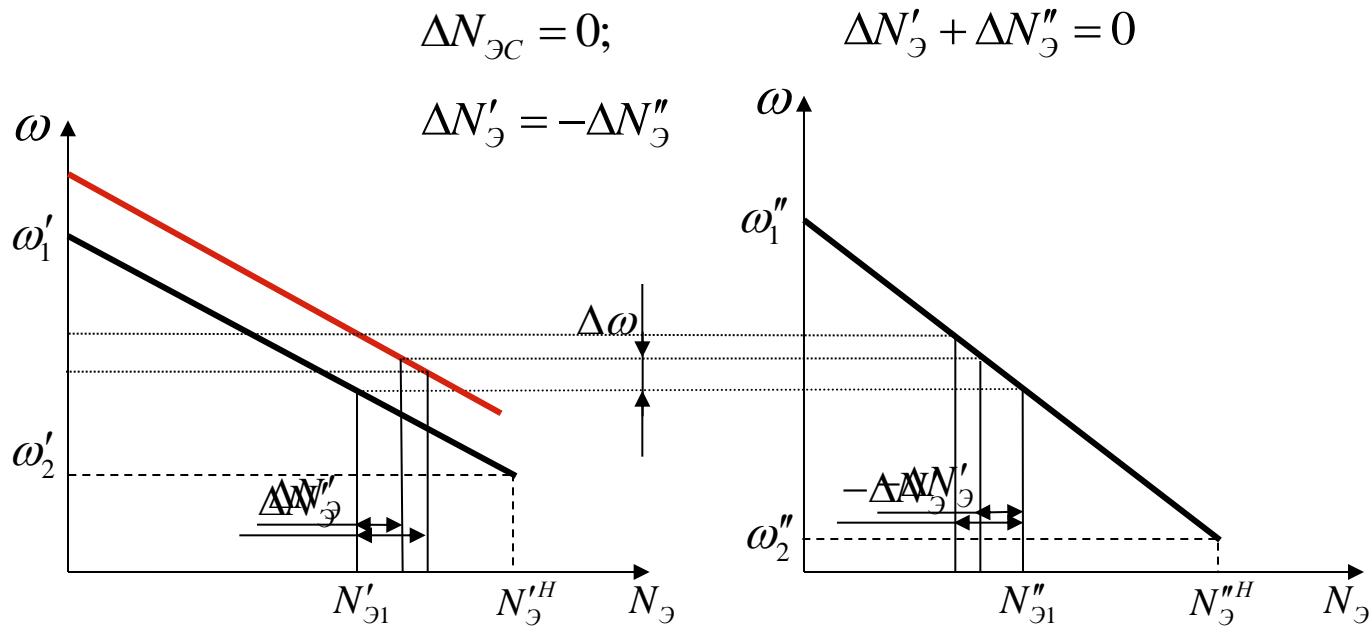
$$\frac{\Delta N'_3 \delta'}{N_3^{iH}} = \frac{\Delta N''_3 \delta''}{N_3^{iH}}$$

$$\Delta N'_3 = \frac{\Delta N_{\Sigma C}}{1 + \frac{N_3^{iH}}{N_3^{iH}} \cdot \frac{\delta'}{\delta''}}$$

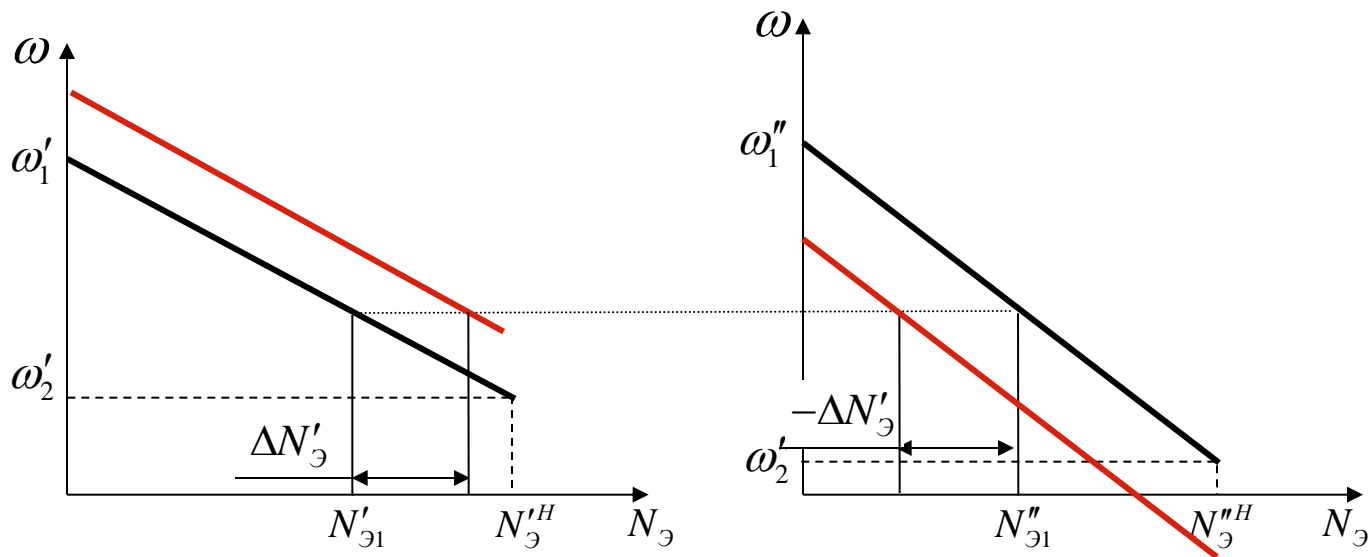
$$\Delta N'_3 = \frac{\Delta N_{\Sigma C}}{1 + \sum_{i=2}^z \frac{N_3^{iH}}{N_3^{iH}} \cdot \frac{\delta'}{\delta^i}}$$

Перераспределение нагрузки между агрегатами в энергосистеме

А) Воздействием на МУТ одной турбины

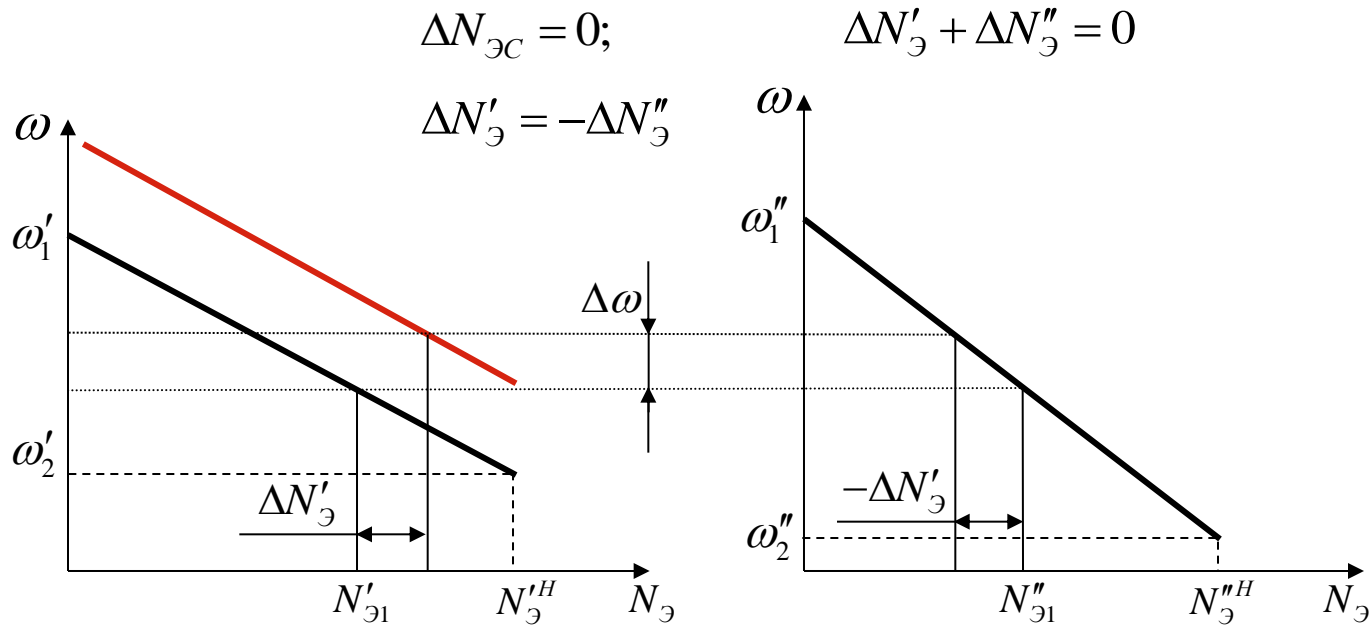


Б) С сохранением неизменной частоты

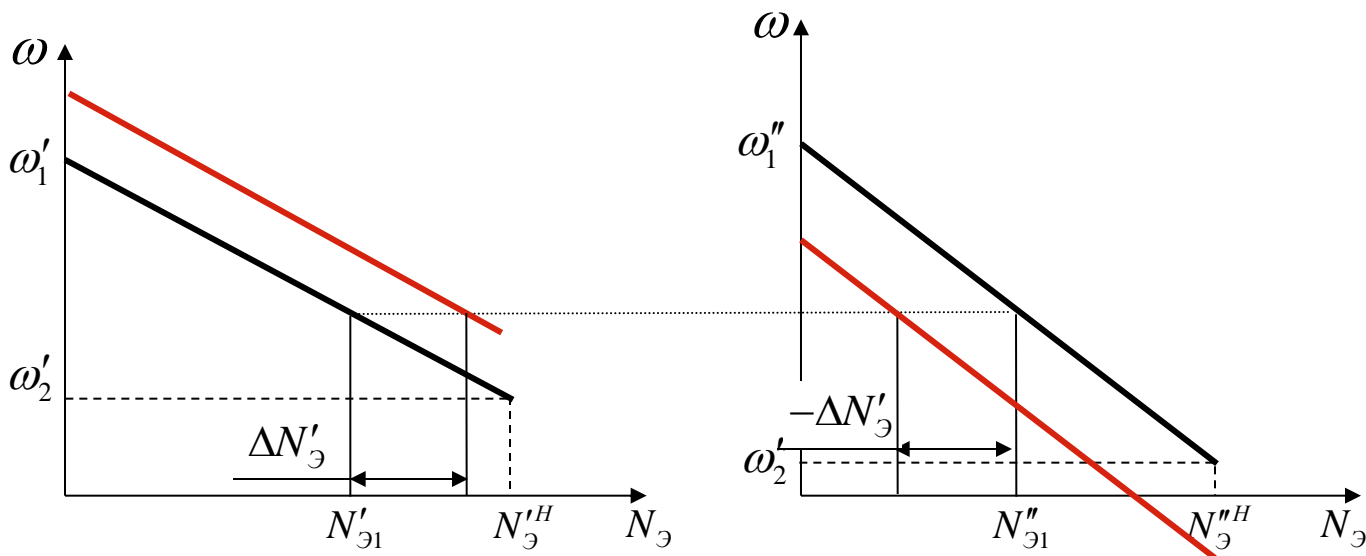


Перераспределение нагрузки между агрегатами в энергосистеме

А) Воздействием на МУТ одной турбины



Б) С сохранением неизменной частоты



5.7. Система защиты турбины

Система защиты срабатывает и дает команду на отключение турбины при недопустимых:

- повышении частоты вращения ротора;
- увеличении осевого сдвига ротора;
- падении давления масла в линии смазки подшипников;
- повышении давления (падении вакуума) в конденсаторе;
- повышении вибрации подшипников турбоагрегата;
- повышение температуры свежего (острого) пара или резком ее снижении;
- повышение уровня конденсата в ПВД.

7. Конденсационная установка паровой турбины

Конечное давление создается работой конденсационной установки.

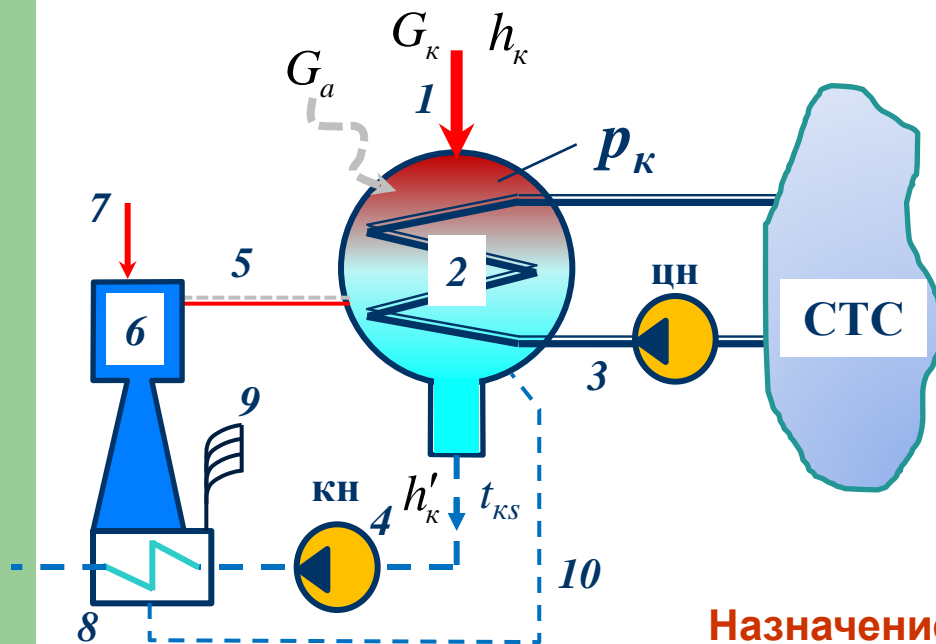


Схема конденсационной установки

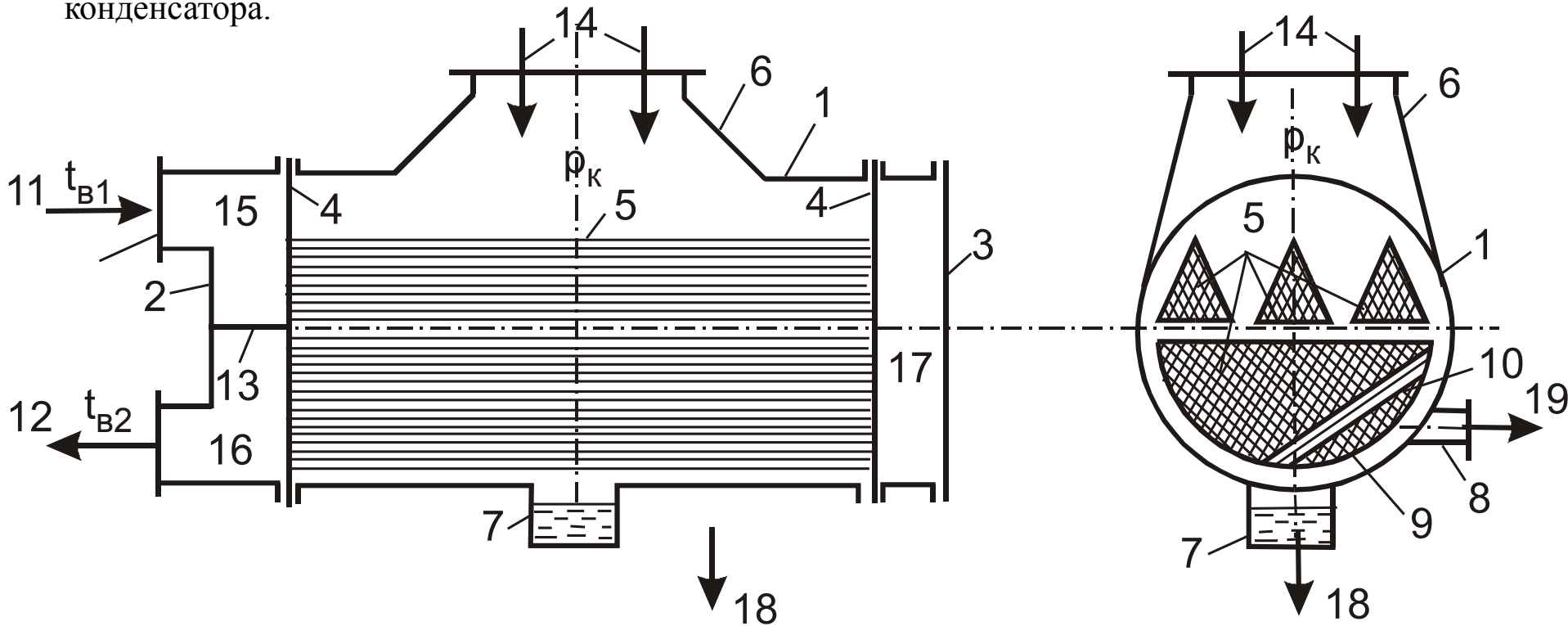
- 1- пар из турбины;
- 2- конденсатор;
- 3- подача охлаждающей воды;
- 4- конденсатный насос;
- 5- отсос парогазовой смеси из конденсатора;
- 6- пароструйный эжектор;
- 8- охладитель пара эжекторов;
- 9- отвод неконденсирующихся газов;
- 10- конденсат охладителя эжекторов.

Назначение конденсационной установки

1. Термодинамическое назначение: Отвод теплоты в холодном источнике.
2. Термодинамическое назначение: Создание низкого давления (*вакуума*) – повышение η_r .
3. Возможность использования рабочего вещества в замкнутом цикле.

Вакуум в конденсаторе создается вследствие резкого уменьшения объема при конденсации пара (в 25 – 30 тысяч раз).

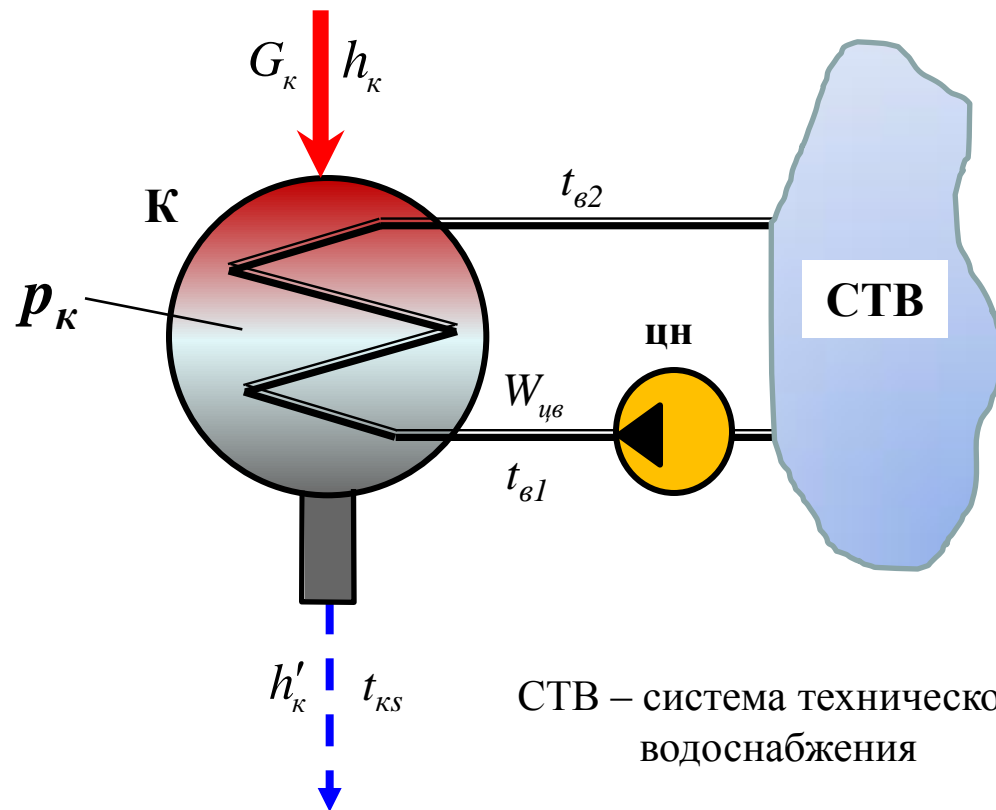
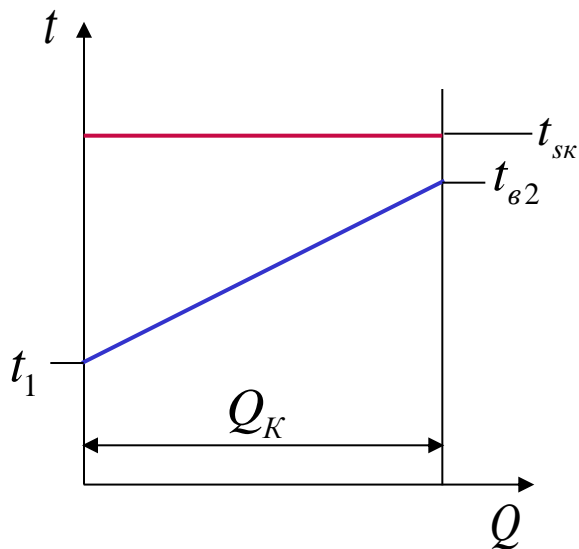
Отвод теплоты от пара обеспечивается за счет циркуляции охлаждающей воды с температурой, близкой к температуре окружающей среды, внутри трубной системы конденсатора.



Схематическое устройство двухходового конденсатора:

1 – корпус; 2, 3 – крышки корпуса; 4 – трубные доски; 5 – модули трубок поверхности теплообмена; 6 – горловина; 7 – конденсатосборник; 8 – патрубок отсоса парогазовой смеси; 9 – воздухоохладитель, 10 – перегородка; 11, 12 – вход и выход охлаждающей воды; 13 – перегородка; 14 – вход пара из турбины; 15, 16 – входная и выходная водяные камеры; 17 – поворотная водяная камера; 18 – отвод конденсата; 19 – отсос парогазовой смеси

Факторы определяющие давление в конденсаторе.



$$t_{SK} = t_{\epsilon 2} + \mathcal{G}_K = t_{\epsilon 1} + \Delta t_{\epsilon} + \mathcal{G}_K$$

$\mathcal{G}_K = t_{KS} - t_{\epsilon 2}$ — недогрев в конденсаторе.

$\Delta t_{\epsilon} = t_{\epsilon 2} - t_{\epsilon 1}$ — нагрев воды в конденсаторе.

СТВ — система технического водоснабжения

I $t_{\epsilon 1}$ — зависит от климатических условий и СТВ.

II Нагрев воды в конденсаторе.

Запишем уравнение теплового баланса конденсатора:

$$Q_K = G_K (h_k - h'_k) = W_{ув} c_p (t_2 - t_1).$$

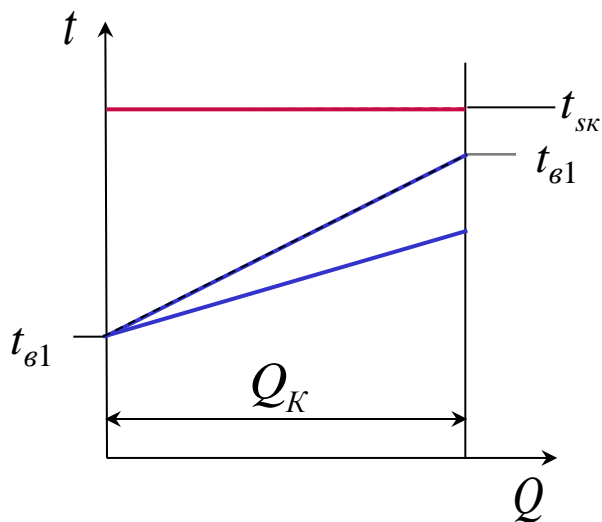
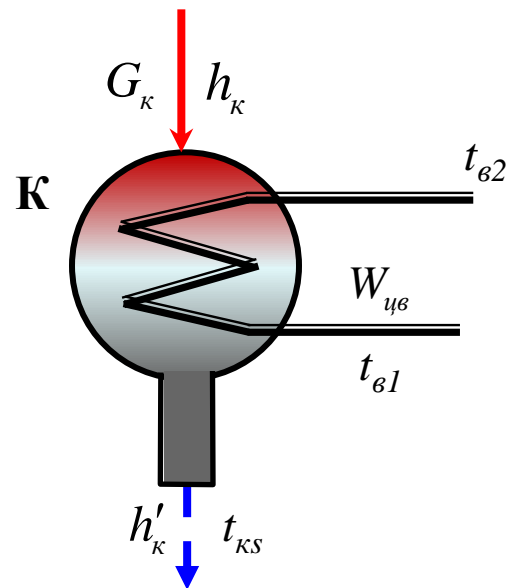
$$\Delta t_{\theta} = \frac{G_K (h_k - h'_k)}{W_{ув} c_p}$$

Обозначим:

$$m = \frac{W_{ув}}{G_K} \quad \text{— кратность охлаждения.}$$

$$\Delta t_{\theta} = \frac{(h_k - h'_k)}{m c_n}$$

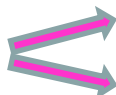
Таким образом, $\Delta t_{\theta} = f(1/m)$, т.к. $(h_k - h'_k)$ очень слабо зависит от p_K , $c_p = 4,19$ кДж/кгК.



G_K — при прочих равных условиях слабо зависит от p_K (в рассматриваемом диапазоне изменения p_K).

$$W_{ув} \uparrow \Rightarrow (t_2 - t_1) \downarrow_{m.k. Q_K \approx const} \Rightarrow t_2 \downarrow \Rightarrow t_{KS} \downarrow$$

$$t_{KS} \downarrow \Rightarrow p_K \downarrow \Rightarrow \eta_t \uparrow$$

$\eta_t \uparrow$  — увеличение мощности ПТУ при $Q_{ТУ} = const$.
 — снижение расхода теплоты ПТУ при $N_{\mathcal{O}} = const$.

Однако:

Работа, затрачиваемая на привод циркуляционного насоса может быть определена:

работа на сжатие 1 кг жидкости по уравнению адиабатного процесса:

$$dl_{mex} = \nu \cdot dp; \quad l_{mex} = \int_a^b \nu \cdot dp = \nu_{cp} \cdot (p_b - p_a) = \nu_{cp} \cdot \Delta p;$$

при сжатие $W_{ув}$ кг/с жидкости мощность насоса будет:

$$N_{цн} = W \cdot \nu_{cp} \cdot \Delta p;$$

Δp – повышение давления в насосе (напор, создаваемый насосом).

Для **циркуляционных** насосов: $\Delta p = \Delta p_{гс}$;

$\Delta p_{гс}$ – гидравлическое сопротивление тракта, через который насос прокачивает жидкость.

$$\Delta p_{гс} = f(W^2);$$

$$N_{цн} = f(W_{ув}^3).$$

Т.о., для выбора величины m надо сравнивать получаемую дополнительную мощность турбогенератора и увеличивающиеся затраты на привод циркуляционных насосов..

В зависимости от числа ходов воды в конденсаторе m находится в пределах 40÷80.

III Недогрев в конденсаторе - ϑ_k :

$$\vartheta_k = (t_{кс} - t_{в2}) e^{-\frac{kF_k}{W_{цв} c_p}}$$

Если $F_k \uparrow$, то $\vartheta_k \downarrow$ и

Увеличение поверхности нагрева в конденсаторе - F_k приводит к увеличению стоимости конденсатора.

Т.о. выбор величины ϑ_k является типичной технико-экономической задачей.

В современных конденсаторах ПТУ: $\vartheta_k = (2 \div 5)^\circ \text{C}$.

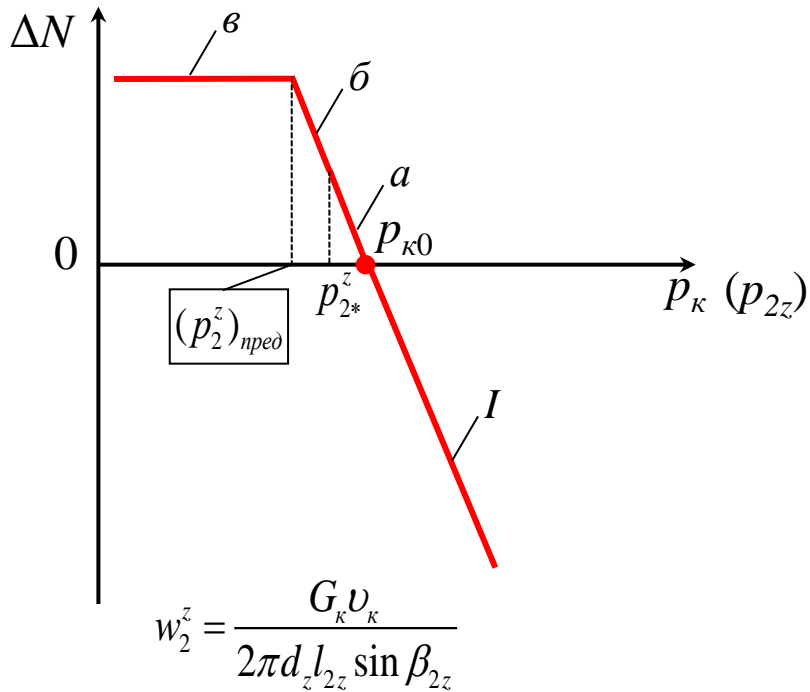
IV Фактор турбины

При проектировании турбины

При снижении конечного давления:

- сильно возрастает удельный объем, что приводит к увеличению размеров последних ступеней турбины и/или снижению **предельной** мощности турбины .
- увеличивается конечная влажность, что приводит к уменьшению внутреннего относительного КПД и увеличению эрозионного износа.

При эксплуатации турбины



I. Повышение p_k :

H_{0T} уменьшается $\longrightarrow -\Delta N$

II. Понижение p_k :

H_{0T} увеличивается $\longrightarrow +\Delta N$ (?)

а) $p_k > p_{к*}$ - докритический режим течения в рабочих лопатках:

$$w_2^z \uparrow \rightarrow w_{2u}^z \uparrow \rightarrow R_u^z \uparrow \rightarrow N_u^z \uparrow$$

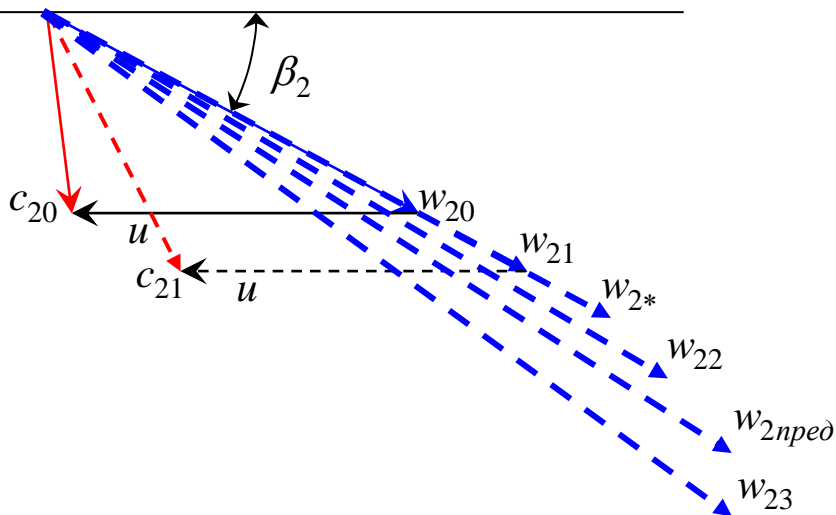
б) $(p_k)_{пред} < p_k < p_{к*}$ - сверхкритический режим течения в рабочих лопатках с отклонением потока в косом срезе:

$$w_2^z \uparrow \rightarrow w_{2u}^z \uparrow \rightarrow R_u^z \uparrow \rightarrow N_u^z \uparrow$$

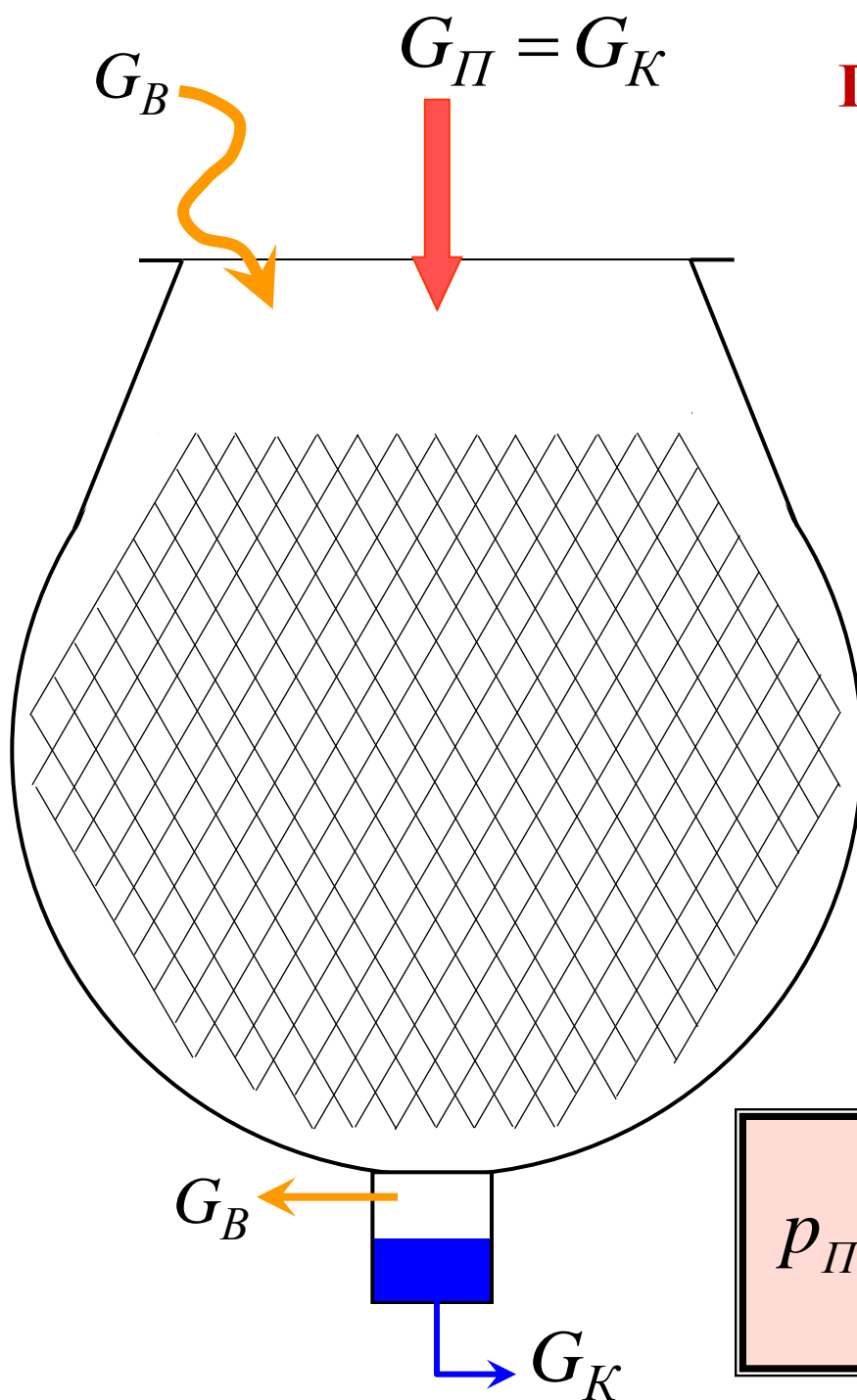
в) $p_k < (p_k)_{пред}$ - сверхкритический режим течения в рабочих лопатках с отклонением потока в косом срезе, но проекция относительной скорости на окружное направление остается неизменной:

$$w_2^z \uparrow \rightarrow w_{2u}^z = const \rightarrow R_u^z = const \rightarrow N_u^z = const$$

$(p_k)_{пред}$ — давление, при снижении ниже которого проекция относительной скорости на окружное направление остается неизменной:



Переохлаждение конденсата



$$p_{CM} = p_{\Pi} + p_B$$

$$p_{\Pi} V_K = G_{\Pi} R_{\Pi} T_{cm}$$

$$p_B V_K = G_B R_B T_{cm}$$

$$R_{\Pi} = 0,286$$

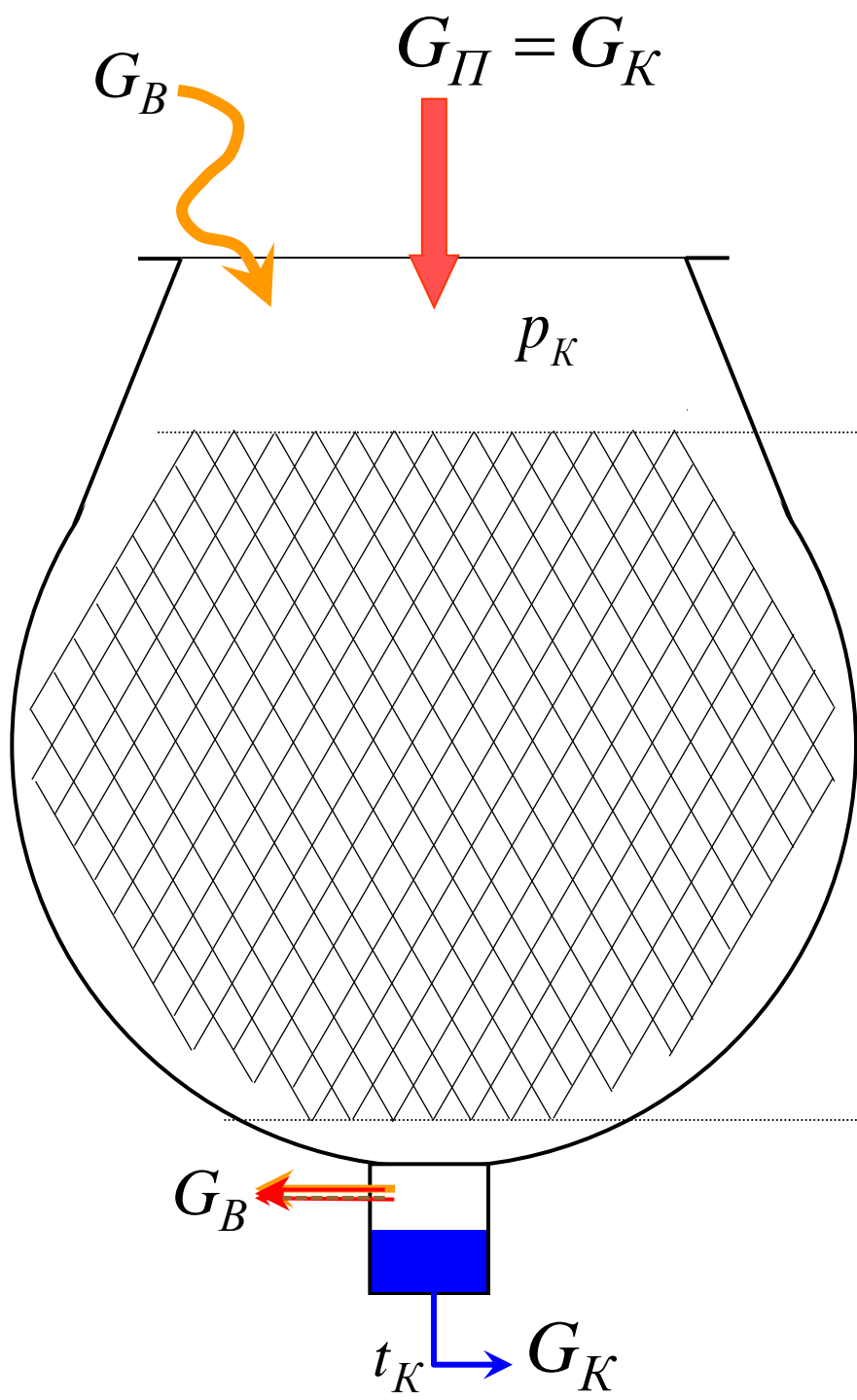
$$R_B = 0,458$$

$$\varepsilon_B = \frac{G_B}{G_{\Pi}}$$

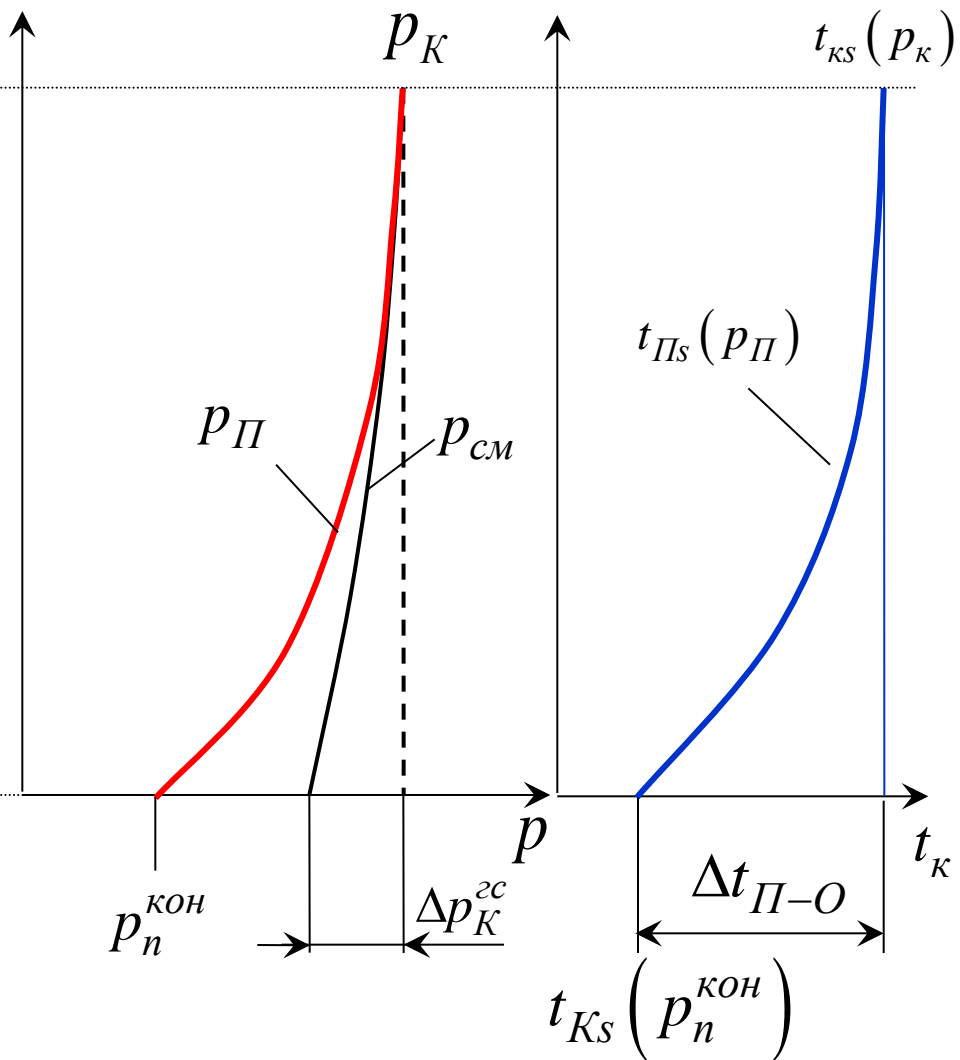
$$\varepsilon_B = 0,622 \frac{p_B}{p_{\Pi}}$$

$$p_{\Pi} = \frac{p_{CM}}{1 + 0,622 \varepsilon_B}$$

$$\varepsilon_B \uparrow \Rightarrow p_{\Pi} \downarrow$$



$\Delta t_{\Pi-O}$ **переохлаждение конденсата**



Влияние переохлаждения конденсата на экономичность ПТУ

I *Количество теплоты, отданное в окружающую среду:*

- без учета переохлаждения: $Q_K^{\text{безПО}} = G_K (h_k - h'_k(p_k))$

- с учетом переохлаждения: $Q_K^{\text{сПО}} = G_K (h_k - h'_k(p_n^{\text{кон}}))$

$$Q_K^{\text{сПО}} > Q_K^{\text{безПО}}$$

II *При наличии переохлаждения в системе РППВ требуется дополнительный нагрев вода от температуры переохлажденного конденсата до температуры насыщения без переохлаждения.*

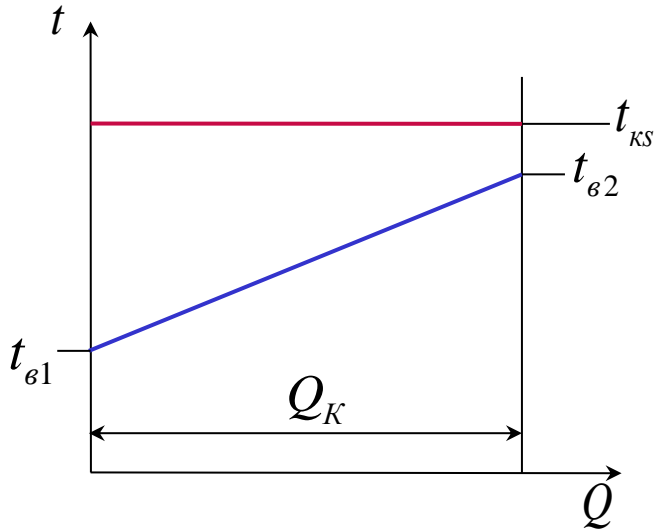
Это происходит в первом по ходу воды ПНД.

Это приводит к увеличению расхода пара в последний отбор турбины, вследствие чего уменьшается расход через последний отсек турбины и, соответственно, уменьшается мощность турбины.

Как определить снижение мощности турбины из-за переохлаждения конденсата?

Как уменьшить переохлаждение конденсата?

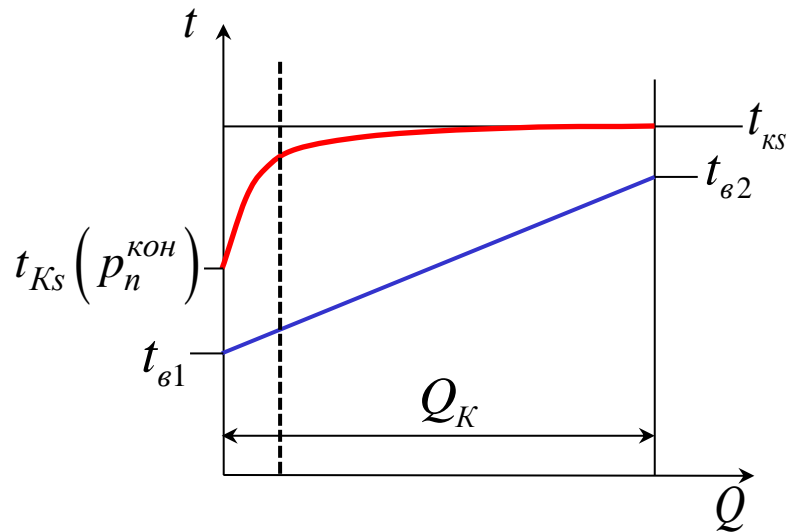
tQ -диаграмма без учета переохлаждения:



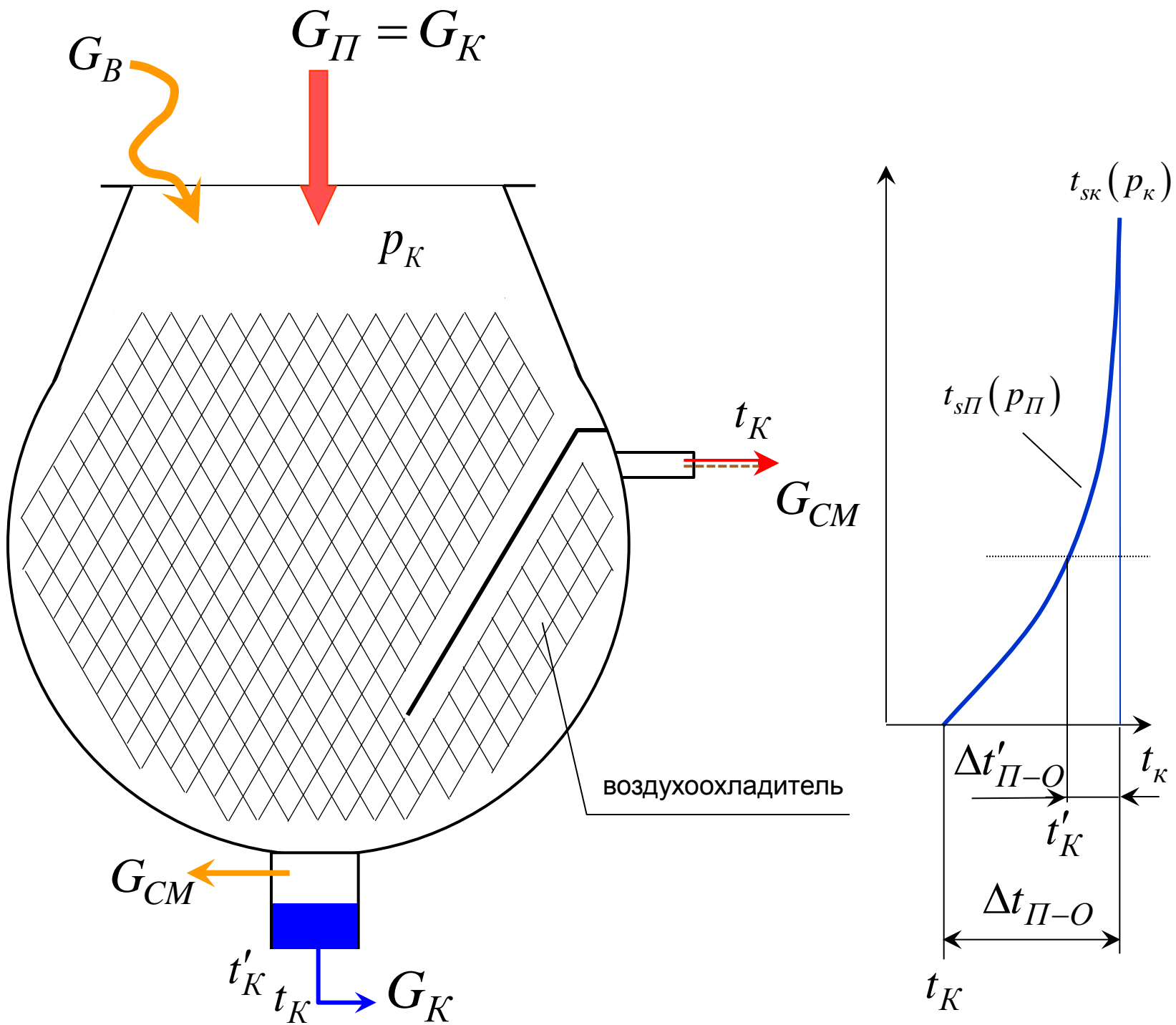
Несмотря на то, что нам надо удалить из конденсатора воздух, из конденсатора удаляется **паро-воздушная** смесь (ПВС), т.е. воздух со 100% влажностью.

При известном количестве воздуха (?) количество пара в ПВС может быть определено из следующих соотношений:

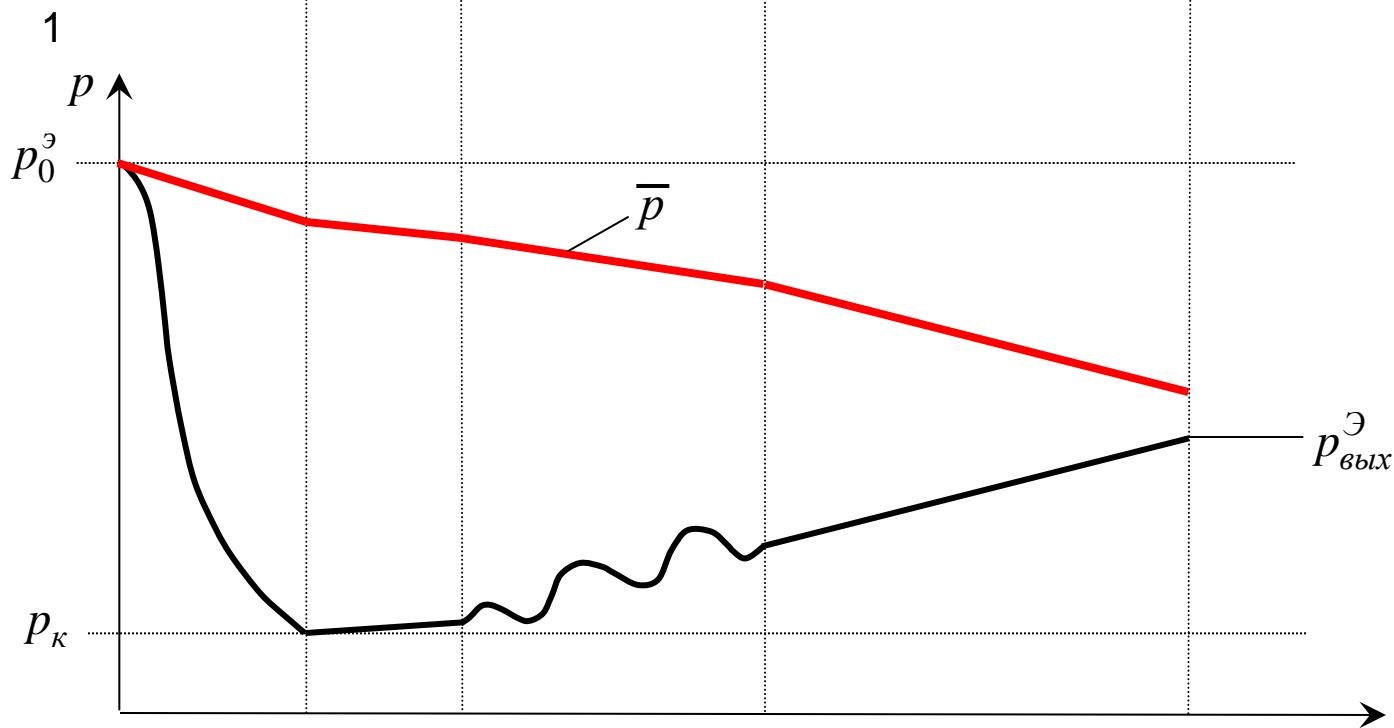
tQ -диаграмма с учетом переохлаждения:



$$t_{KS} \rightarrow p_n \rightarrow \varepsilon_B = \frac{p_{CM}}{0,622 p_n} - 1,608 \quad \rightarrow G_n = \frac{G_{\epsilon}}{\varepsilon_{\epsilon}}$$



Воздухоотсасывающие устройства



$$\frac{p_{\text{вых}}^{\text{э}}}{p_K} = 3 \div 5$$

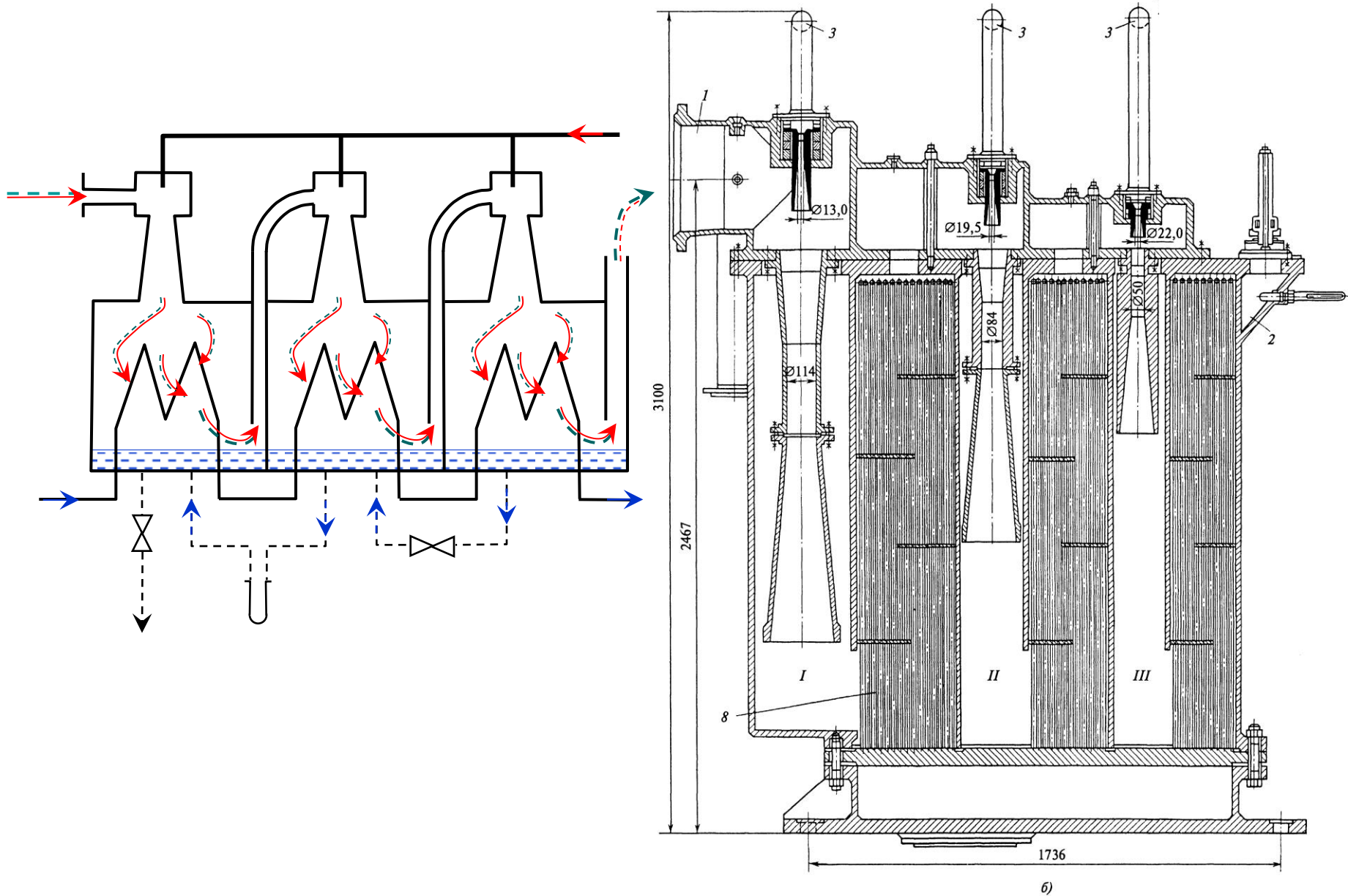
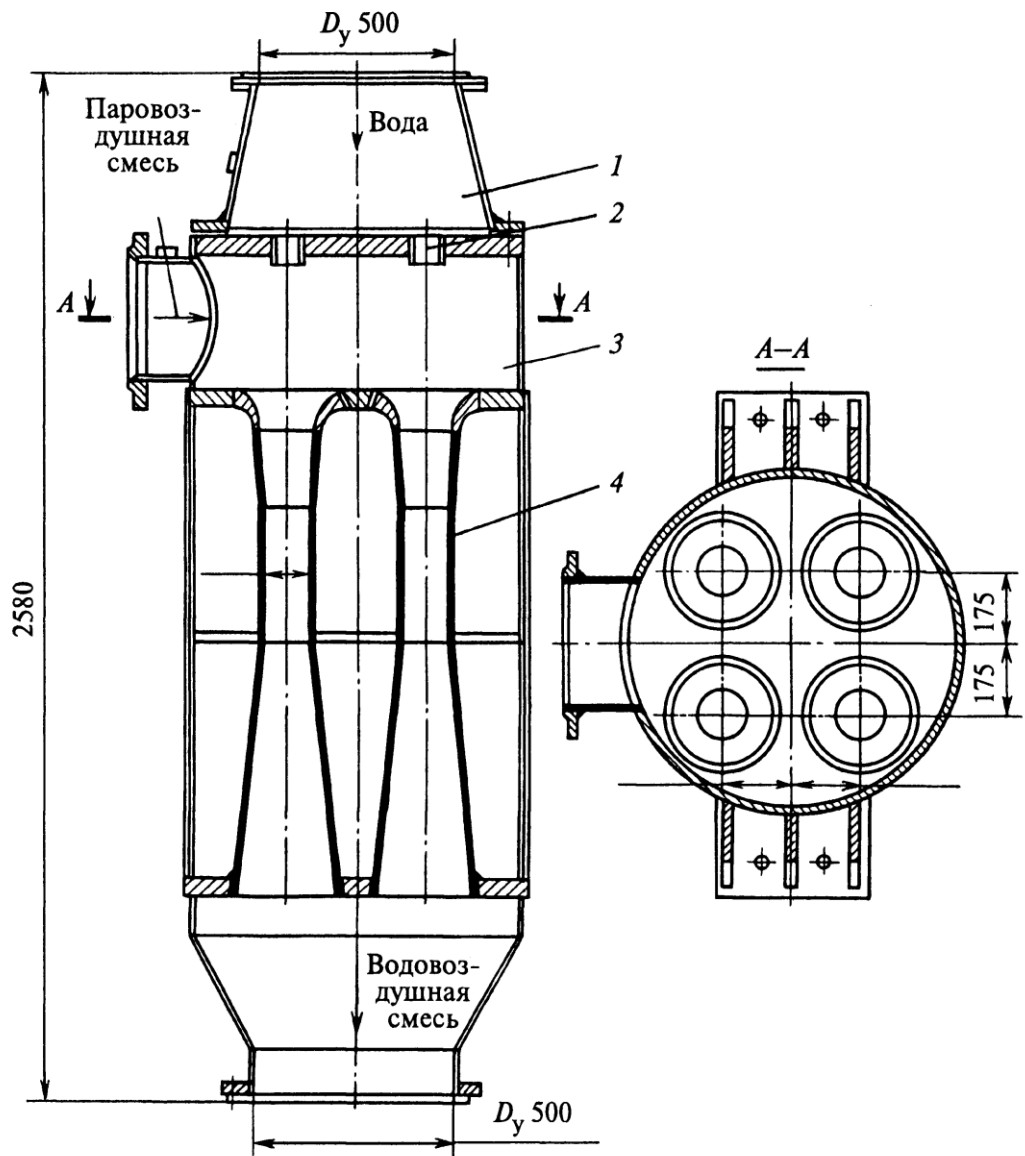


Рис. 5.22. Трехступенчатый пароструйный эжектор

a — схема эжектора и его включения; *б* — эжектор; *I, II, III* — ступени эжектора с давлением всасывания соответств 3,6; 6 и 20 кПа; *1* — вход паровоздушной смеси из конденсатора; *2* — выхлоп эжектора при давлении паровоздушной с 0,11 МПа; *3* — подвод рабочего пара с давлением 0,5 МПа; *4* — вход охлаждающего конденсата; *5, 6* — сброс дренажа. отвод дренажа в конденсатор; *8* — холодильники



Водоструйный эжектор ЭВ-4-1400 ЛМЗ