

2.4.2. Факторы, определяющие конечное давление

Конечное давление создается работой **конденсационной установки**.

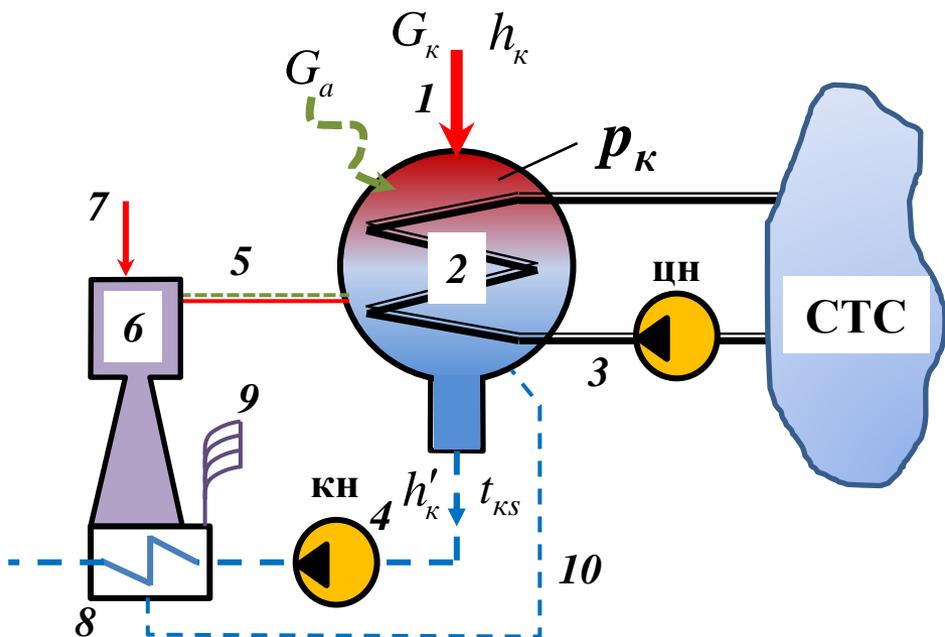


Схема конденсационной установки

- 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_t .
3. Возможность использования рабочего вещества в замкнутом цикле.

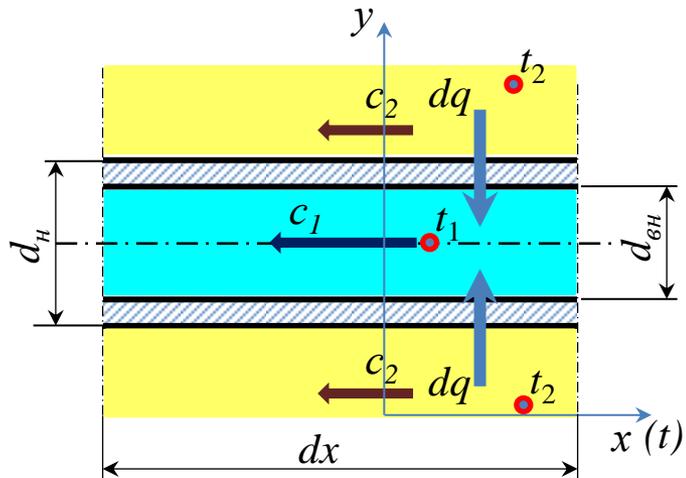
Вакуум в конденсаторе создается вследствие резкого уменьшения объема при конденсации пара (в 25 – 30 тысяч раз).

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

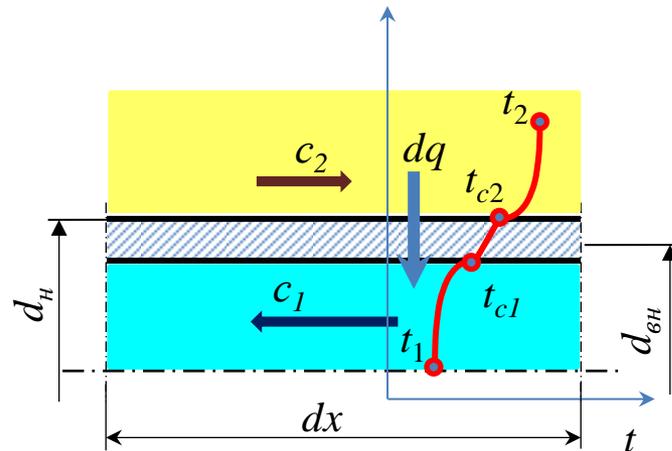
Отступление Взгляд в параллельный мир (Теплообмен в энергетическом оборудовании АЭС).

Теплообменники - устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому.

Кожуха-трубчатые теплообменники – передача теплоты происходит через разделительную поверхность (трубки), т.е. смешения теплоносителей нет.



Альтернатива → Передача теплоты смешением теплоносителей.



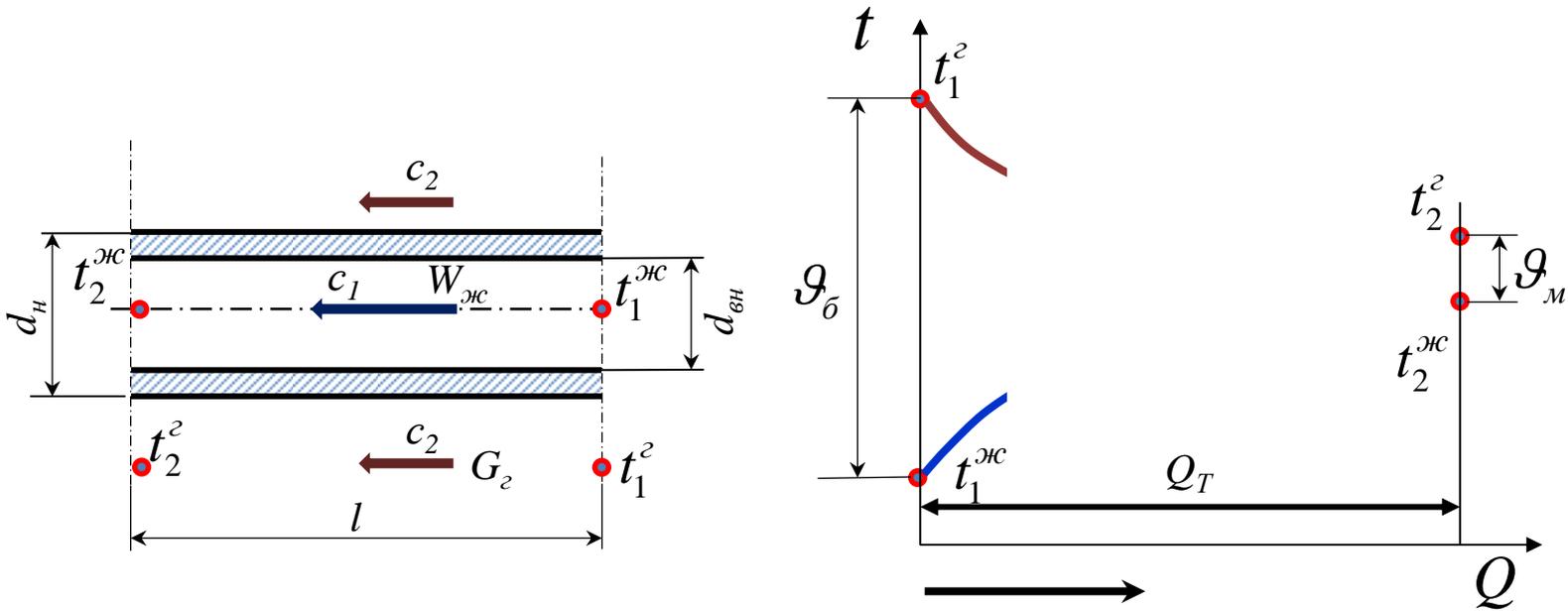
$$dq = k_m \cdot (t_2 - t_1) dF,$$

k_m - коэффициент теплопередачи (местный), $[Вт/м^2К]$.

$$k_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\lambda}{\delta} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$\left\{ \begin{aligned} dq &= \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{c1}) dF, \\ dq &= \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) dF, \\ dq &= \alpha_2 \cdot (t_{c2} - t_2) dF, \end{aligned} \right.$$

Труба конечной длины.

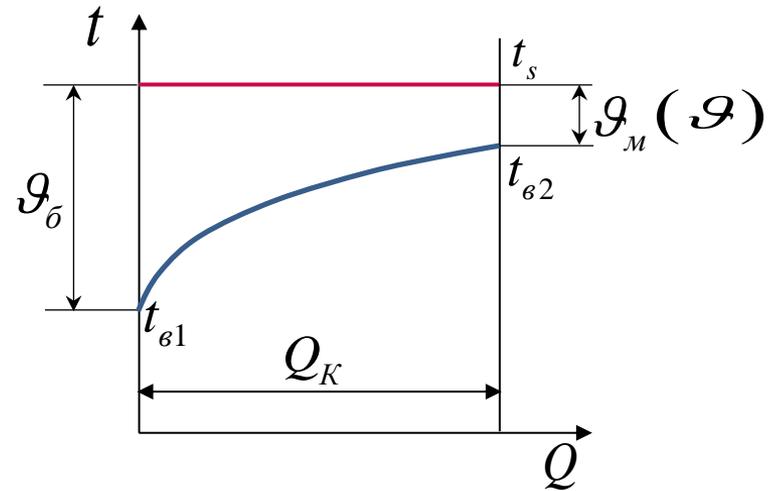
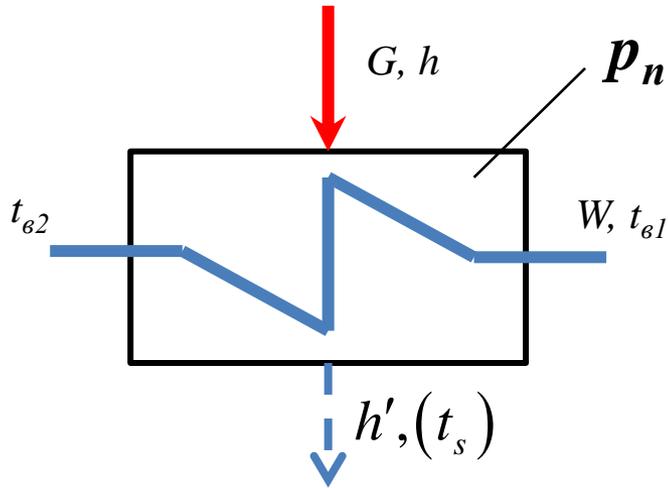


$$Q_T = W_{\text{жс}} c_p^{\text{жс}} (t_2^{\text{жс}} - t_1^{\text{жс}}) = G_2 c_p^2 (t_1^2 - t_2^2)$$

$$Q_T = k \cdot \Delta t_{\text{сл}} \cdot F$$

$$\Delta t_{\text{сл}} = \frac{\mathcal{G}_{\bar{o}} - \mathcal{G}_M}{\ln \frac{\mathcal{G}_{\bar{o}}}{\mathcal{G}_M}}$$

Паро-водяной теплообменник



$$Q = G (h - h') = W c_p (t_{\delta 2} - t_{\delta 1})$$

$$W c_p (t_{\delta 2} - t_{\delta 1}) = k \cdot \frac{t_{\delta 2} - t_{\delta 1}}{\ln \left(\frac{\Theta_{\delta}}{\Theta_M} \right)} \cdot F$$

$$Q = k \cdot \Delta t_{cl} \cdot F$$

$$\Delta t_{cl} = \frac{\vartheta_{\delta} - \vartheta_M}{\ln \frac{\vartheta_{\delta}}{\vartheta_M}} = \frac{t_{\delta 2} - t_{\delta 1}}{\ln \left(\frac{\vartheta_{\delta}}{\vartheta_M} \right)}$$

$$\ln \left(\frac{\vartheta_{\delta}}{\vartheta_M} \right) = \frac{k F}{W c_p}$$

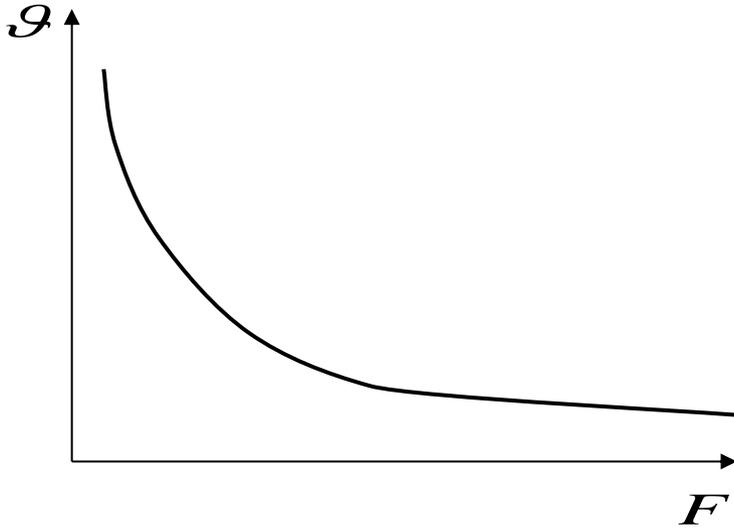
$$\vartheta_{\delta} = t_s - t_{\delta 1}$$

$$\vartheta_M = t_s - t_{\delta 2}$$

$$\frac{\vartheta_{\delta}}{\vartheta_M} = e^{\frac{k F}{W c_p}} \quad \vartheta_M = \vartheta_{\delta} e^{-\frac{k F}{W c_p}}$$

$$P_n = f(t_s)$$

ϑ - недогрев в подогревателе.



$$G_m = G_o e^{-\frac{kF}{Wc_p}}$$

Если $F \rightarrow \infty$, то $G \rightarrow 0$.

1. Чем больше F , тем больше стоимость подогревателя.
2. Чем меньше G , тем больше эффективность подогревателя, т.е. выше КПД установки и меньше затраты теплоты на получение заданного количества электроэнергии. (?)

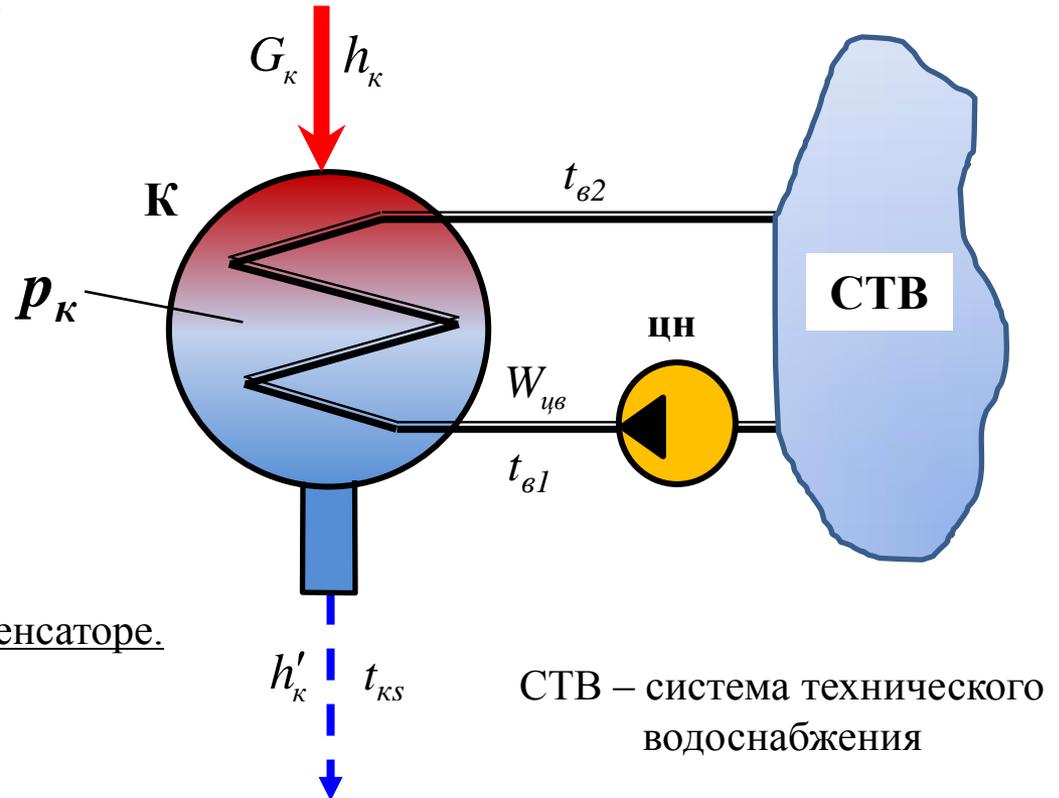
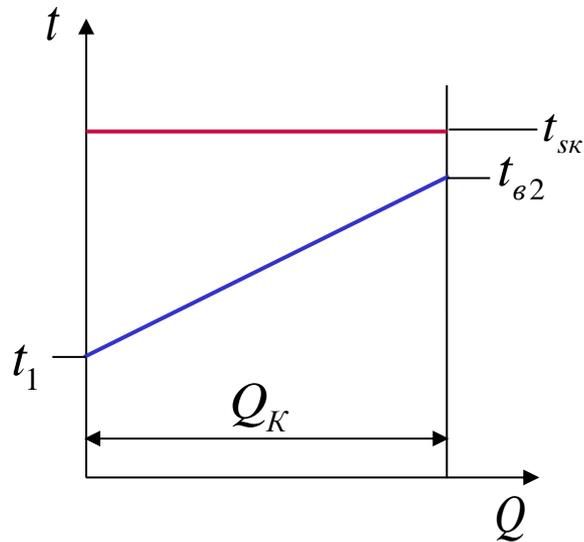
Замечание 1: В смешивающих подогревателях, при правильной организации смешения потоков теплоносителя, $G \approx 0$.

Замечание 2: В паро-водяных подогревателях с конденсацией пара давление в подогревателе и температура воды на выходе жестко связаны:

$$t_{e2} = t_{sn}(p_n) - G_n.$$

В современных поверхностных подогревателя ПТУ: $G_n = (2 \div 7)^\circ \text{C}$.

Конденсационная установка ПТУ



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.

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

II

Нагрев воды в конденсаторе.

Запишем уравнение теплового баланса конденсатора:

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

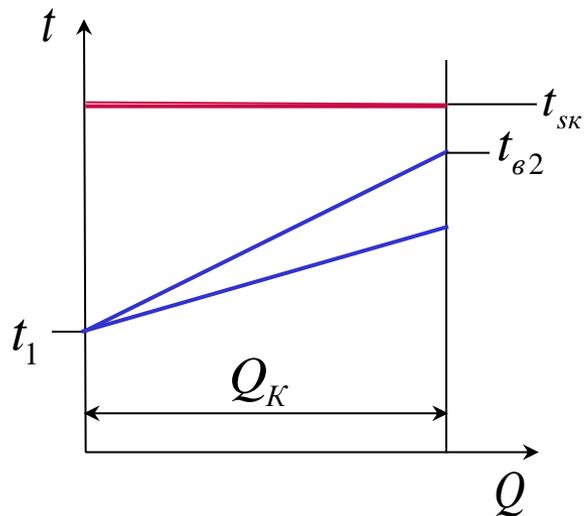
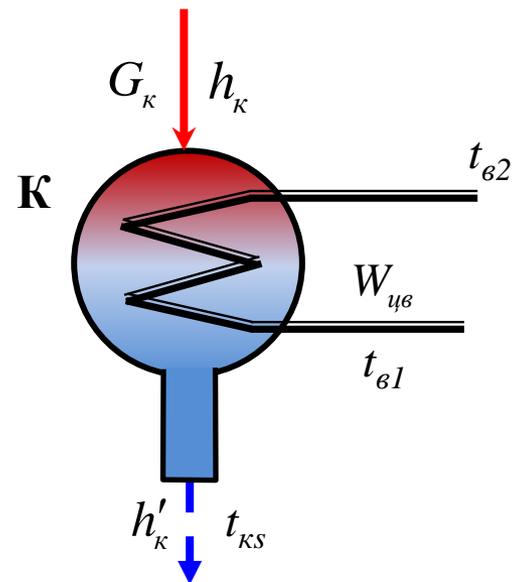
$$\Delta t_{\theta} = \frac{G_K (h_k - h'_k)}{W_{цв} c_p}$$

Обозначим:

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

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

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).

$$W_{цв} \uparrow \Rightarrow (t_2 - t_1) \downarrow_{m.k. Q_K \approx const} \Rightarrow t_2$$

$$t_2 \downarrow \Rightarrow t_{кs} \downarrow \Rightarrow p_k \downarrow \Rightarrow \eta_t \uparrow$$

$\eta_t \uparrow$  — 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 :

$$\vartheta_k = (t_{KS} - t_{\text{в2}}) e^{-\frac{kF_k}{W_{\text{в6}} c_p}}$$

Если $F_k \uparrow$, то $\vartheta_k \downarrow$ и $t_{KS} \downarrow$.

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

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

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

IV Фактор конструкции выходной части турбины

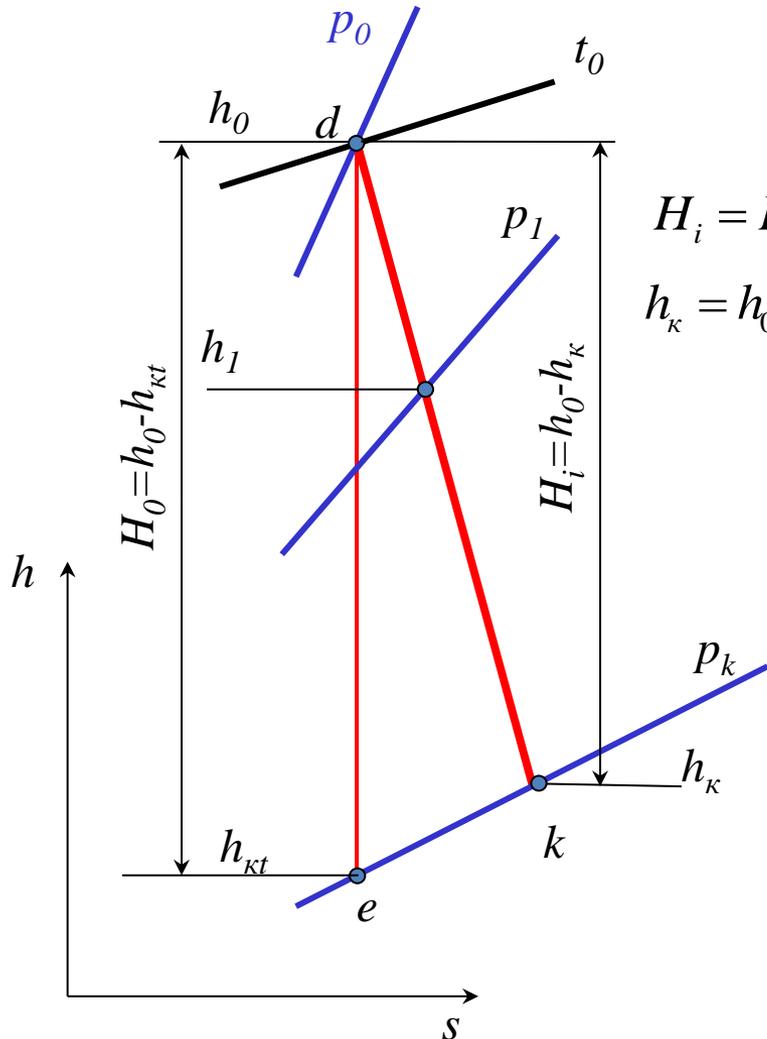
При снижении конечного давления: сильно возрастает удельный объем, что

- сильно возрастает удельный объем, что приводит к увеличению размеров последних ступеней турбины.;
- Увеличивается конечная влажность, что приводит к уменьшению внутреннего относительного КПД и увеличению эрозионного износа.

2.5. Регенеративный подогрев питательной воды (РППВ)

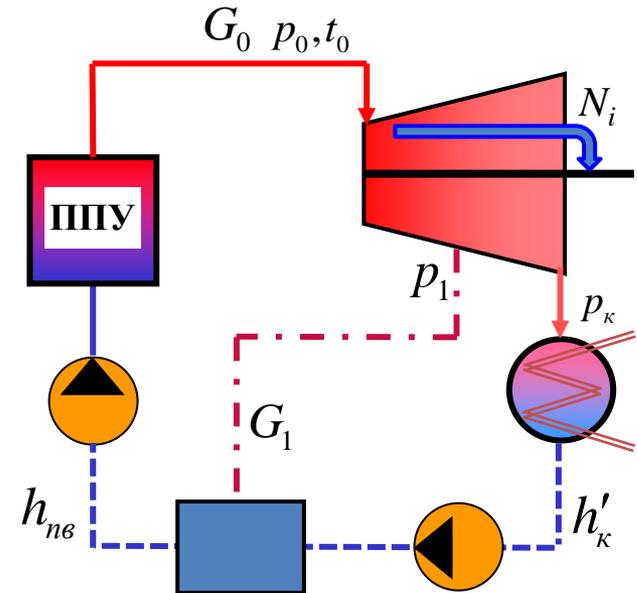
2.5.1. Влияние РППВ на экономичность ПТУ

А. Сущность регенеративного подогрева.



$$H_i = H_0 \eta_{oi};$$

$$h_k = h_0 - H_i.$$



Внутренняя мощность турбины без РППВ:

$$N_i = G_0 H_i = G_0 (h_0 - h_k),$$

Теплота подведенная к турбинной установке без РППВ :

$$q_{TE} = h_0 - h'_k$$

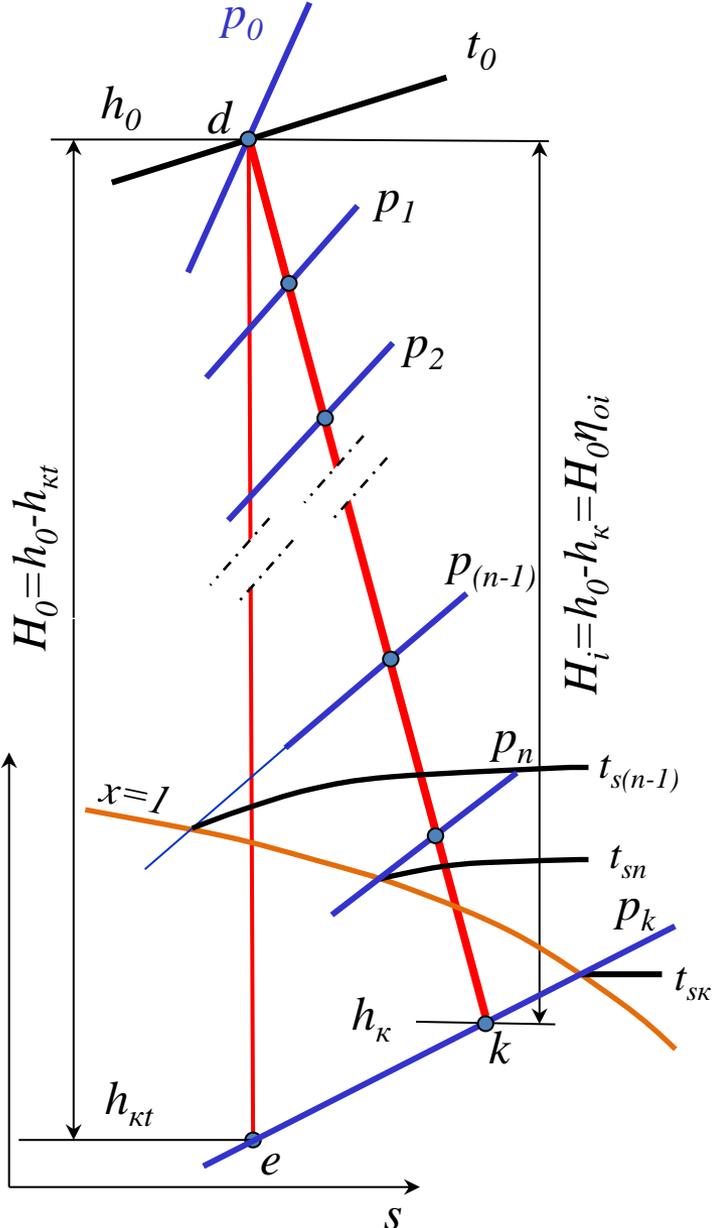
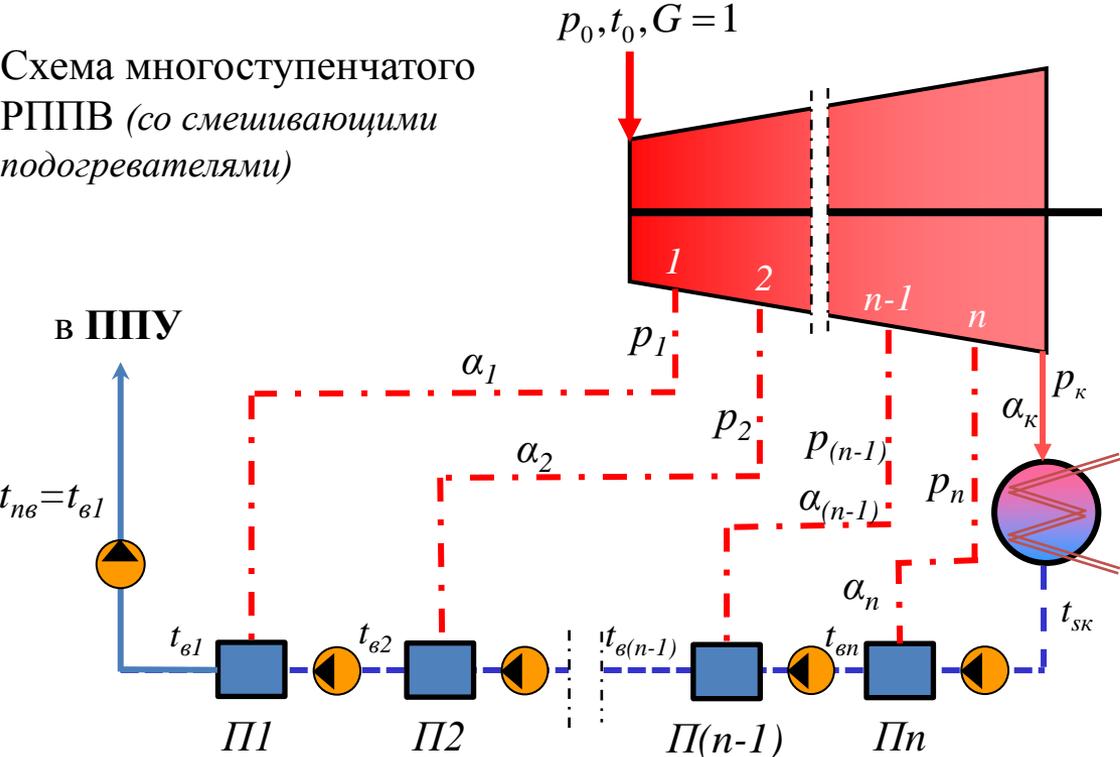
Внутренняя мощность турбины с РППВ :

$$\begin{aligned} N_i^R &= G_0 (h_0 - h_1) + (G_0 - G_1)(h_1 - h_k) = \\ &= G_0 (h_0 - h_k) - G_1 (h_1 - h_k). \end{aligned}$$

Теплота подведенная к турбинной установке с R РППВ :

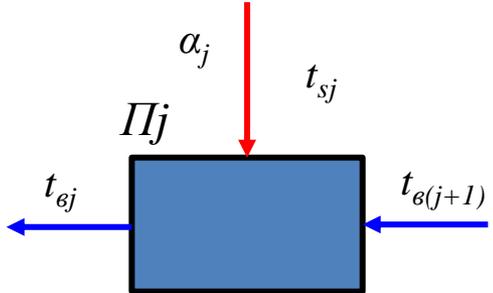
$$q_{TY}^R = h_0 - h_{ns}$$

Схема многоступенчатого РППВ (со смешивающими подогревателями)



Почему пар пойдет в подогреватель?

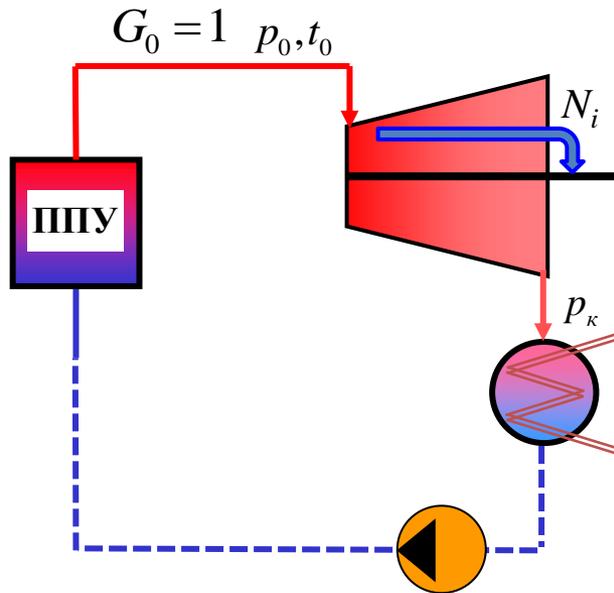
$\Pi n: t_{sn} > t_{sk} \longrightarrow$ Существует теплообмен-пар конденсируется, освобождая место для поступления пара из турбины $\longrightarrow \alpha_n$



$t_{sj} > t_{ε(j+1)}$
 $t_{εj} = t_{sj} - \Theta_m$

$$\alpha_{\kappa} = 1 - \sum \alpha_j$$

Б. Влияние РППВ на экономичность ПТУ

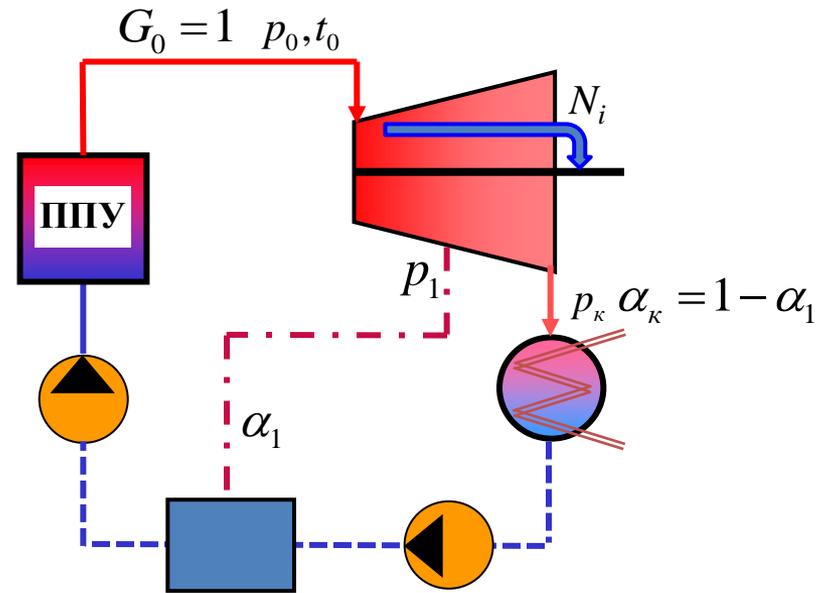


$$\eta = 1 - \frac{q_K}{q_{TE}} \quad *$$

$$q_{TE} = h_0 - h'_k$$

$$q_K = h_{kt} - h'_k$$

Показателем экономичности рассматривается **абсолютный внутренний КПД**



$$\eta^R = 1 - \frac{\alpha_k q_K}{q_{TE}^R} \quad **$$

$$q_{TE}^R = h_0 - h_{nv}$$

$$q_K = h_{kt} - h'_k$$

Из сравнения формул * и ** невозможно однозначно определить, как влияет РППВ на экономичность ПТУ (т.к. и числитель, и знаменатель в формуле ** меньше, чем в формуле *).

Но: если РППВ увеличивает экономичность ПТУ, то это происходит из-за снижения потери теплоты в конденсаторе, вызванное сокращением расхода пара в конденсатор.

По определению абсолютный внутренний КПД: $\eta = \frac{l_i}{q_{TE}}$

l_i — внутренняя работа.

Для турбинной установки с РППВ:

КПД: $\eta_i^R = \frac{l_i^R}{q_{TE}^R}$

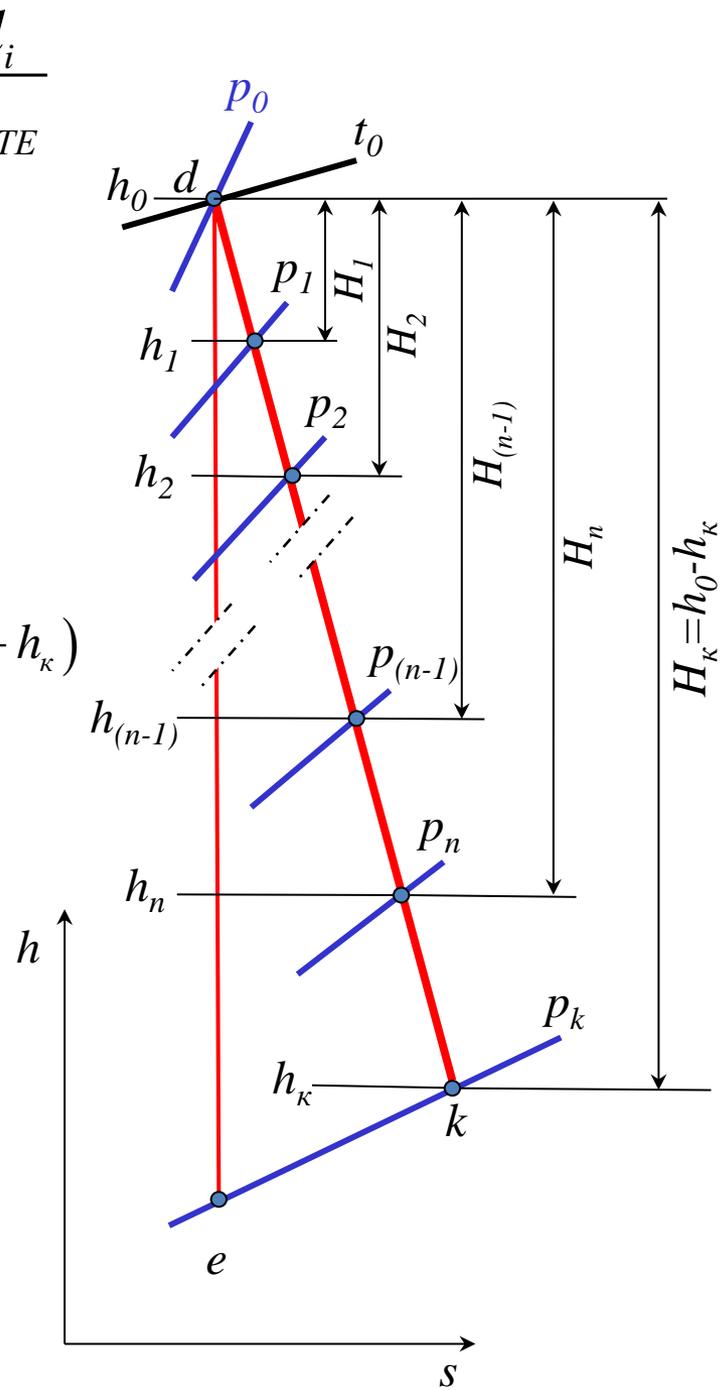
Внутренняя работа:

$$l_i^R = \alpha_1(h_0 - h_1) + \alpha_2(h_0 - h_2) + \dots + \alpha_n(h_0 - h_n) + \alpha_\kappa(h_0 - h_\kappa)$$

$(h_0 - h_j) = H_j$ - теплоперепад, срабатываемый паром идущим в j -ый отбор.

$(h_0 - h_\kappa) = H_\kappa$ - теплоперепад, срабатываемый паром идущим в конденсатор.

$$l_i^R = \alpha_\kappa H_\kappa + \sum_{j=1}^n \alpha_j H_j$$

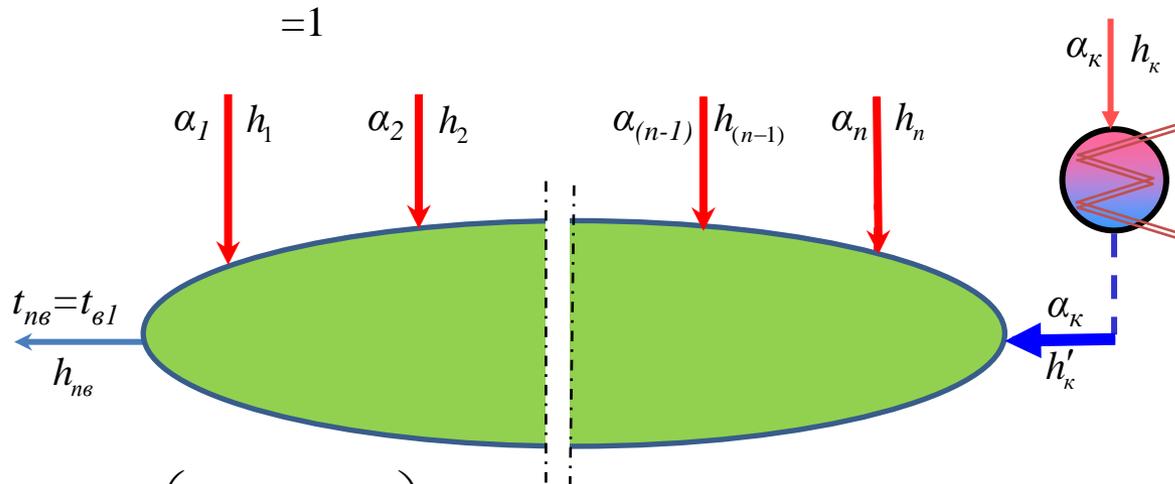


Подведенная теплота:

$$q_{TE}^R = h_0 - h_{n\delta}$$

$$h_0 = 1 \cdot h_0$$

$$h_{n\delta} =$$



$$q_{TE}^R = \left(\alpha_k + \sum_{j=1}^n \alpha_j \right) h_0 - \alpha_k h'_k - \sum_{j=1}^n \alpha_j h_j$$

$$q_{TE}^R = \alpha_k q_{TE} + \sum_{j=1}^n \alpha_j H_j$$

КПД:

$$\eta^R = \frac{l^R}{q_{TY}^R} = \frac{\alpha_k H_k + \sum \alpha_j H_j}{\alpha_k q_{TY} + \sum \alpha_j H_j} = \frac{\alpha_k H_k}{\alpha_k q_{TY}} \frac{1 + \frac{\sum \alpha_j H_j}{\alpha_k H_k}}{1 + \frac{\sum \alpha_j H_j}{\alpha_k q_{TY}}}$$

$$\eta^R = \frac{\alpha_{\kappa} H_{\kappa}}{\alpha_{\kappa} q_{TY}} \frac{1 + \frac{\sum \alpha_j H_j}{\alpha_{\kappa} H_{\kappa}}}{1 + \frac{\sum \alpha_j H_j}{\alpha_{\kappa} q_{TY}}} = \eta \frac{1 + A_{\mathcal{E}R}}{1 + \eta \cdot A_{\mathcal{E}R}}.$$

$$\begin{array}{l} // \\ // \end{array} = \eta;$$

$$= A_{\mathcal{E}R};$$

$$\frac{\alpha_{\kappa} H_{\kappa}}{\alpha_{\kappa} H_{\kappa}} = \frac{\alpha_{\kappa} H_{\kappa}}{\alpha_{\kappa} q_{TY}} \frac{\sum \alpha_j H_j}{\alpha_{\kappa} H_{\kappa}} = \eta \cdot A_{\mathcal{E}R};$$

$$\eta^R = \eta \frac{1 + A_{\mathcal{E}R}}{1 + \eta \cdot A_{\mathcal{E}R}}.$$

Числитель больше знаменателя, т.к. $\eta < 1$.

Следовательно, дробь > 1 .

Тогда $\eta^R > \eta$, если $A_{\mathcal{E}R} > 0$.

Относительное изменение КПД:

$$\delta \eta^R = \frac{\eta^R - \eta}{\eta}$$

$$\delta \eta^R = \frac{1 - \eta}{\frac{1}{A_{\mathcal{E}R}} + \eta}$$

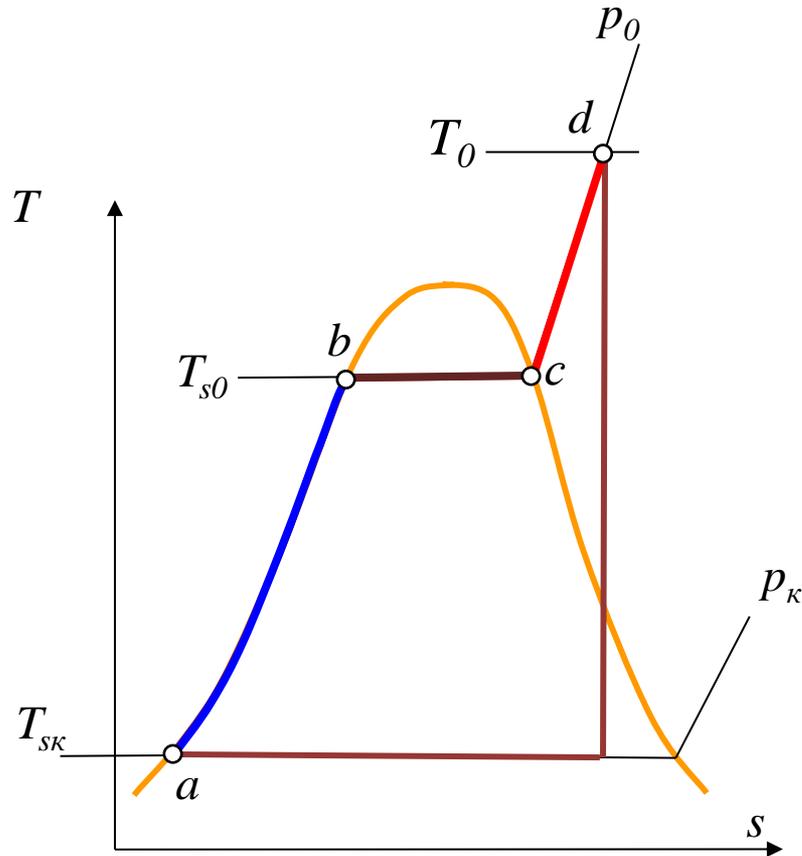
$\delta \eta^R > 0$, т.к. $\eta < 1$, если $A_{\mathcal{E}R} > 0$.

В противном случае (если $A_{\mathcal{E}R} = 0$) $\delta \eta^R = 0$.

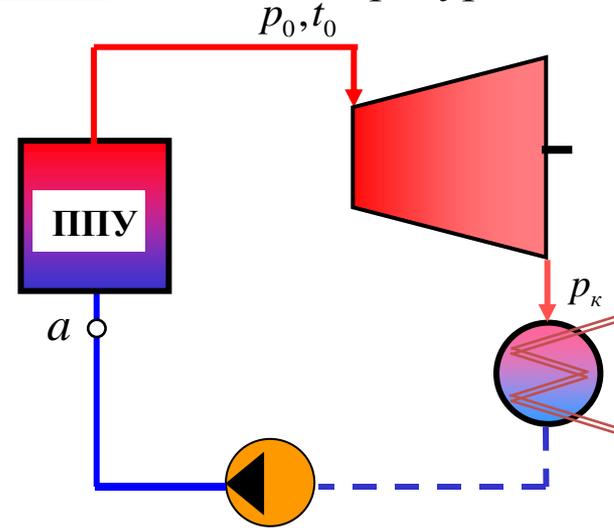
2.5.2. Влияние температуры питательной воды и числа ступеней на эффективность РППВ

Отступление:

Каков возможный диапазон изменения температуры **ВОДЫ** в цикле паротурбинной установки?



Температура воды в цикле ПТУ изменяется **от** температуры насыщения на выходе из конденсатора $t_{sk}=f(p_k)$, **до** температуры насыщения на выходе их экономайзера $t_{s0}=f(p_0)$.



Паро-производящая установка (ППУ)

