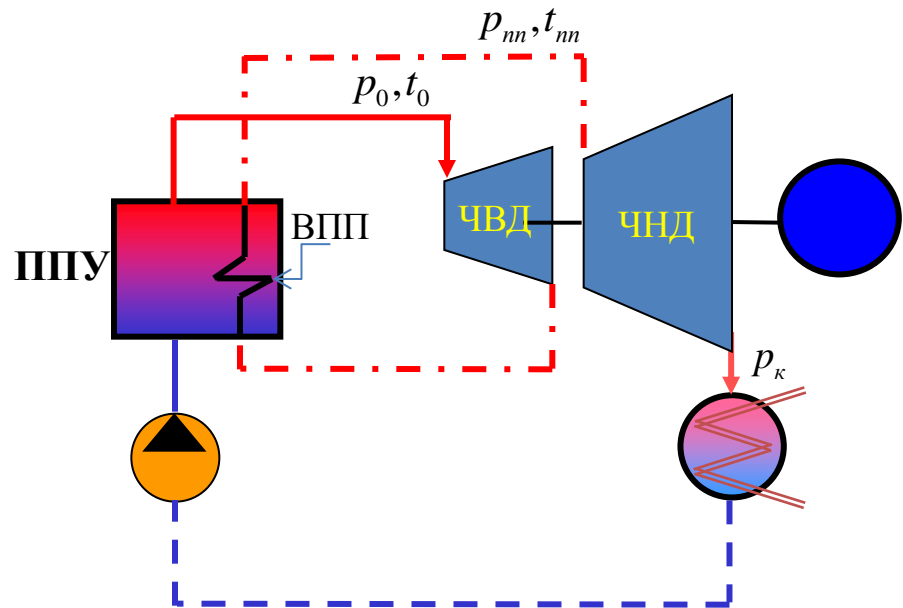
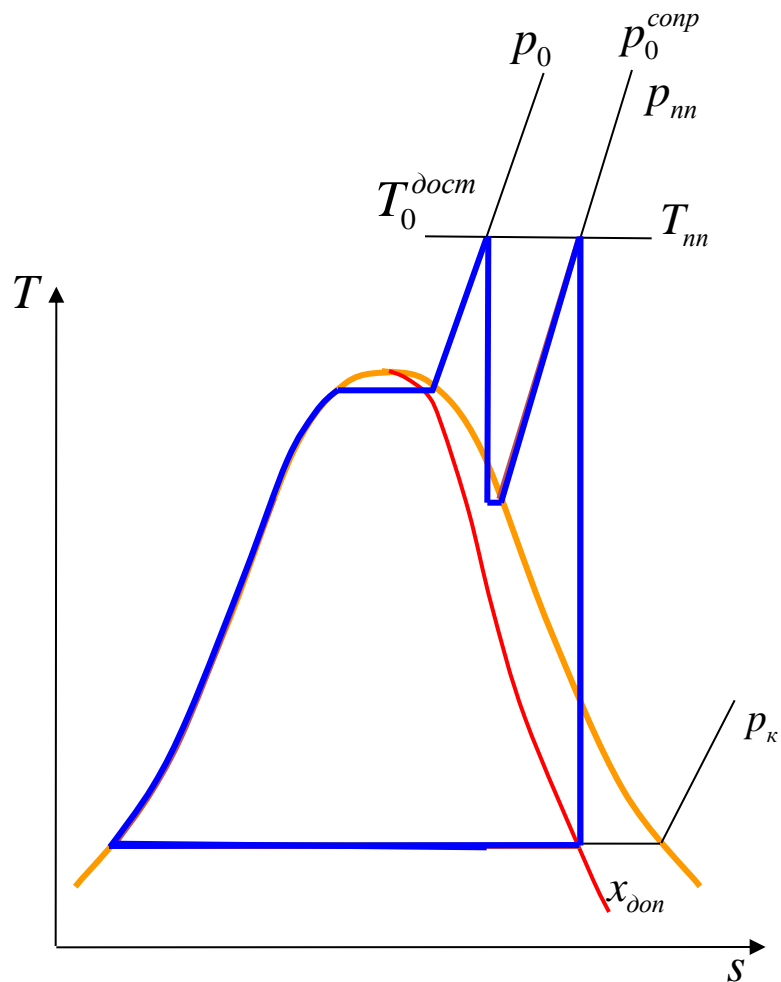


2.3.2. Схема и цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара



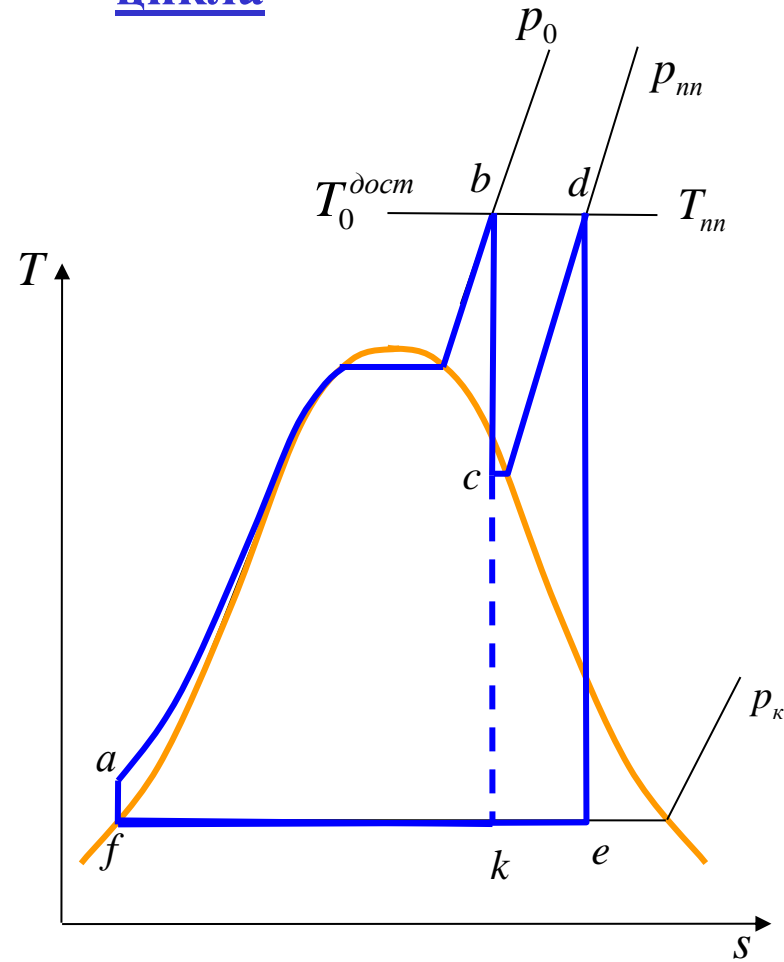
$$t_{nn}^{opt} \approx t_0$$

$$p_{nn}^{opt} = (0,15 \div 0,25) p_0$$

$$\Delta \eta_t = \frac{\eta_t^{сПП} - \eta_t^{безПП}}{\eta_t^{безПП}} = 0,04 \div 0,06$$

Приведенная схема соответствует так называемому **огневому** промежуточному перегреву пара.

2.3.3. Влияние промежуточного перегрева пара на экономичность цикла



Основной цикл $abkfa - o$.

Дополнительный цикл $cdekc - \Delta$.

$$\eta_t^{cIII} = \frac{l_u}{q_{TY}}$$

$$l_u = l_o + l_{\Delta}$$

$$q_{TY} = q_o + q_{\Delta}$$

l_u – процесс $bc+de-af$

q_{TY} – процесс $ab+cd$

l_o – процесс $bk-af$

q_o – процесс ab

l_{Δ} – процесс $de-ck$

q_{Δ} – процесс cd

$$\eta_t^{cIII} = \frac{l_o + l_{\Delta}}{q_o + q_{\Delta}} = \frac{l_o}{q_o} \frac{1 + \frac{l_{\Delta}}{l_o}}{1 + \frac{q_{\Delta}}{q_o}}$$

$$\frac{l_o}{q_o} = \eta_o \quad - \text{КПД основного цикла;}$$

$$\frac{l_{\Delta}}{l_o} = A_{\Delta} \quad - \text{энергетический коэффициент дополнительного цикла;}$$

$$\frac{q_{\Delta}}{q_o} = \frac{q_{\Delta} l_o l_{\Delta}}{q_o l_o l_{\Delta}} = A_{\Delta} \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}$$

$$\eta_t^{cIII} = \eta_o \frac{1 + A_{\Delta}}{1 + A_{\Delta} \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}}$$

$$\eta_t^{cIII} = \eta_o \frac{1 + A_{\text{Э}}}{1 + A_{\text{Э}} \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}}$$

Относительное изменение КПД за счет промежуточного перегрева пара (по сравнению с циклом без промежуточного перегрева):

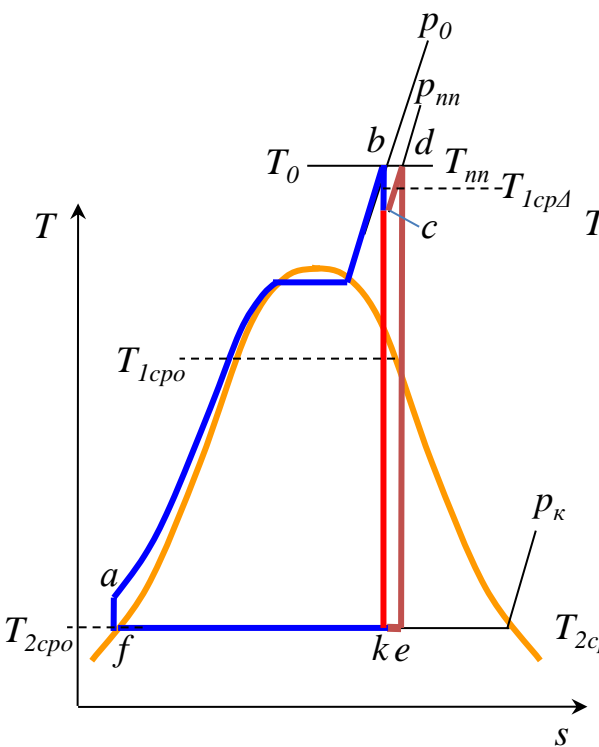
$$\delta\eta = \frac{\eta_t^{cIII} - \eta_t^{\text{безIII}}}{\eta_t^{\text{безIII}}} = \frac{\eta_t^{cIII} - \eta_o}{\eta_o} = \frac{1 + A_{\text{Э}}}{1 + A_{\text{Э}} \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}} - 1 = \frac{A_{\text{Э}} - A_{\text{Э}} \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}}{1 + A_{\text{Э}} \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}}$$

$$\delta\eta = \frac{1 - \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}}{\frac{1}{A_{\text{Э}}} + \frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}}$$

Числитель определяет **знак** величины $\delta\eta$.

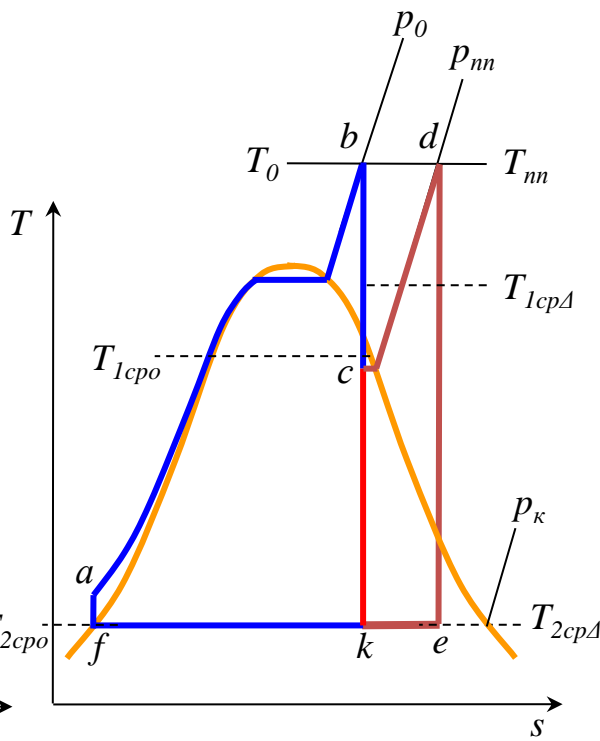
- Если:
- A. $\eta_{\Delta} > \eta_o$ ($\frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}} < 1$, числитель положительный) $\delta\eta > 0$
 - B. $\eta_{\Delta} < \eta_o$ ($\frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}} > 1$, числитель отрицательный) $\delta\eta < 0$
 - C. $\eta_{\Delta} = \eta_o$ ($\frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}} = 1$, числитель равен нулю) $\delta\eta = 0$

Количественно $\delta\eta$ зависит от величины как $\frac{\eta_o}{\eta_{\Delta}}$, так и $A_{\text{Э}}$.



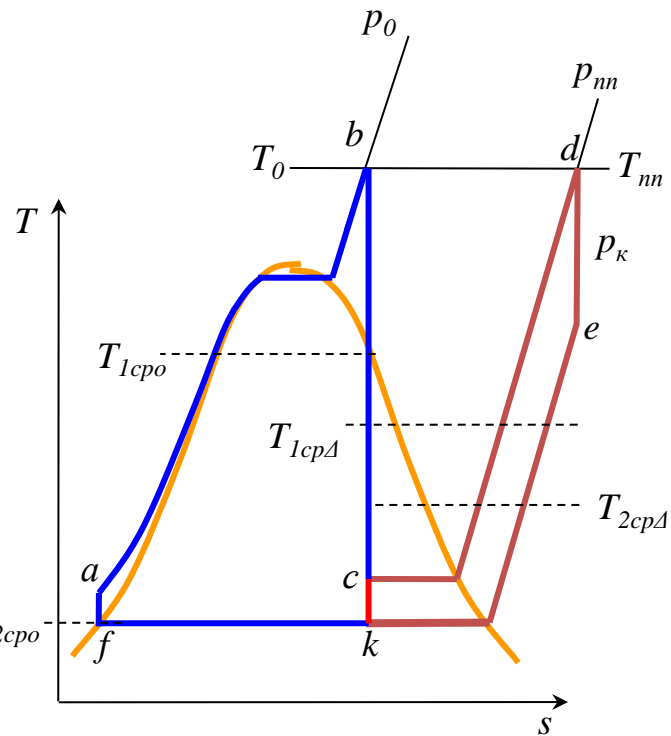
$\eta_{\Delta} > \eta_o$, т.к. $T_{1cp\Delta} > T_{1cpo}$

$\delta\eta > 0$



$\eta_{\Delta} > \eta_o$, т.к. $T_{1cp\Delta} > T_{1cpo}$

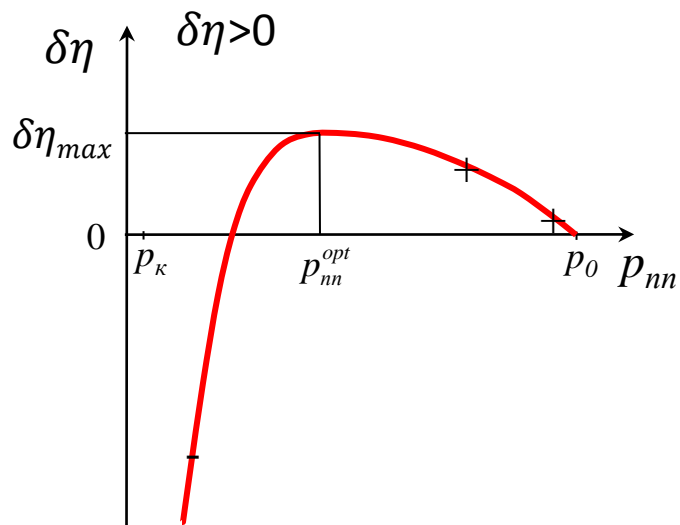
$\delta\eta > 0$



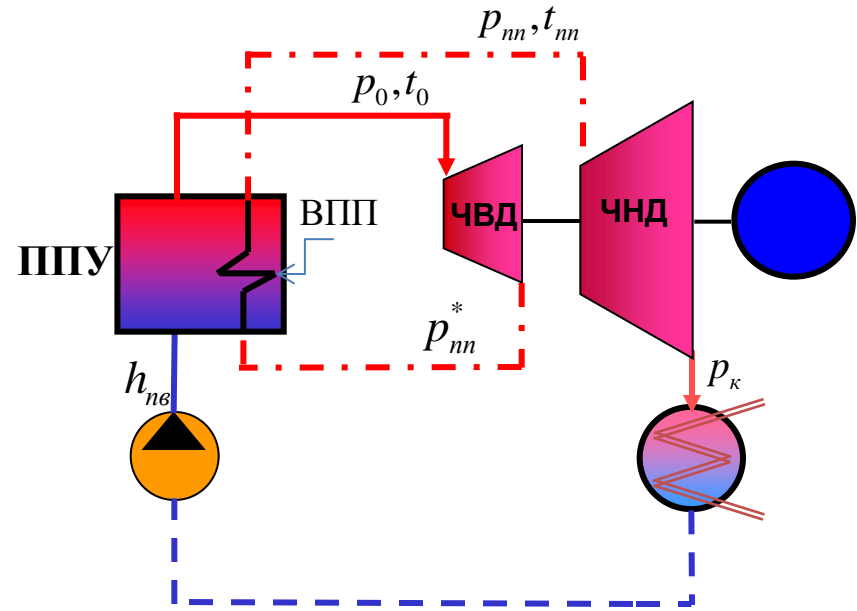
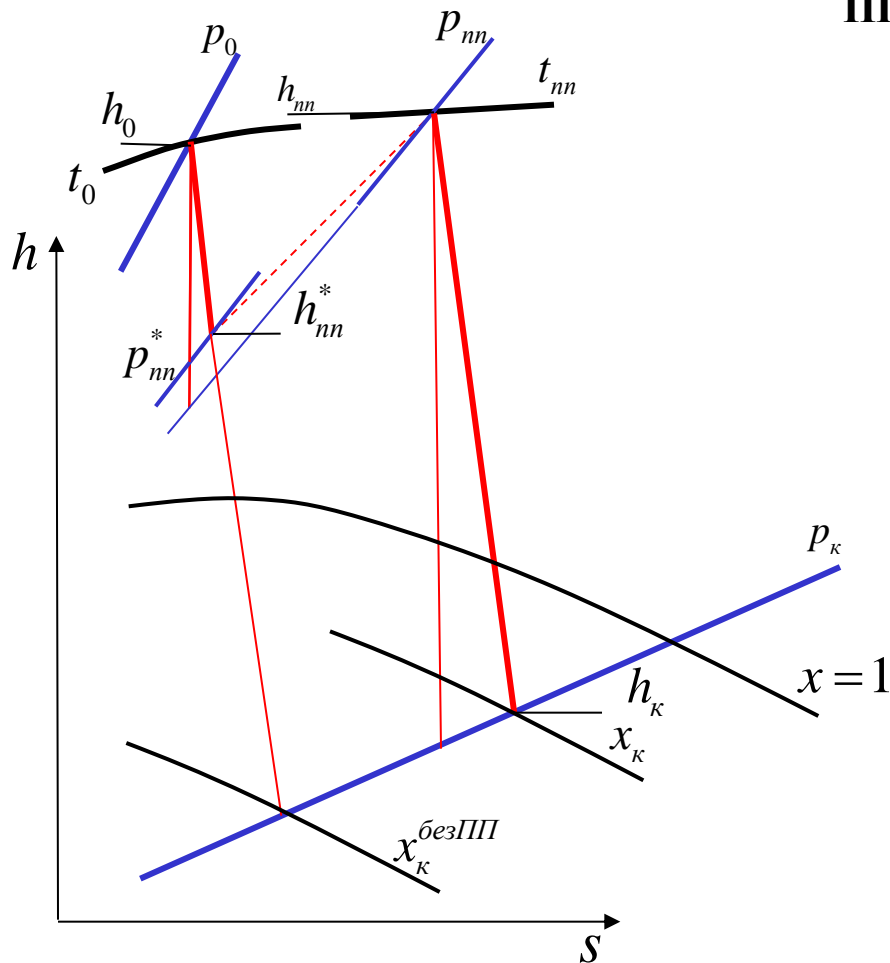
$\eta_{\Delta} < \eta_o$, т.к. $T_{1cp\Delta} < T_{1cpo}$

и $T_{2cp\Delta} > T_{2cpo}$

$\delta\eta < 0$



Процесс расширения пара в турбине с промежуточным перегревом

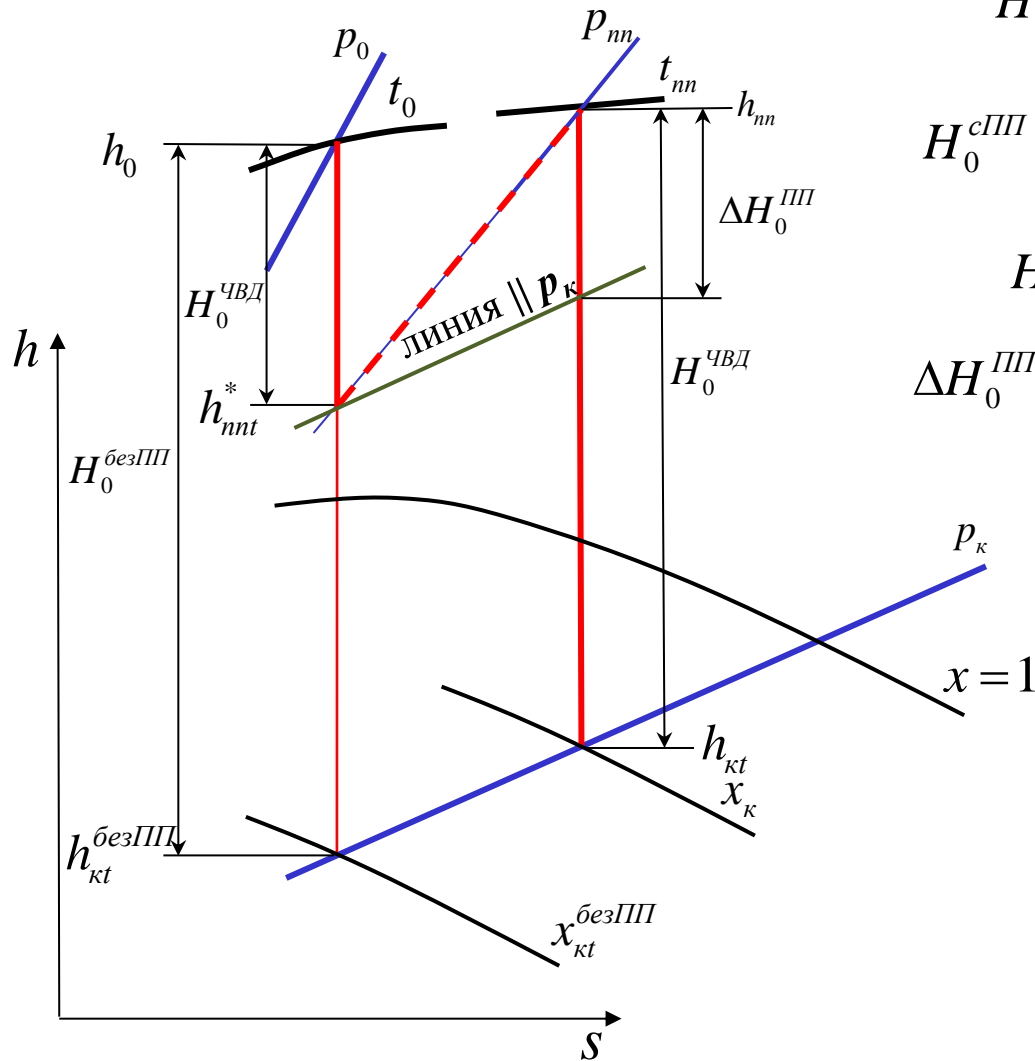


$$p_{nn}^* = (1,07 \div 1,1) p_{nn}$$

$$H_i = (h_0 - h_{nn}^*) + (h_{nn} - h_k) = H_i^{\text{ЧВД}} + H_i^{\text{ЧНД}}$$

$$q_{TY} = (h_0 - h_{нв}) + (h_{nn} - h_{nn}^*)$$

2.3.4. Располагаемый теплоперепад и конечная степень сухости пара в турбине с промежуточным перегревом



$$H_0^{безПП} = h_0 - h_{kt}^{безПП}$$

$$H_0^{сПП} = H_0^{ЧВД} + H_0^{ЧНД} = h_0 - h_{nnt}^* + h_{nn} - h_{kt}$$

$$H_0^{сПП} == (h_0 - h_{kt}) + (h_{nn} - h_{nnt}^*)$$

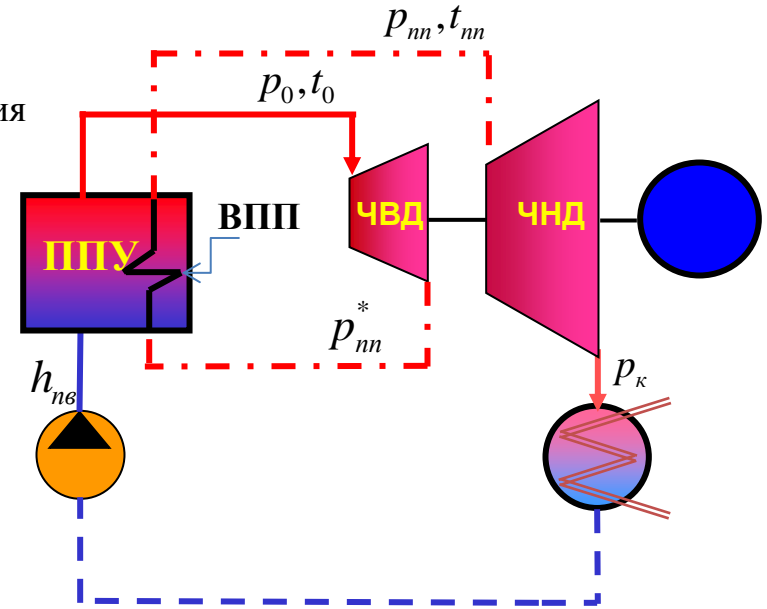
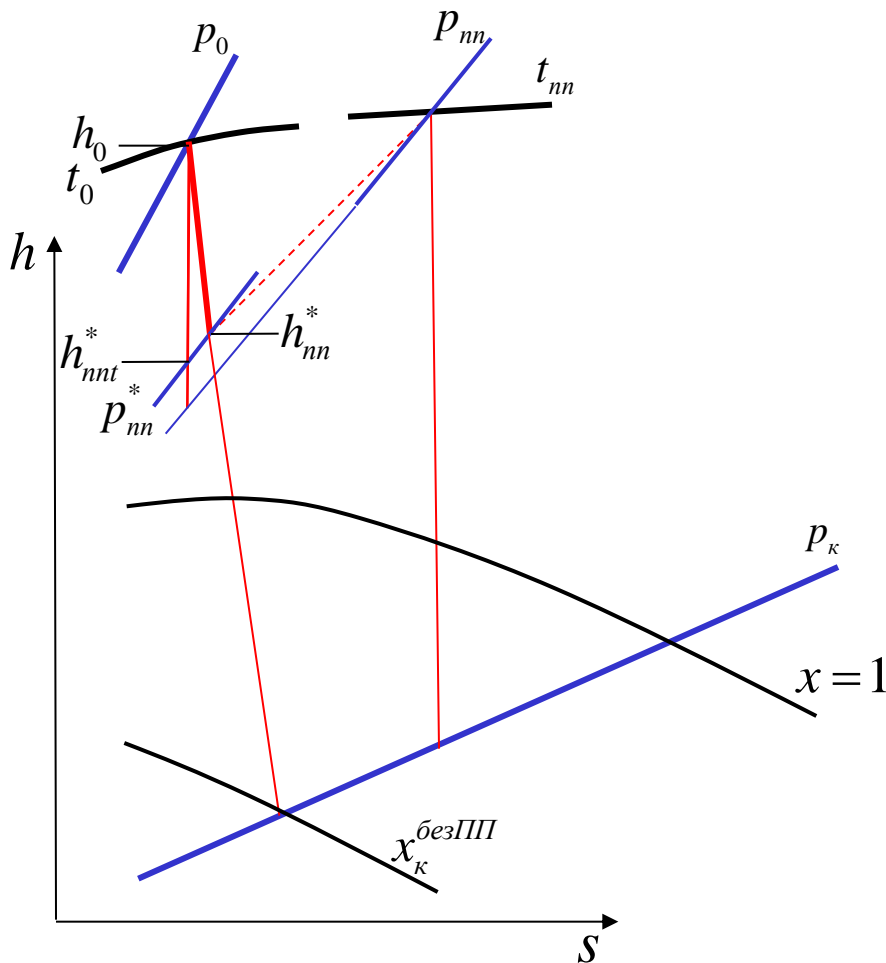
$\Delta H_0^{ПП}$ - Увеличение располагаемого теплоперепада турбины с промежуточным перегревом по сравнению с турбиной без промперегрева при одинаковых начальных параметрах и конечном давлении

2.3.5. Действительный процесс расширения пара в турбине с промежуточным перегревом

Параметры пара промежуточного перегрева p_{nn} и t_{nn} задаются на входе в ЧНД

Давление пара на выходе из ЧВД должно быть больше давления на входе в ЧНД из-за гидравлических потерь в тракте:

$$p_{nn}^* = (1,07 \div 1,1) p_{nn}$$



h_0 – энтальпия начала процесса расширения пара в турбине, $=f(p_0, t_0)$;

h_{nnt}^* – энтальпия окончания теоретического процесса расширения пара в ЧВД, $=f(p_{nn}^*, s_0)$;

Располагаемый теплоперепад ЧВД:

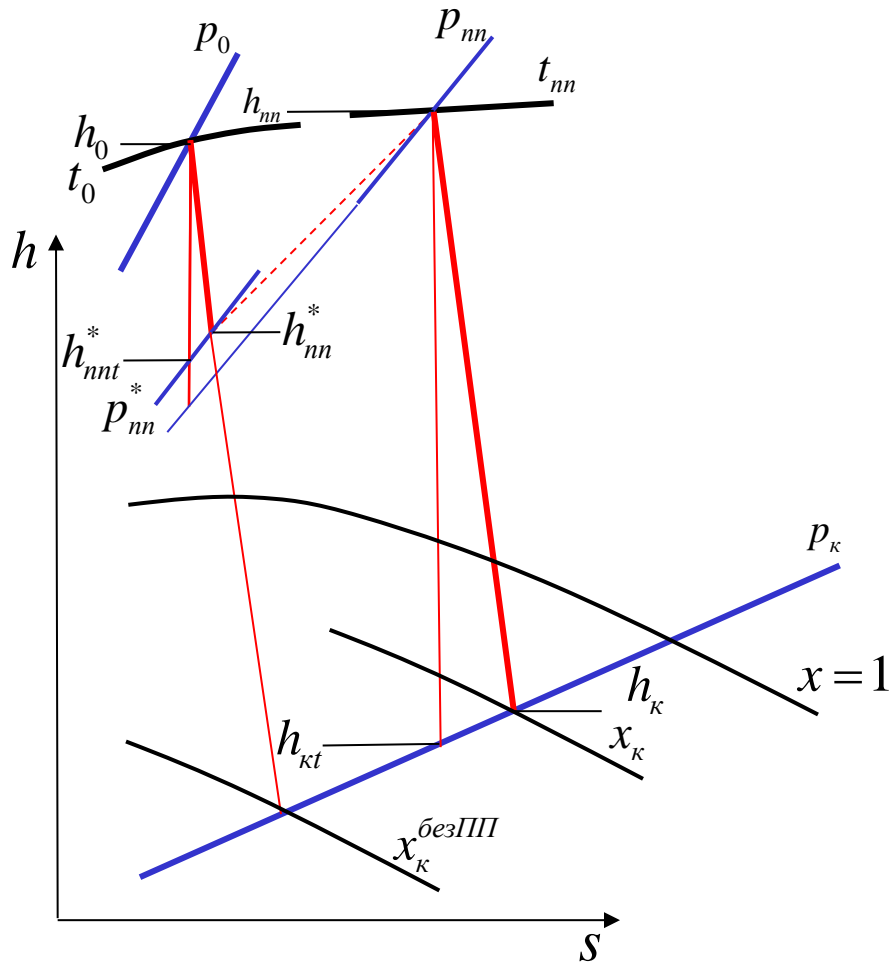
$$H_0^{ЧВД} = h_0 - h_{nnt}^*$$

Действительно срабатываемый теплоперепад ЧВД:

$$H_i^{ЧВД} = H_0^{ЧВД} \eta_{oi}^{ЧВД} = h_0 - h_{nn}^*$$

$\eta_{oi}^{ЧВД}$ – внутренний относительный КПД НПС (задан).

Тогда: $h_{nn}^* = h_0 - H_i^{ЧВД}$



h_{nn} – энтальпия начала процесса расширения пара в ЧНД, $=f(p_{nn}, t_{nn})$;

h_{kt} – энтальпия окончания теоретического процесса расширения пара в ЧНД, $=f(p_k, s_{nn})$;

Располагаемый теплоперепад ЧНД:

$$H_0^{\text{ЧНД}} = h_{nn} - h_{kt}$$

Действительно срабатываемый теплоперепад LPS:

$$H_i^{\text{ЧНД}} = H_0^{\text{ЧНД}} \eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = h_{nn} - h_k$$

$\eta_{oi}^{\text{ЧНД}}$ – внутренний относительный ЕФ НПС (задан).

Тогда: $h_k = h_{nn} - H_i^{\text{ЧНД}}$

Действительно срабатываемый теплоперепад турбины:

$$H_i = H_i^{\text{ЧВД}} + H_i^{\text{ЧНД}} = (h_0 - h_{nn}^*) + (h_{nn} - h_k)$$

$$H_i = (h_0 - h_k) + (h_{nn} - h_{nn}^*)$$

Теплота подведенная к турбинной установке:

$$q_{TY} = (h_0 - h_{nв}) + (h_{nn} - h_{nn}^*)$$

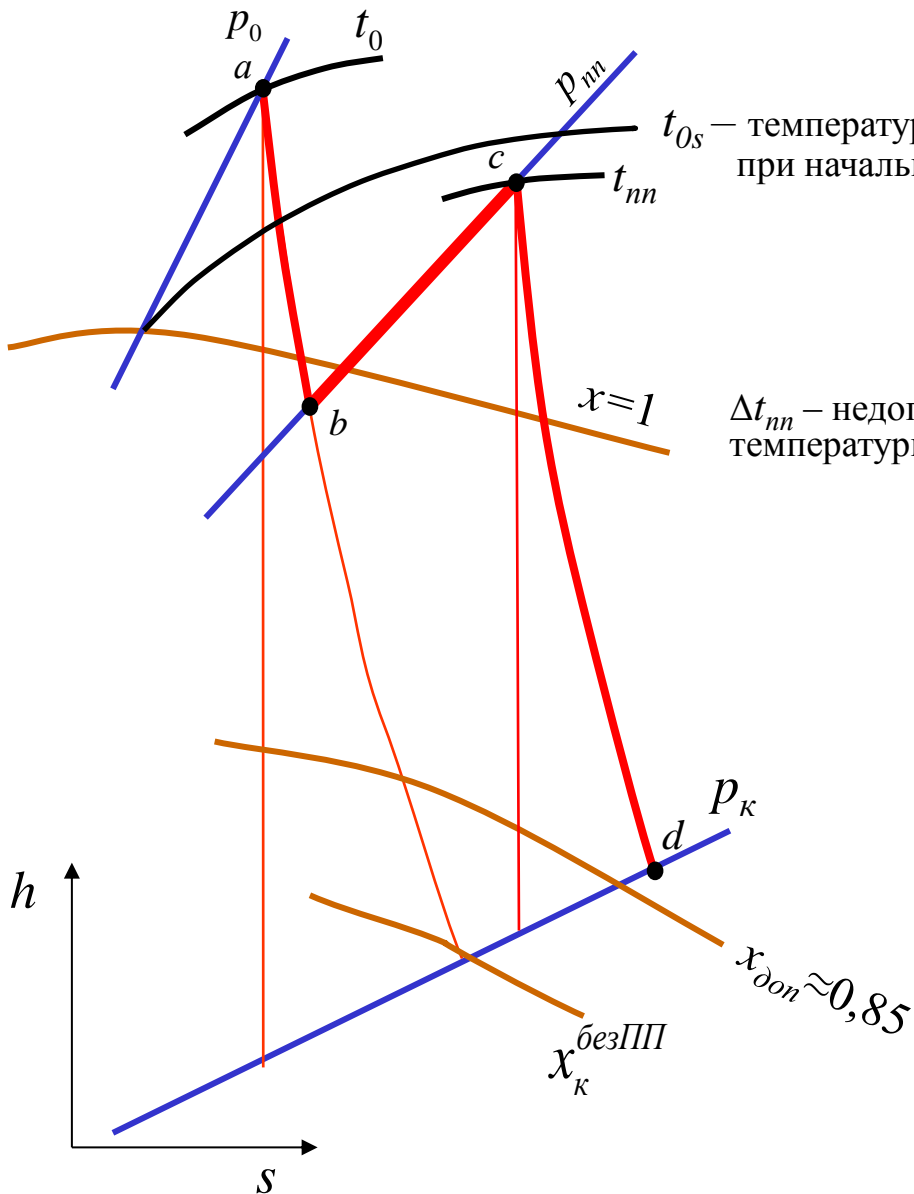
Абсолютный внутренний КПД турбинной установки:

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_{TY}} = \frac{(h_0 - h_k) + (h_{nn} - h_{nn}^*)}{(h_0 - h_{nв}) + (h_{nn} - h_{nn}^*)}$$

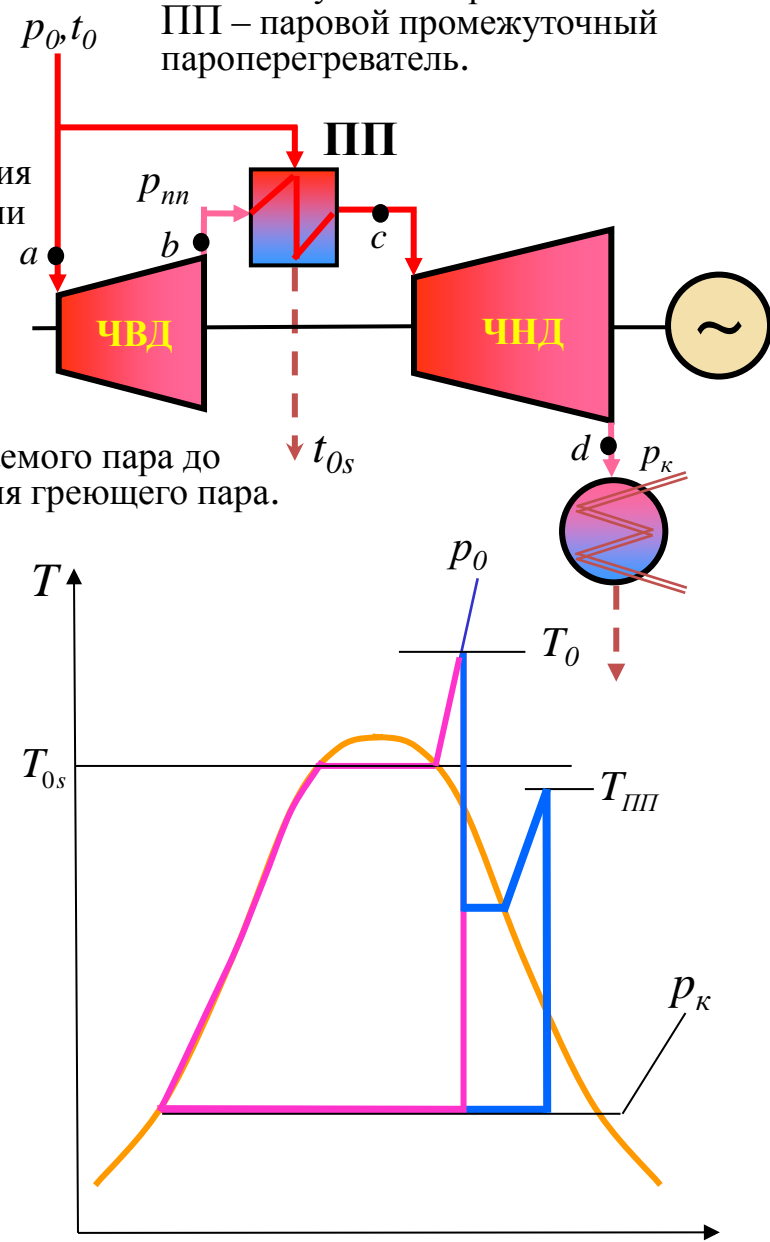
2.3.6. Паровой промежуточный перегрев пара

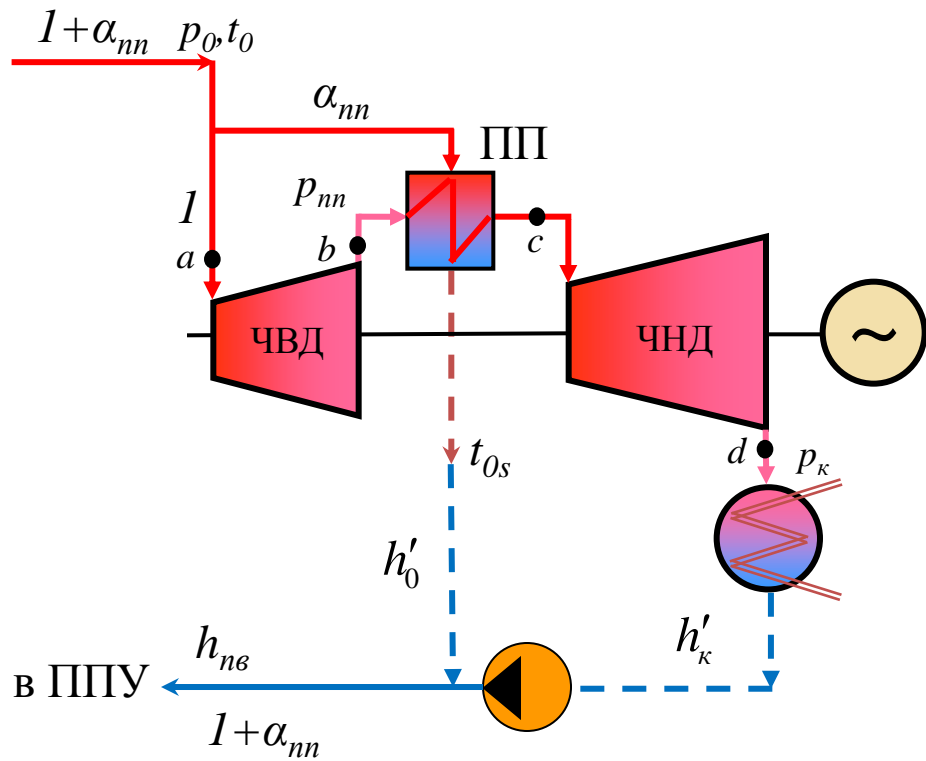
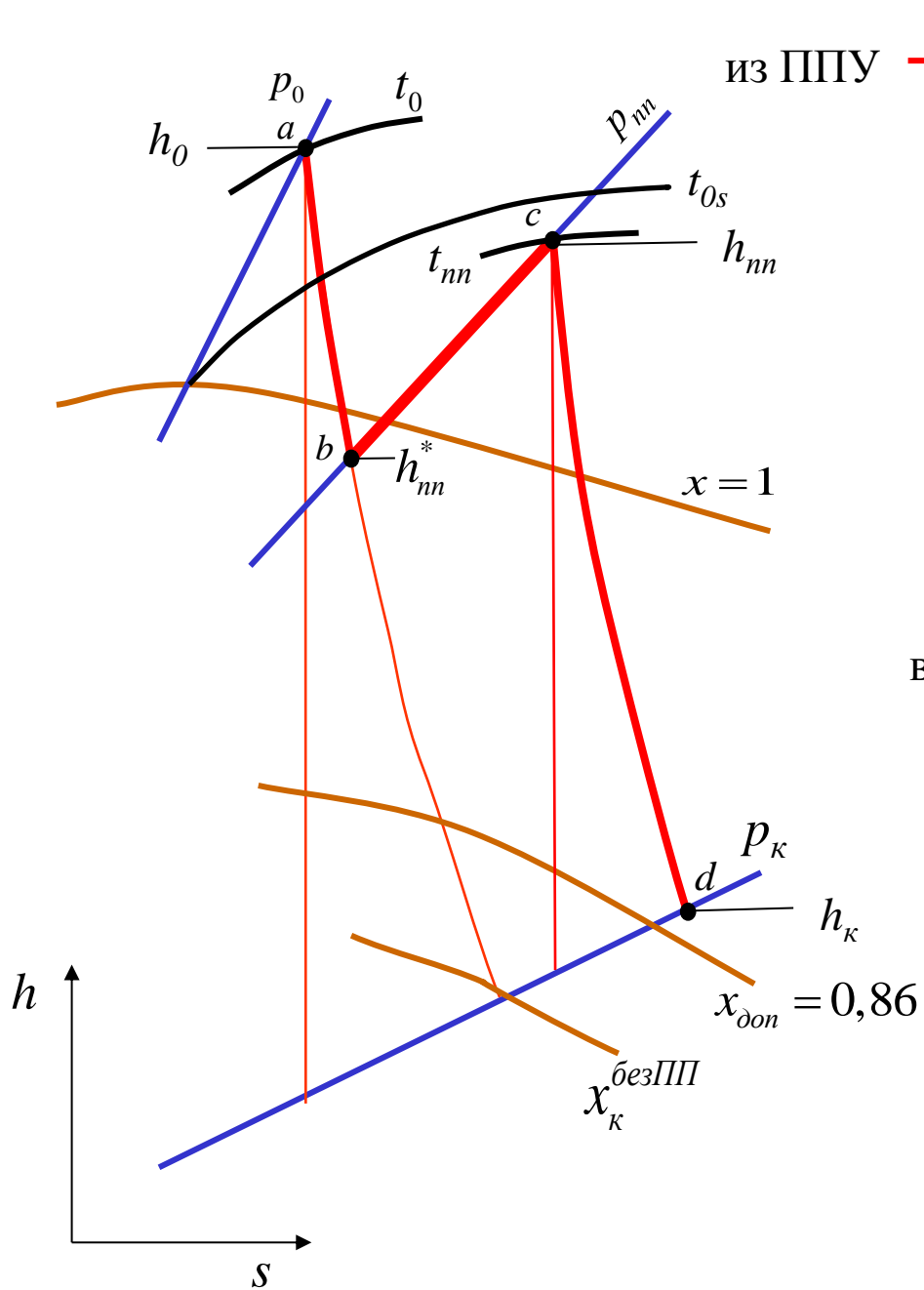
Заданы p_0, t_0, p_0 .

Если при заданных параметрах использовать простейшую ПТУ, то в конце процесса расширения будет получена недопустимая конечная степень сухости пара.



Δt_{nn} – недогрев нагреваемого пара до температуры насыщения греющего пара.





$$H_i = (h_0 - h_{nn}^*) + (h_{nn} - h_k) = H_i^{ЧВД} + H_i^{ЧНД};$$

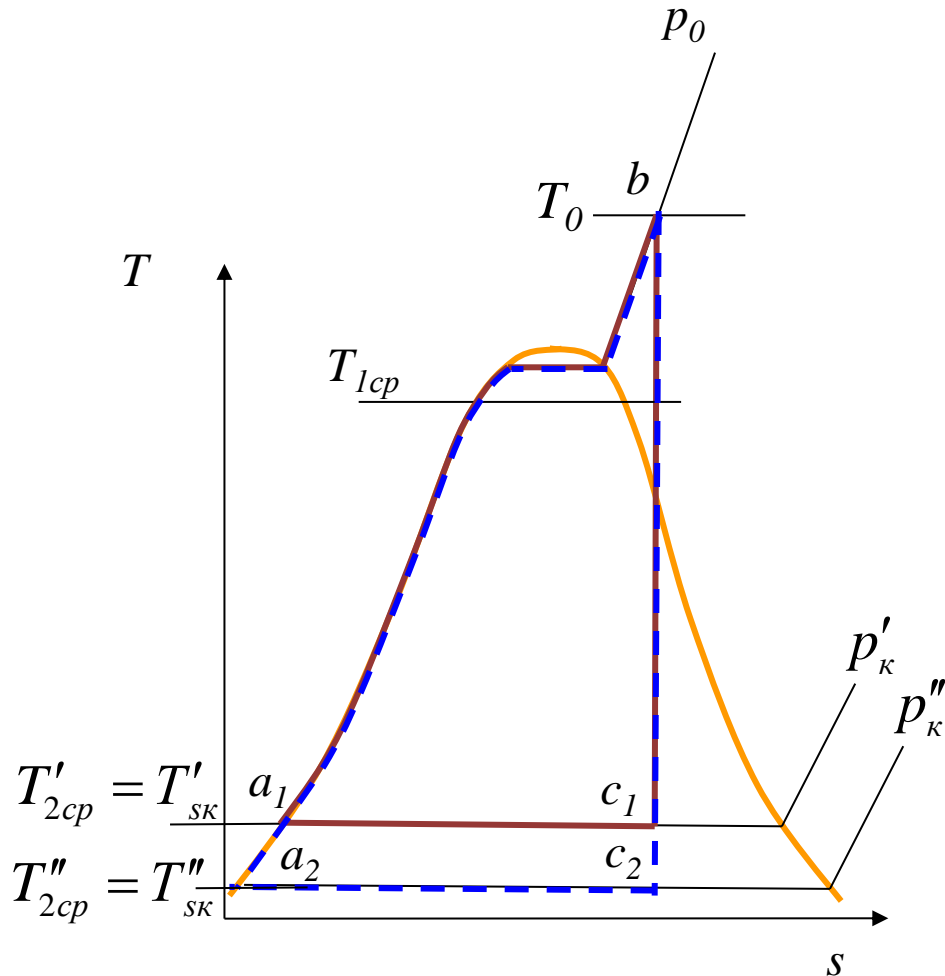
$$q_{TV} = (1 + \alpha_{nn})(h_0 - h_{ns});$$

$$\alpha_{nn} = \frac{h_{nn} - h_{nn}^*}{h_0 - h'_0}; \quad h_{ns} = \frac{h'_k + \alpha_{nn} h'_0}{1 + \alpha_{nn}};$$

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_{TV}} = \frac{(h_0 - h_k) + (h_{nn} - h_{nn}^*)}{(1 + \alpha_{nn})(h_0 - h_{ns})}.$$

2.4. Влияние конечного давления на КПД ПТУ

2.4.1. Влияние конечного давления на термический КПД ПТУ



$$\eta = 1 - \frac{q_K}{q_{TY}} = 1 - \frac{T_{2cp}}{T_{1cp}}$$

$$\eta'' > \eta', \quad \text{т.к. } T''_{2cp} < T'_{2cp}$$

2.4.2. Факторы, определяющие конечное давление

Конечное давление создается работой **конденсационной установки**.

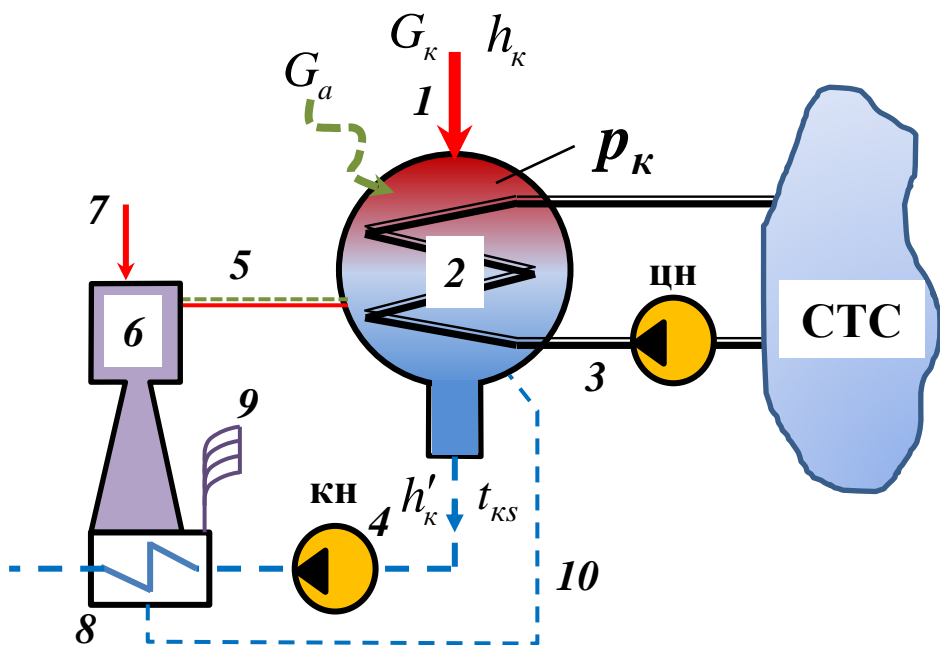


Схема конденсационной установки:

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

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.

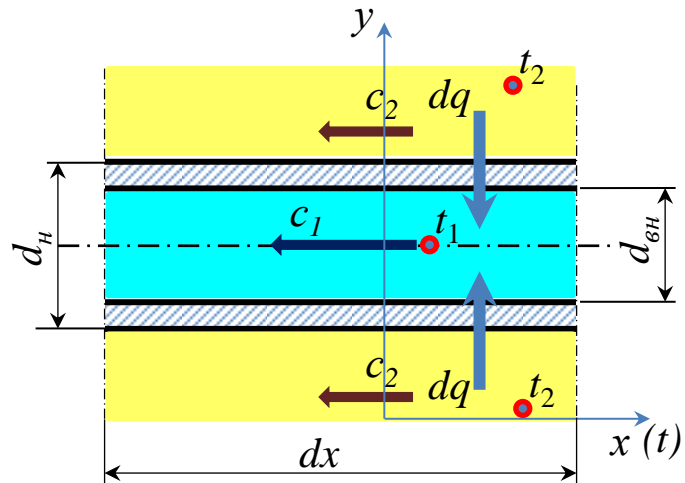
Вакуум в конденсаторе создается вследствие резкого уменьшения объема при конденсации пара (в 25 – 30 тысяч раз).

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

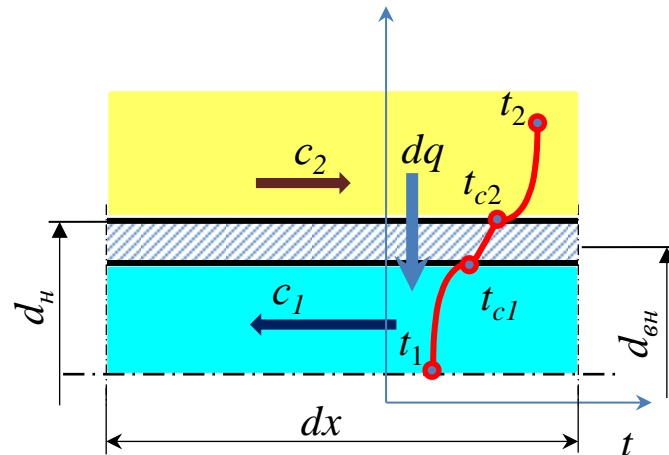
Отступление Взгляд в параллельный мир (Теплообмен в энергетическом оборудовании АЭС).

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.



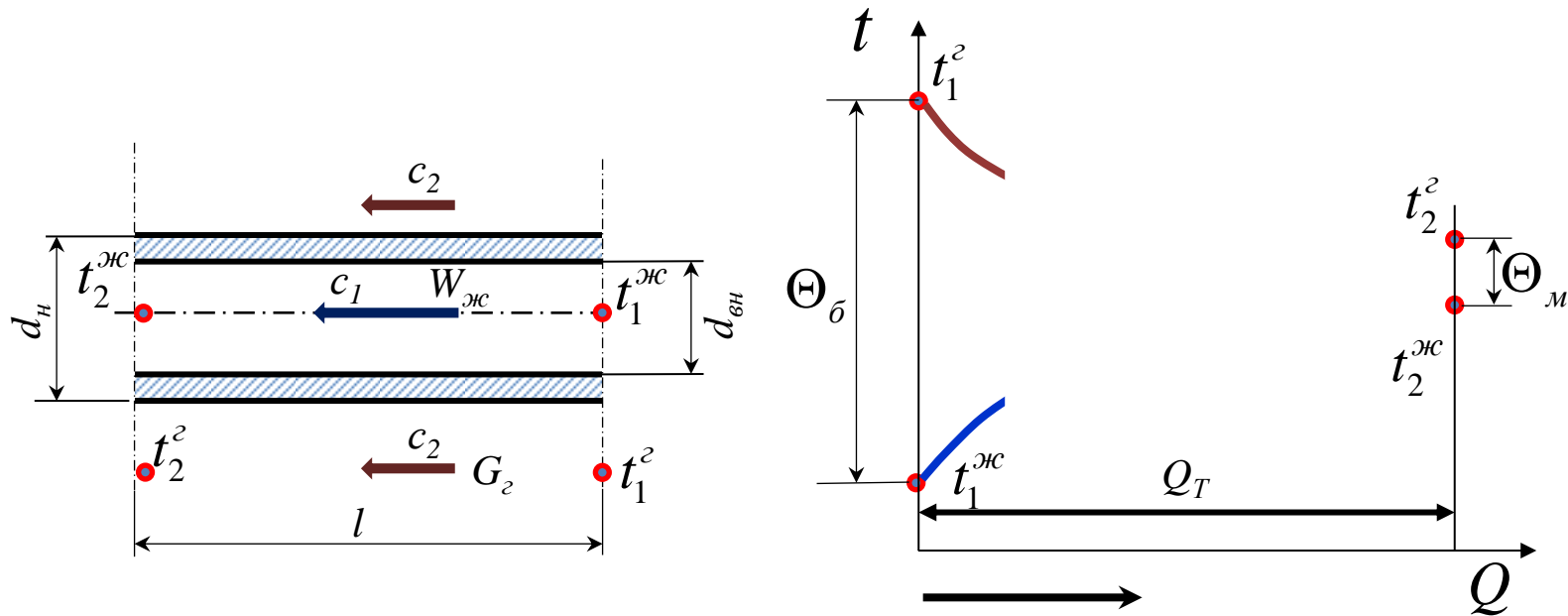
$$dq = k_m \cdot (t_2 - t_1) dF,$$

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.

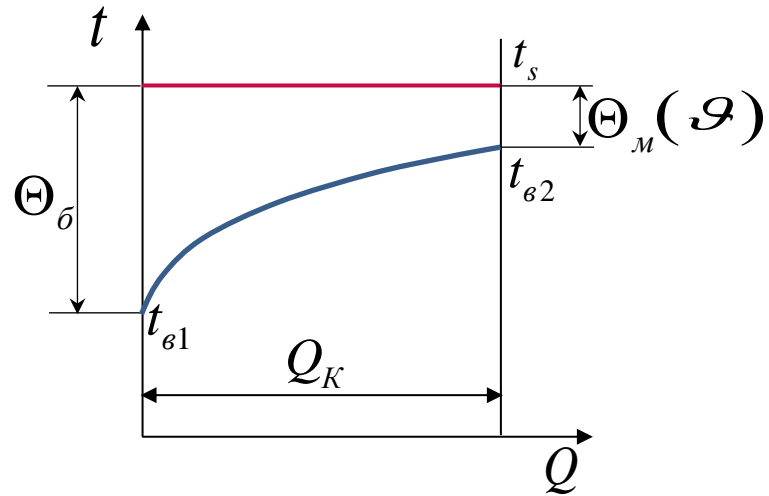
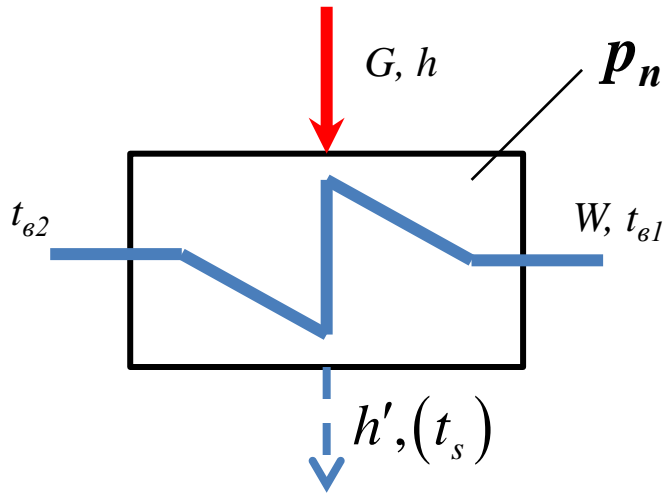


$$Q_T = W_{\text{жс}} c_p^{\text{жс}} (t_2^{\text{жс}} - t_1^{\text{жс}}) = G_2 c_p^2 (t_1^2 - t_2^2)$$

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

$$\Delta t_{\text{сл}} = \frac{\Theta_{\text{б}} - \Theta_{\text{м}}}{\ln \frac{\Theta_{\text{б}}}{\Theta_{\text{м}}}}$$

Паро-водяной теплообменник



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

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

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

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

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

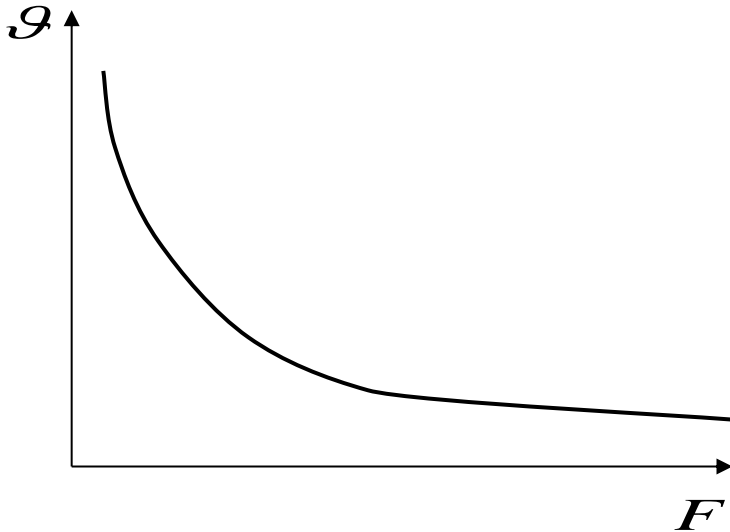
$$P_n = f(t_s)$$

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

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

$$\frac{\Theta_{\delta}}{\Theta_M} = e^{\frac{k F}{W c_p}} \quad \Theta_M = \Theta_{\delta} e^{-\frac{k F}{W c_p}}$$

ϑ - недогрев в подогревателе.



$$\Theta_m = \Theta_\sigma e^{-\frac{kF}{Wc_p}}$$

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

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

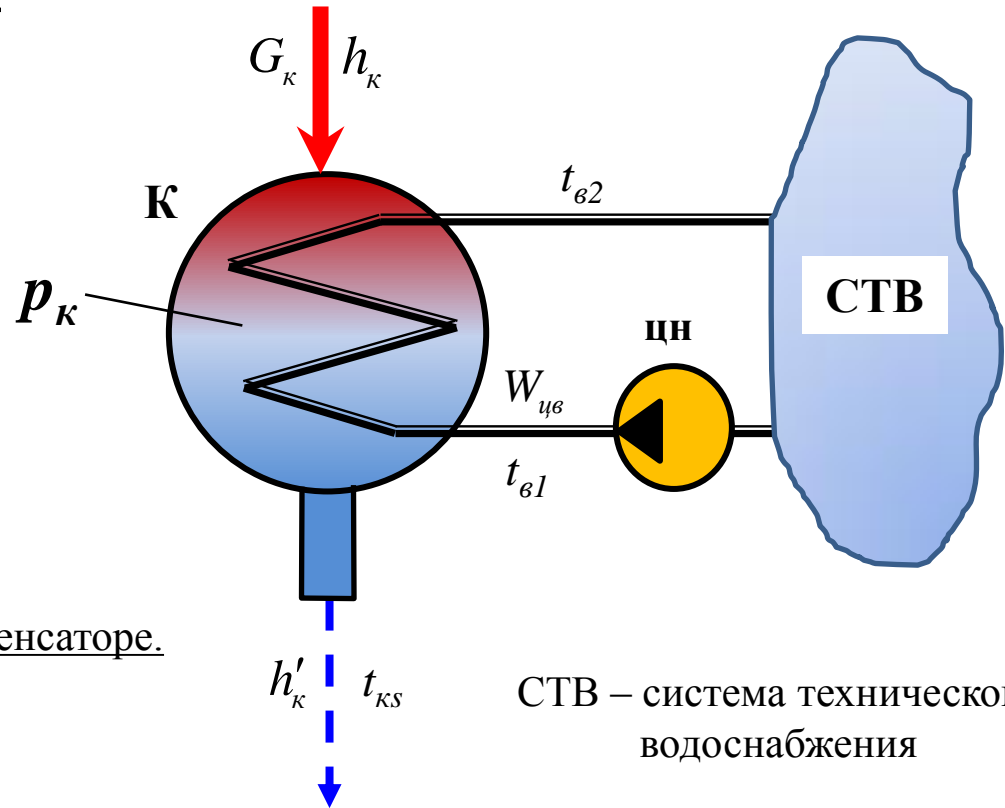
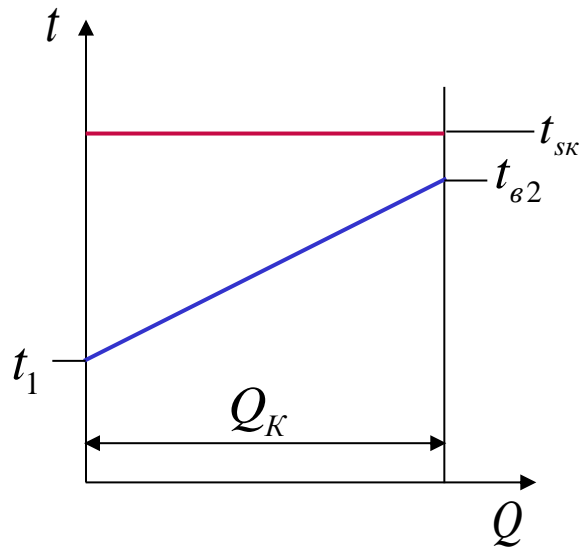
Замечание 1: В смешивающих подогревателях, при правильной организации смешения потоков теплоносителя, $\vartheta \approx 0$.

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

$$t_{в2} = t_{sn}(p_n) - \vartheta_n.$$

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

Конденсационная установка ПТУ



СТВ – система технического водоснабжения

Факторы определяющие давление в конденсаторе.

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

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

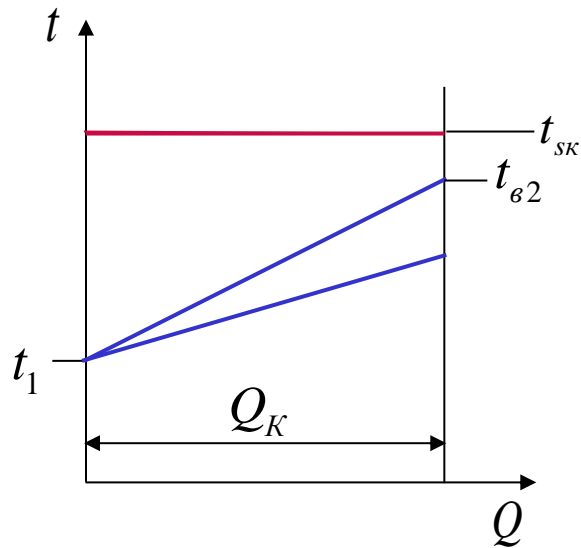
I $t_{\epsilon 1}$ – зависит от климатических условий и СТВ.

II Нагрев воды в конденсаторе.

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

$$\Delta t_{\epsilon} = \frac{G_K (h_K - h'_K)}{W_{цв} c_p} = \frac{(h_K - h'_K)}{m c_p}$$

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



$$\Delta t_{\text{с}} = \frac{(h_{\text{к}} - h'_{\text{к}})}{mc_p}; \quad m = \frac{W_{\text{цв}}}{G_{\text{к}}}$$

$G_{\text{к}}$ – при прочих равных условиях слабо зависит от $p_{\text{к}}$ (в рассматриваемом диапазоне изменения $p_{\text{к}}$).

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

Однако:

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

$$L_{\text{mex}} = N = W \cdot v_{\text{cp}} \cdot \Delta p;$$

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

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

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

$$\Delta p_{\text{зс}} = f(W^2);$$

$$N_{\text{цн}} = f(W_{\text{цв}}^3).$$

Т.о., в зависимости от числа ходов воды в конденсаторе m находится в пределах $40 \div 80$.

$$Q_K = k_K F_K \Delta t_{cl} \longrightarrow \dots \longrightarrow \dots \text{ и тд.}$$

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

IV

Фактор конструкции выходной части турбины