

**РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ  
ПОДОГРЕВ  
ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ**

Под **регенерацией** в тепловых циклах понимают использование теплоты рабочего тела, **совершившего механическую работу**, на другом участке цикла.

**На ТЭС -регенеративный подогрев ПВ** – подогрев воды паром, частично отработавшим в турбине.

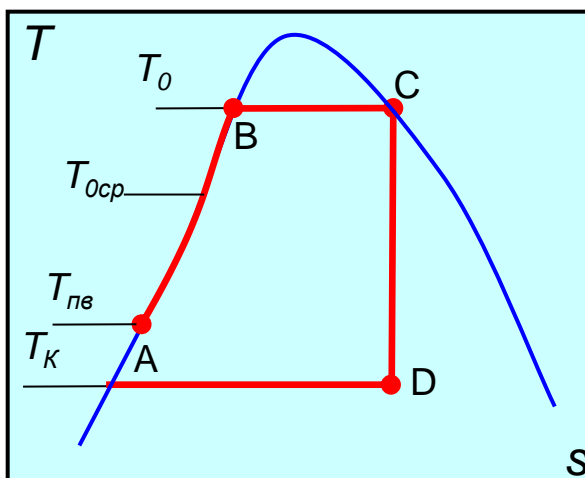
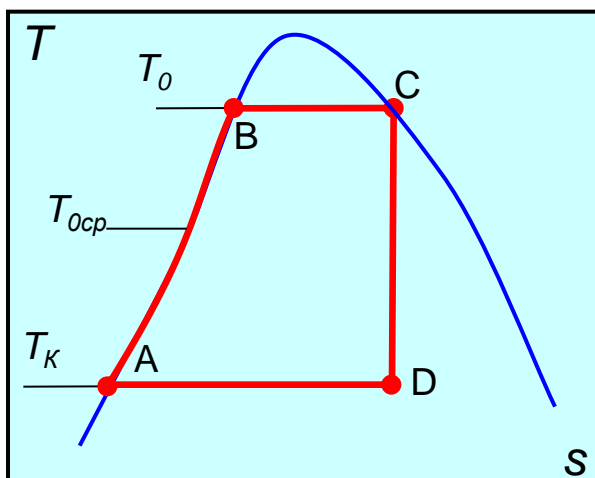
## **Преимущества регенерации**

- снижении потери теплоты в холодном источнике;
- снижении термодинамической необратимости процесса подвода теплоты.

# **1). Теоретический и предельный циклы с регенерацией теплоты**

Для повышения экономичности цикла ПТУ необходимо увеличивать *среднюю температуру подвода теплоты* в цикле.

Поэтому большое значение имеет повышение температуры питательной воды (на входе в парогенератор). С нее начинается подвод тепла в цикле.



Для повышения температуры на входе в ПГ применяют принцип *регенерации теплоты*.

## Теоретический регенеративный цикл -

цикл в котором регенеративный подогрев ведется **всем потоком** **рабочей среды**

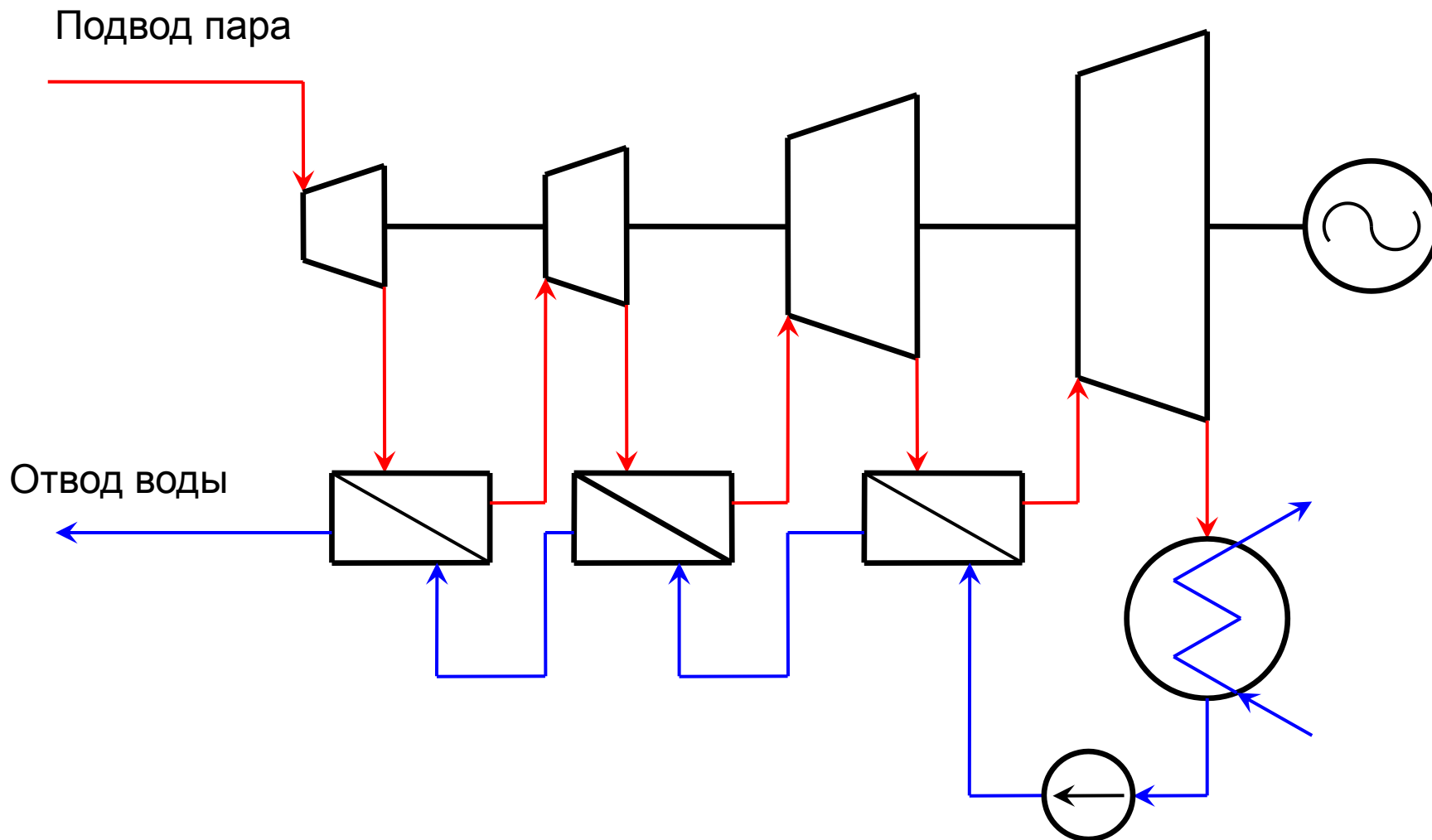
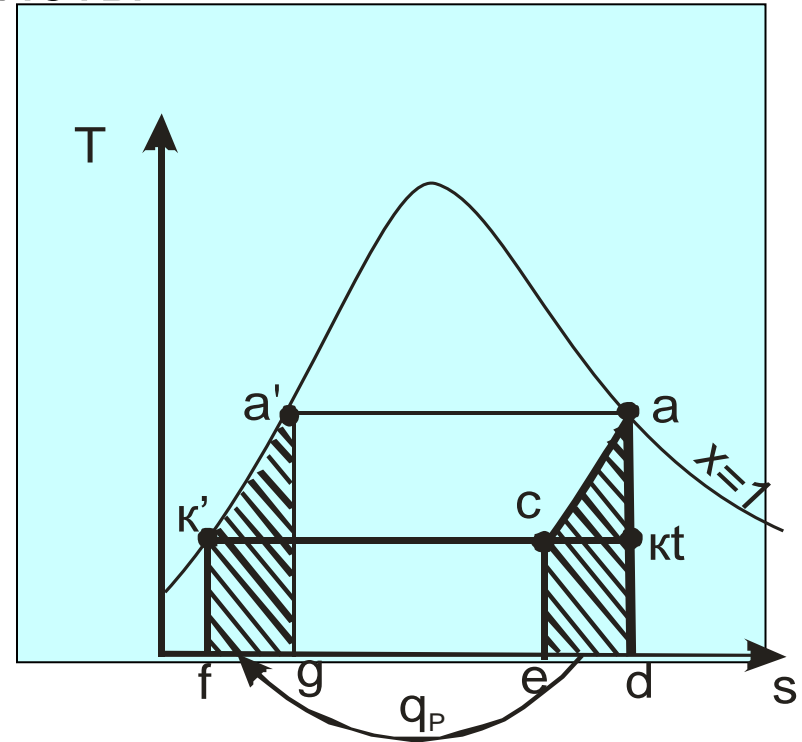
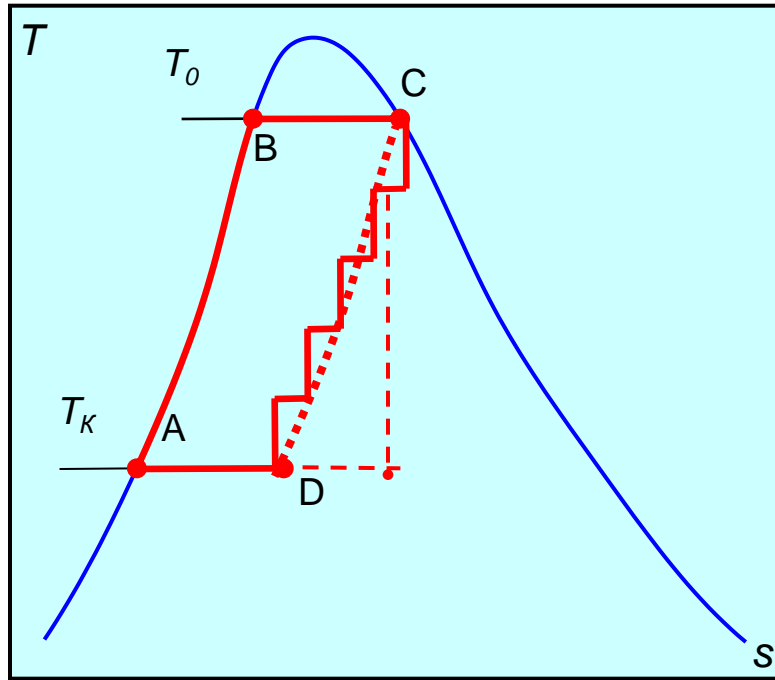


Схема ПТУ, реализующей теоретический регенеративный цикл

# Предельный регенеративный цикл насыщенного пара

Если число ступеней регенерации будет бесконечно большим (теплоперепады каждой ступени бесконечно малыми), то ломаная линия может быть заменена кривой, близкой к эквидистантной линии подвода теплоты.



**Предельный регенеративный цикл** имеет максимально возможную тепловую экономичность (КПД цикла Карно)

## **2). Реализация регенеративного подогрева в паротурбинных установках**

# Неосуществимость теоретического регенеративного цикла на практике

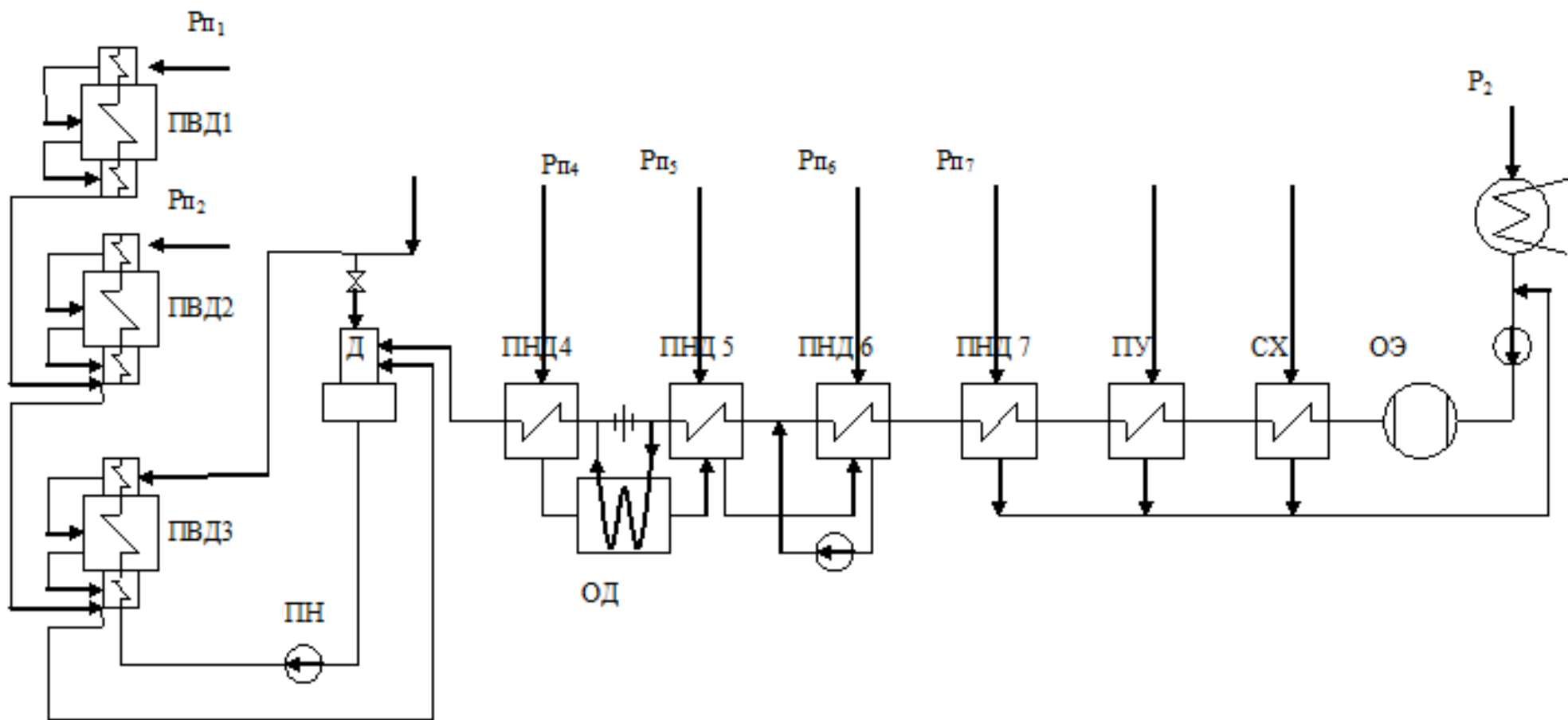
- недопустимая влажность пара в последних ступенях турбины;
- регенеративные подогреватели, проходные сечения отборов и трубопроводов слишком громоздки;
- потери давления в тракте чрезмерно велики.

*В реальных ПТУ - подогрев питательной воды осуществляется в регенеративных пароводяных подогревателях за счет конденсации части пара, отбираемого из турбины.*

## Преимущества реальной схемы (по сравнению с теоретической)

- ❖ уменьшаются паропроводы отборного пара;
- ❖ расход пара уменьшается от входа к выходу из турбины, что облегчает конструктивное выполнение первых и последних лопаток турбины;
- ❖ снижается конечная влажность пара в турбине ( $y_k = 0,08 - 0,14$ ), так как влага частично выводится из турбины в подогреватели с отборным паром;
- ❖ уменьшается отвод теплоты в конденсаторе, что облегчает выполнение низкопотенциальной части ТЭС и снижает экологическую нагрузку на окружающую среду.

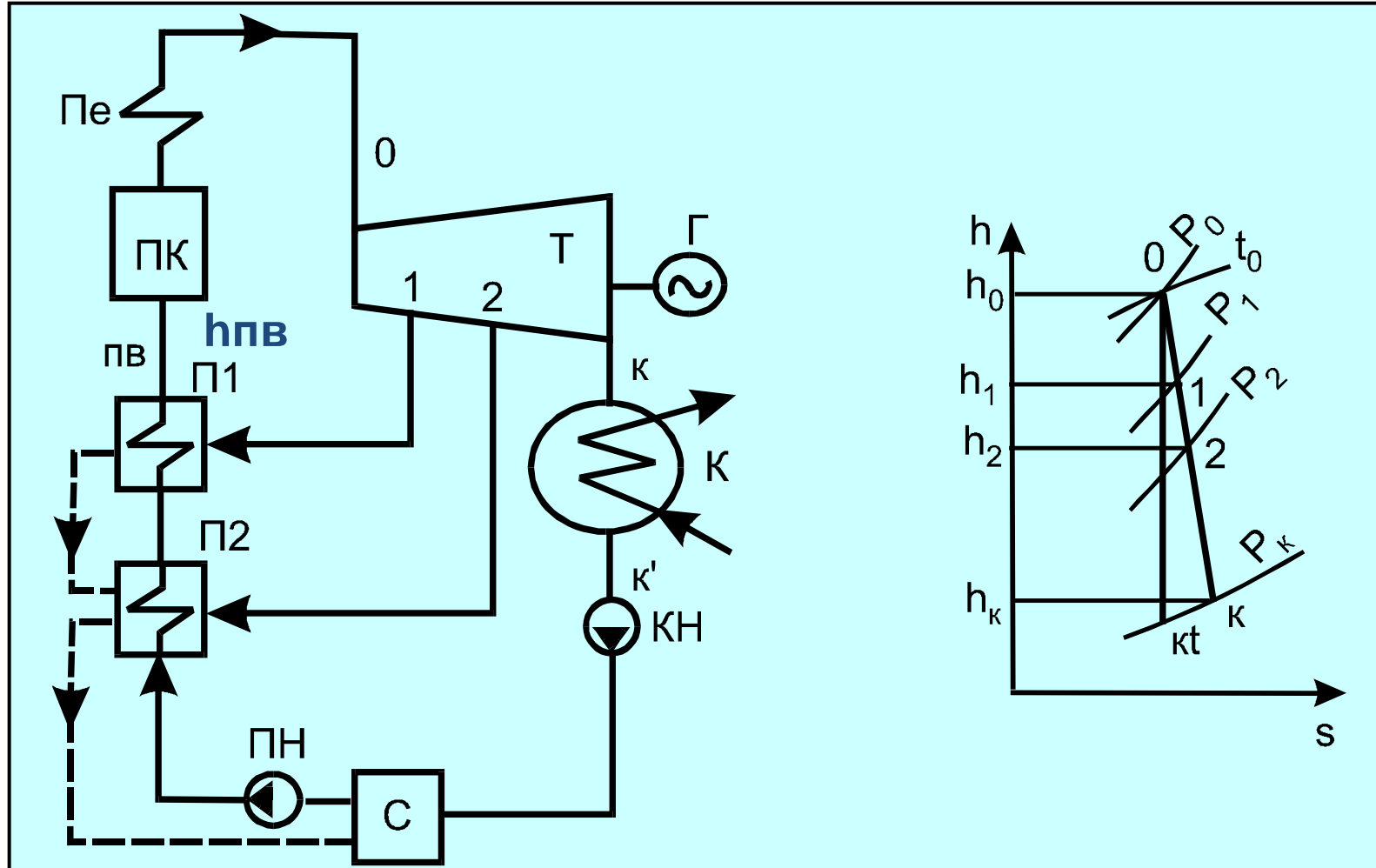




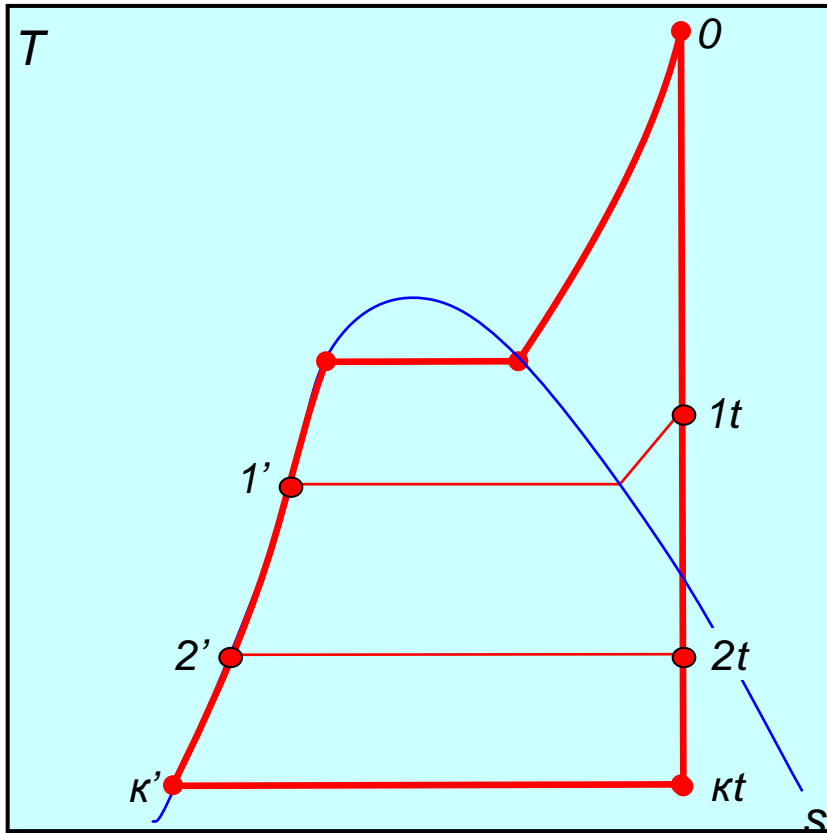
*Реальная схема регенеративного подогрева, применяемая на ТЭС*

### **3). Параметры циклов ПТУ с регенерацией**

# Паротурбинная установка с двумя ступенями РППВ (схема и процесс в $h$ - $s$ диаграмме)



# Теоретический цикл с РППВ в T,S-диаграмме



0-kt – адиабатное расширение пара в турбине,  $S=\text{const}$ ;

0-1t – процесс в первом отсеке турбины;

1t-2t – процесс во втором отсеке турбины;

2t-kt – процесс в третьем отсеке турбины;

1t-1' – отвод теплоты от пара в П1,  $p_1=\text{const}$ ;

2t-2' – конденсация пара в П2,  $p_2=\text{const}$ ;

kt-k' – конденсация пара в К,  $p_k=\text{const}$ ;

k'-0 – подвод тепла к рабочему телу в С, П1, П2 и в котле

## 4). Влияние РППВ на экономичность ПТУ

***Энергетическая эффективность РППВ*** –

пар регенеративных отборов совершает работу в турбине без потери теплоты в конденсаторе

## *Понятие относительного расхода*

Относительным расходом пара (воды) называется отношение расхода пара (воды) произвольного потока к расходу пара на турбину

$$\alpha_j = \frac{D_j}{D_0}$$

Тогда относительный расход пара на турбину:

$$\alpha_0 = \frac{D_0}{D_0} = 1$$

## Относительный расход пара в конденсатор (↓)

$$\alpha_K = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \dots = 1 - \sum_{j=1}^Z \alpha_j$$

## Потеря теплоты в конденсаторе (↓)

Исходный цикл

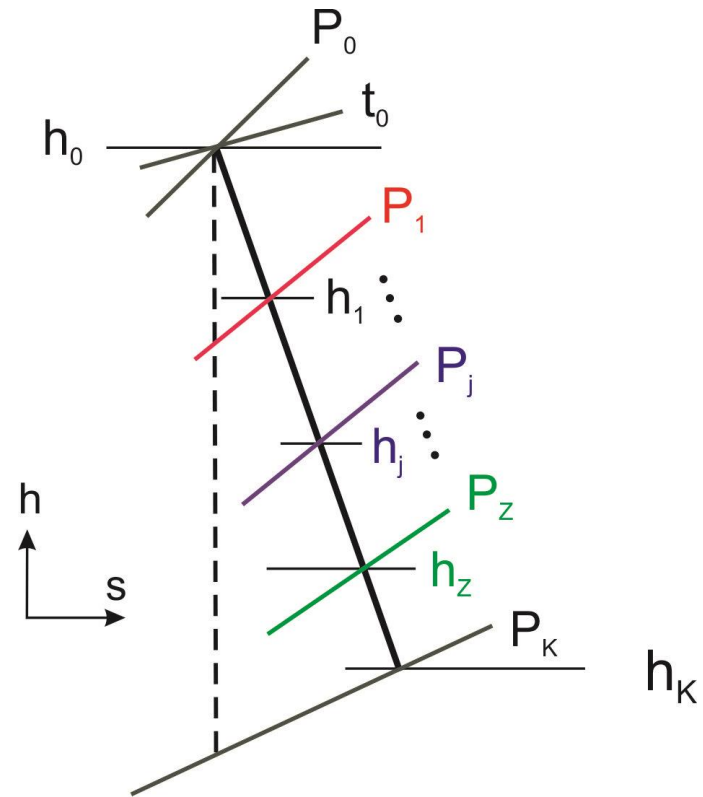
Цикл с регенерацией

$$q_K^p = \alpha_0 \cdot (h_K - h'_K) \quad q_K^p = \alpha_K \cdot (h_K - h'_K)$$

Но работа пара в турбине также снижается по сравнению с турбиной без отборов (↓)

$$H_i = \alpha_0 \cdot (h_0 - h_K) \quad \bar{H}_i^p = \alpha_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)$$

$$\eta_i^p - \text{????}$$



Цикл с регенерацией

$$\eta_i^P > \eta_i^0 \quad ???$$

Исходный цикл

$$\eta_i^P = \frac{\bar{H}_i}{q_0^P}$$

$$q_0^P < q_0^0$$

$$\eta_i^0 = \frac{H_i}{q_0^0}$$

$$\bar{H}_i^P < H_i \quad !!!$$

Приведенный теплоперепад (турбина с Z отборами)

$$\bar{H}_i^P = h_0 - h_K - \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot (h_j - h_K) = H_i \cdot \left( 1 - \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot y_j \right)$$

$$y_j = \frac{h_j - h_K}{h_0 - h_K} \quad - \text{коэффициент недовыработки мощности}$$

$$\alpha_j \cdot (h_j - h_K) \quad - \text{недовыработка мощности } j\text{-ым отбором пара}$$

$$\bar{H}_i^P = \alpha_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)$$



## Цикл с регенерацией

$$\eta_i^p = 1 - \frac{q_K^p}{q_0^p}$$

$$\eta_i^p > \eta_i^0 \quad ???$$

## Исходный цикл

$$\eta_i^0 = 1 - \frac{q_K^0}{q_0^0}$$

Подвод теплоты в котле ( $\downarrow$ ) из-за  $\downarrow h_{ПВ}$

$$q_0^p = h_0 - h_{ПВ}$$

$$q_0^p < q_0^0$$

$$q_0^0 = h_0 - h_K'$$

Потеря теплоты в конденсаторе ( $\downarrow$ )

$$q_K^p = \alpha_K \cdot (h_K - h_K')$$

$$q_K^p < q_K^0$$

$$q_K^0 = \alpha_0 \cdot (h_K - h_K')$$

Относительный расход пара в конденсатор ( $\downarrow$ )

$$\alpha_K = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \dots = 1 - \sum_{j=1}^Z \alpha_j$$

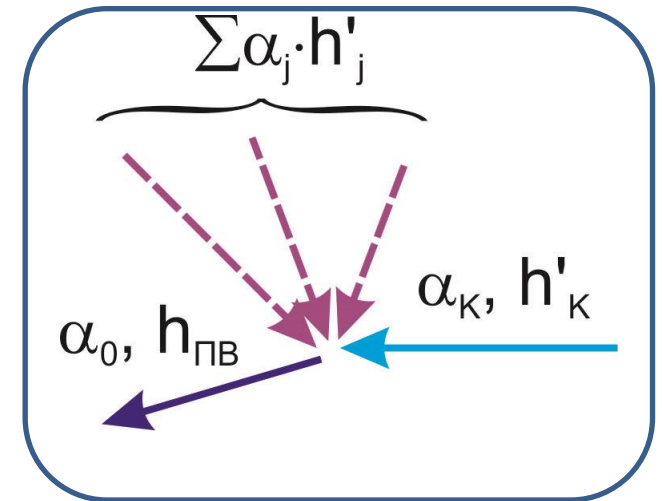
# Энергетическая эффективность регенерации

$$\eta_i^p = \frac{\bar{H}_i^p}{q_0^p} = \frac{\bar{H}_i^p}{h_0 - h_{\text{ПВ}}} = \frac{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\left( \alpha_K + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \right) \cdot h_0 - \left( \alpha_K \cdot h_K' + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot h_j' \right)} =$$

$\alpha_0=1$

$h_{\text{ПВ}}$

$$= \frac{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K') + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot (h_0 - h_j')} =$$



$$h_{\text{ПВ}} = \alpha_K \cdot h_K' + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot h_j'$$

$$\begin{aligned}
& \alpha_K \cdot (h_0 - h_K) \cdot \left( 1 + \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K)} \right) \\
= & \frac{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K) \cdot \left( 1 + \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K)} \right)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K') \cdot \left( 1 + \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K')} \right)} =
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left( 1 + \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K)} \right) \\
= & \frac{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h'_K)} \cdot \left( 1 + \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j) \cdot (h_0 - h_K)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h'_K) \cdot (h_0 - h_K)} \right)
\end{aligned}$$

Обозначим

$$A_P = \frac{\sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot (h_0 - h_j)}{\alpha_K \cdot (h_0 - h_K)}$$

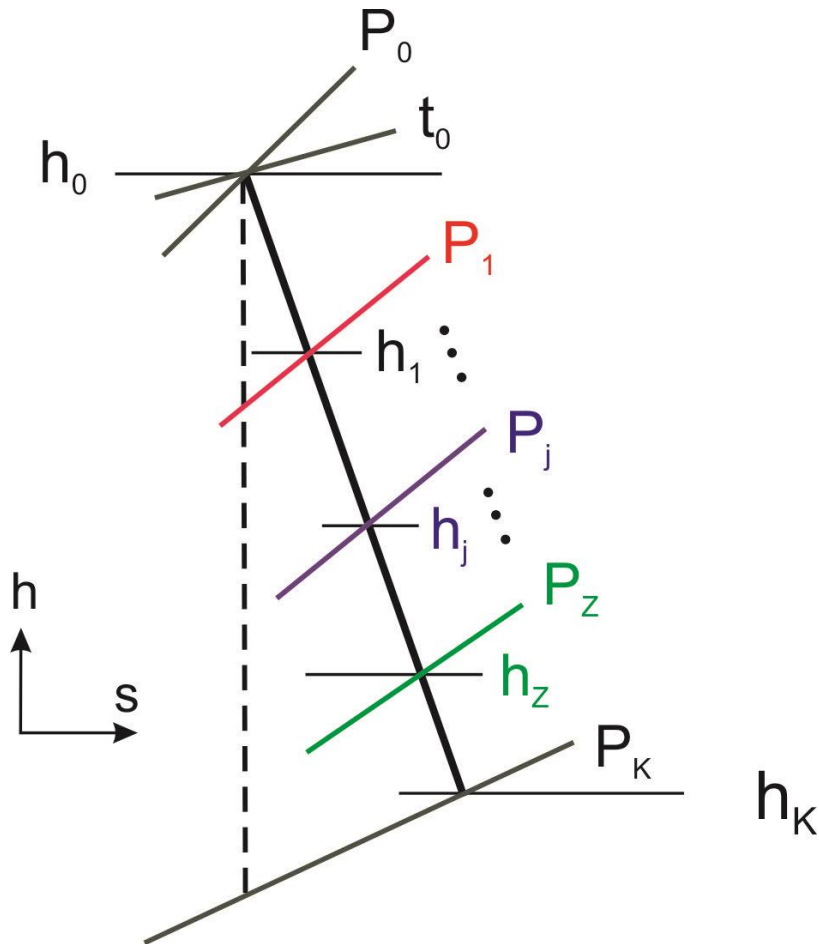
- энергетический  
коэффициент регенерации

$$\eta_i^P = \eta_i^0 \cdot \frac{(1 + A_P)}{(1 + A_P \cdot \eta_i^0)}$$

$$A_P > 0, \quad \eta_i^0 < 1 \quad \Rightarrow \quad \eta_i^P > \eta_i^0$$

## 5). Мощность и расход пара для турбины с регенеративными отборами

$$N_i = D_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^Z D_j \cdot (h_0 - h_j) = D_0 \cdot \left[ \alpha_K \cdot (h_0 - h_K) + \sum_{j=1}^Z \alpha_j \cdot (h_0 - h_j) \right]$$



$D_K, D_j$  - абсолютные расходы пара на турбину, в конденсатор, в  $j$ -ый регенеративный отбор, кг/с (т/ч)

$\alpha_K, \alpha_j$  - относительные расходы пара в конденсатор, в  $j$ -ый регенеративный отбор

$h_0$  - энтальпия острого пара

$h_K$  - энтальпия отработавшего пара

$h_j$  - энтальпия пара регенеративных отборов

# Расход пара на турбину в цикле с РППВ

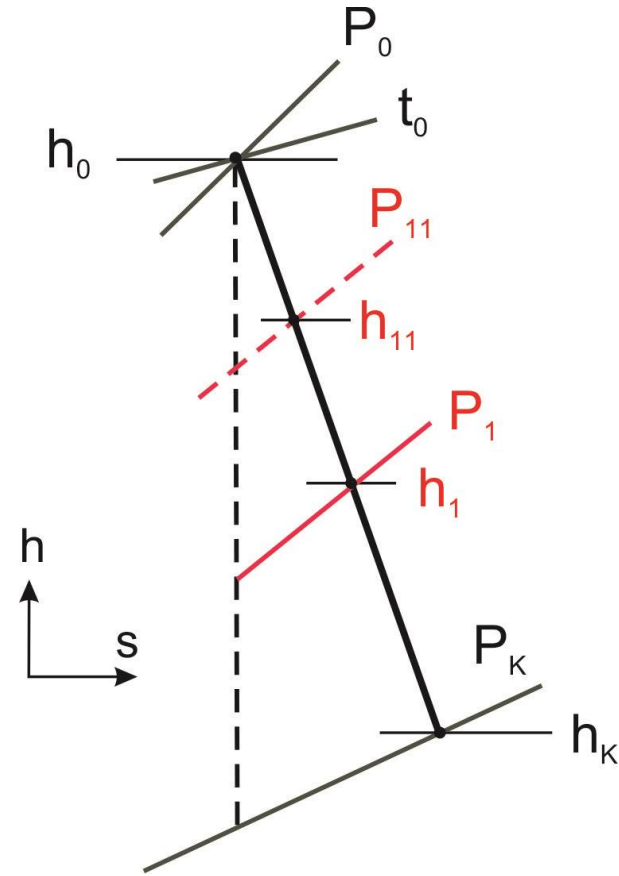
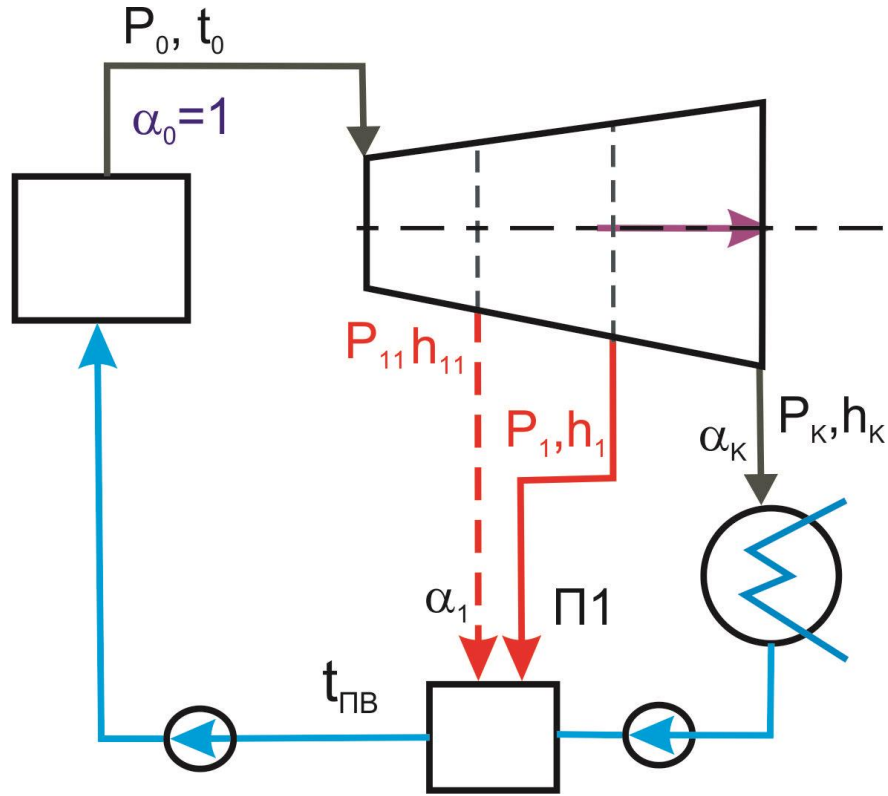
$$D_0^p = \frac{N_{\text{Э}}}{H_i \cdot \left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot y_j\right) \cdot \eta_m \cdot \eta_g} =$$
$$= \frac{N_{\text{Э}}}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \cdot \frac{1}{\left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot y_j\right)}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$D_0$  – расход пара на турбину без отборов такой же мощности

$k_p > 1$  –  $k$ -т регенерации

$$D_0^p = D_0 \cdot k_p$$

## 6) Выбор оптимальной температуры питательной воды



$$\eta_i^P = \frac{\bar{H}_i^P}{q_0^P}$$

$$t_{ПВ} \uparrow \Rightarrow q_0^P = (h_0 - h_{ПВ}) \downarrow \quad (+)$$

$$t_{ПВ} \uparrow \Rightarrow P_1 \uparrow \Rightarrow h_1 \uparrow, \alpha_1 \uparrow \Rightarrow \Delta l = \alpha_1 \cdot (h_1 - h_K) \uparrow, \bar{H}_i^P \downarrow \quad (-)$$

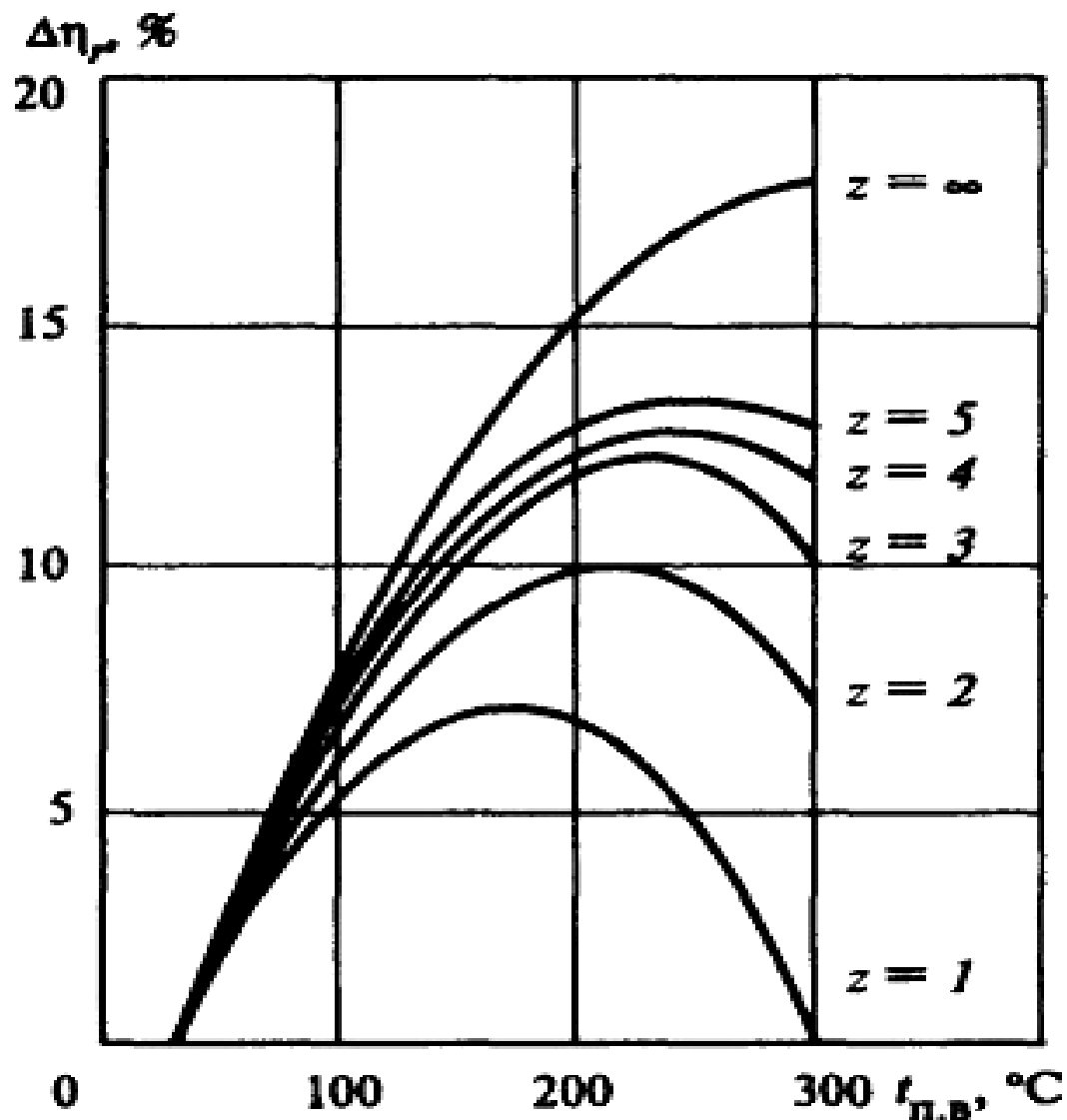
$$\bar{H}_i^P = (h_0 - h_K) - \alpha_1 \cdot (h_1 - h_K)$$

$$\eta_i^P(t_{ПВ}) - ???$$

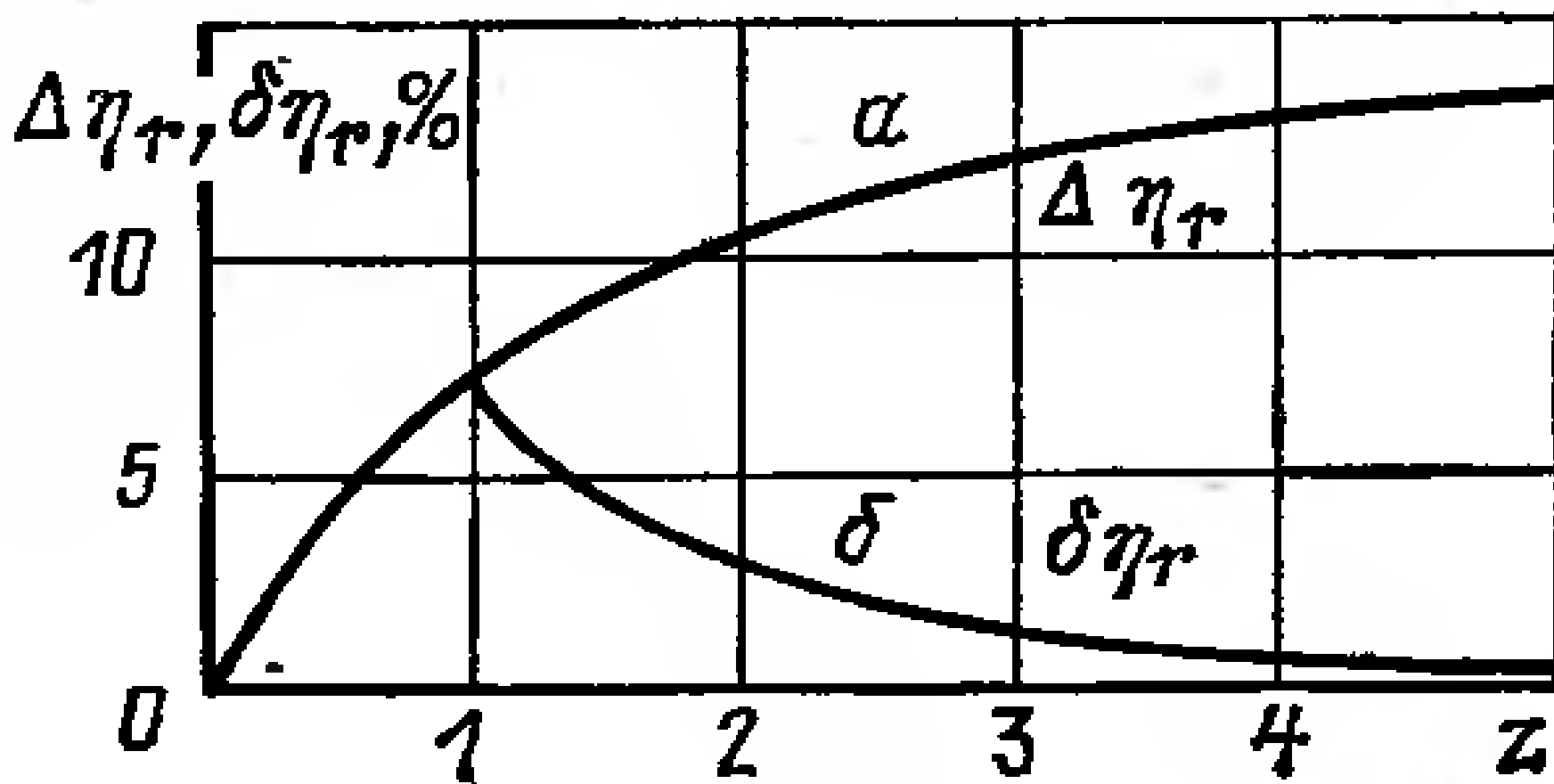


Зависимость относительного повышения КПД установки  $\Delta\eta_i$  от температуры питательной воды  $t_{п.в}$  при разном числе ступеней подогрева ( $z$ )

$$\Delta\eta_i^p = \frac{\eta_i^p - \eta_i^0}{\eta_i^0}$$



Относительное повышение КПД ПТУ в зависимости от числа ступеней подогрева (а) и от применения каждой последующей ступени подогрева (б)



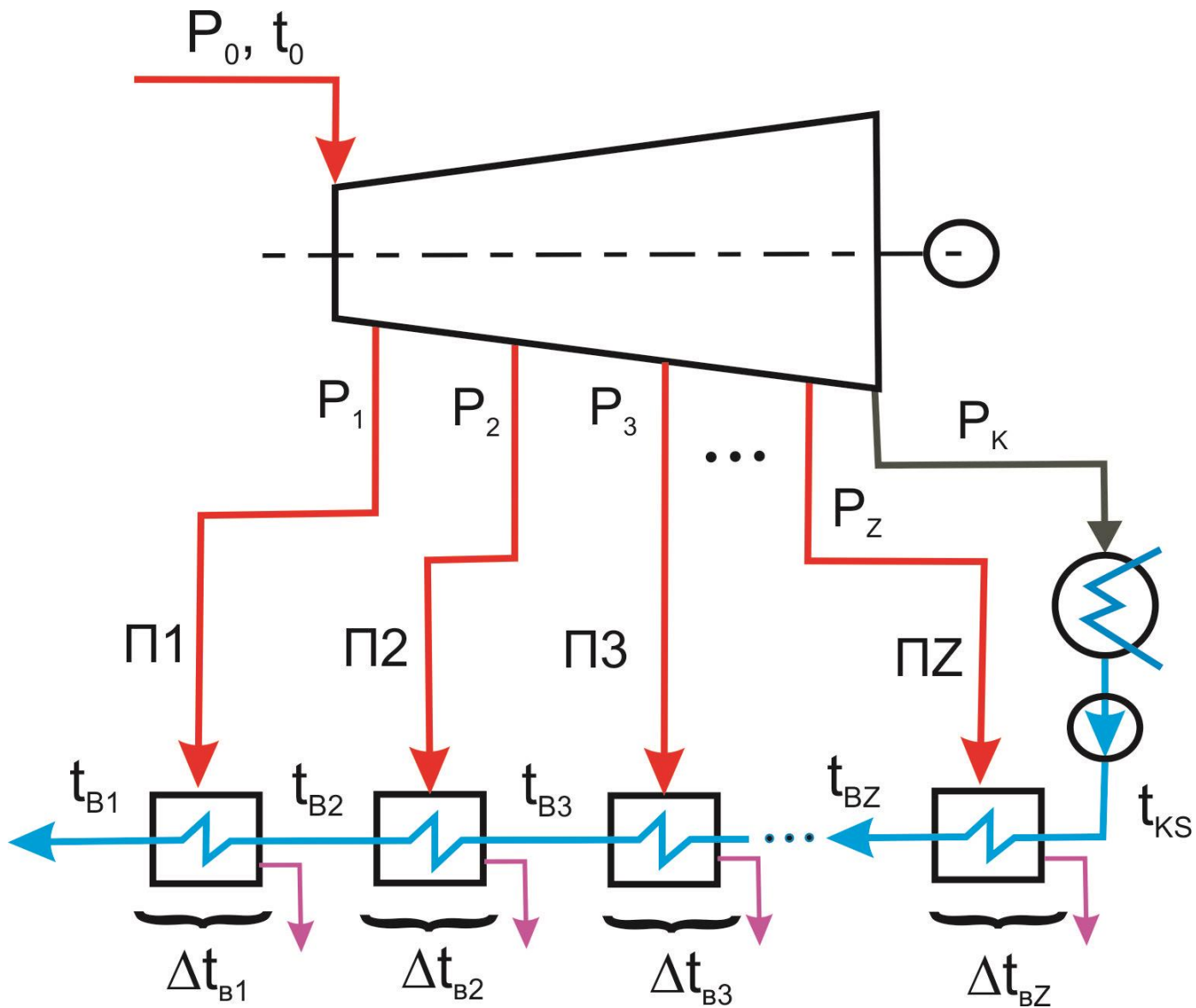
## Выводы по выбору оптимальной температуры питательной воды

1. Чем больше число отборов и подогревателей ( $z$ ), тем выше КПД цикла
2. Максимум КПД достигается при оптимальном значении температуры питательной воды для установки с заданным  $z$
3. С увеличением числа ступеней РППВ оптимальная температура питательной воды увеличивается.
4. С увеличением числа  $z$  прирост термического КПД замедляется. Каждый последующий отбор оказывает все меньшее влияние на повышение КПД.

## **7). Распределение регенеративного подогрева питательной воды по ступеням**

Эта задача соответствует выбору оптимальных значений давления пара в регенеративных отборах

За критерий оптимальности принимается ***максимум абсолютного внутреннего КПД*** турбинной установки.

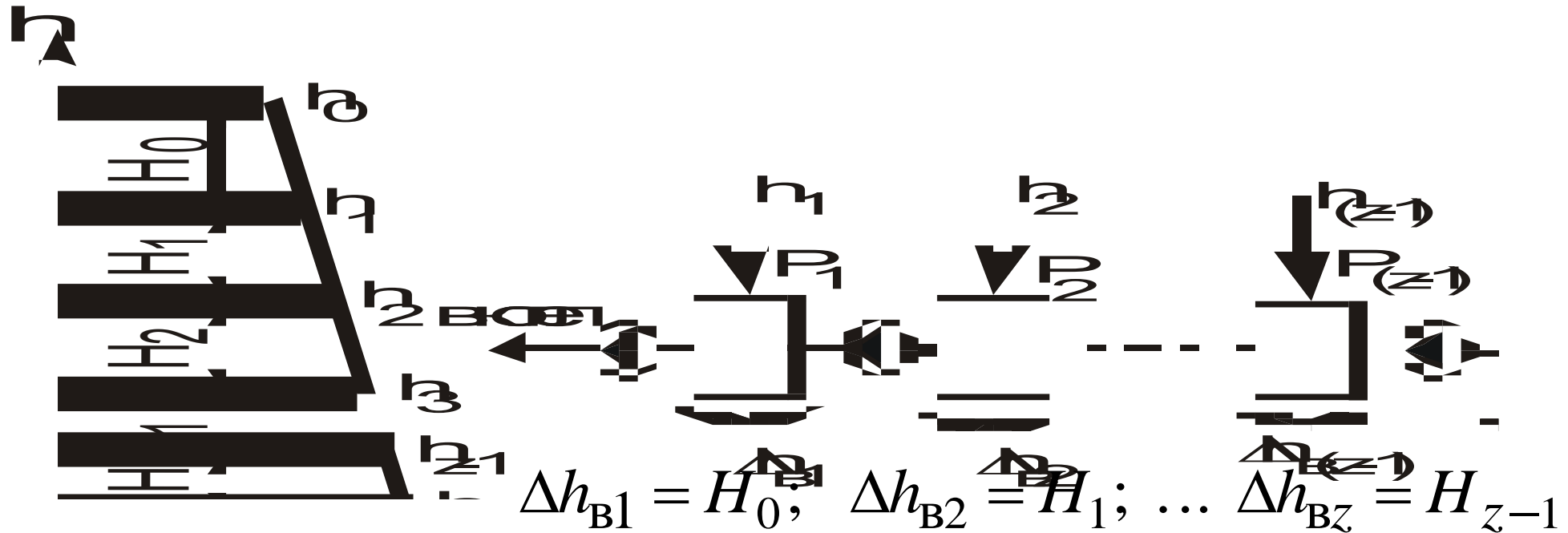


$$t_{Bj} \Rightarrow t_{Sj} \Rightarrow P_j$$

$$P_j \Rightarrow t_{Sj} \Rightarrow t_{Bj}$$

*Рис. Схема турбоустановки с многоступенчатым регенеративным подогревом*

# Оптимальное распределение нагревов по ступеням РППВ на КЭС без промперегрева



**В условиях максимальной тепловой экономичности**

- ❖ подогрев воды в каждом регенеративном подогревателе смешивающего типа, кроме первого, равен теплоперепаду в турбине между предшествующим и данным отборами
- ❖ а подогрев в первом подогревателе – теплоперепаду от энтальпии свежего пара до энтальпии пара первого отбора.

Допущение: количество теплоты, отдаваемой 1кг пара от подогревателя к подогревателю остается неизменным

# 1 способ распределения нагревов по ступеням РППВ

## Метод «АРИФМЕТИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ»

В этом случае получают **равномерное распределение нагрева** - в каждом подогревателе нагрев воды одинаков и равен

$$\Delta h_B = \frac{(h_0' - h_K')}{z + 1}$$

$$h_0' = f(P_0) \quad \wedge$$

$$h_K' = f(P_K) \quad [$$

Вода в состоянии насыщения

Последняя ступень подогрева питательной воды осуществляется непосредственно в парогенераторе - ????.

## 2 способ распределения нагревов по ступеням РППВ

**«Прирост энтропии воды  
в каждом подогревателе постоянный»**

$$\Delta S = \frac{(s'_0 - s'_K)}{z + 1}$$

$$\Delta S = \frac{(s'_{\text{ПВ}} - s'_K)}{z}$$



### 3 способ

## Метод «ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ»

При известной температуре питательной воды, когда положение первого отбора определено, применяют метод геометрической прогрессии:

$$\frac{\Delta h_{B1}}{\Delta h_{B2}} = \dots = \frac{\Delta h_{B(z-1)}}{\Delta h_{Bz}} = m$$

Температура (энтальпия) за подогревателем

$$h_{\text{В}i} = h_{\text{В}(i+1)} + \Delta h_{\text{В}i}$$

$$t_{\text{В}i} = t_{\text{В}(i+1)} + \Delta t_{\text{В}i}$$

# Термодинамически оптимальная температура питательной воды

*(по максимуму абсолютного внутреннего КПД ТУ)*

$$t_{ПВ} = t_{КС} + \frac{z}{z+1} \cdot (t_{0S} - t_{КС})$$

$t_{КС}$  - температура насыщения в конденсаторе;

$t_{0S}$  - температура насыщения при  $P_0$ ;

$z$  - число ступеней РППВ.

# *При увеличении температуры питательной воды*

- уменьшается количество теплоты, передаваемой воде в котле (+, -)
- несколько уменьшаются размеры и стоимость оборудования низкопотенциальной части, (ЧНД, конденсаторы, циркуляционные насосы, техническое водоснабжение) (+)
- увеличивается расход пара на турбину (-)
- увеличиваются размеры и стоимость паропроводов к турбине, ЦВД, питательных насосов и трубопроводов (-).

**В целом затраты на тепломеханическое оборудование возрастают.**

# Технико-экономически оптимальная температура питательной воды

*(по минимуму расчетных затрат)*

Значительно ниже значений термодинамически оптимальной температуры питательной воды.

	Термо- динамически оптимальная $t_{пв}$	Технико- экономически оптимальная $t_{пв}$
$P_0=13$ МПа	~ 300	~ 230
$P_0=24$ МПа	~ 335	~ 265

## С учетом экономических факторов:

- ❖ Число регенеративных подогревателей – 7÷9, за рубежом – до 11.
- ❖ При выбранном числе подогревателей фактическое значение температуры питательной воды несколько ниже термодинамического оптимума.

Выбор параметров регенерации зависит от:

- единичной мощности агрегатов;
- начальных параметров пара;
- стоимости металла;
- стоимости топлива.

# Распределение регенеративного подогрева на ТЭЦ

Весь подогрев разбивается на интервалы:

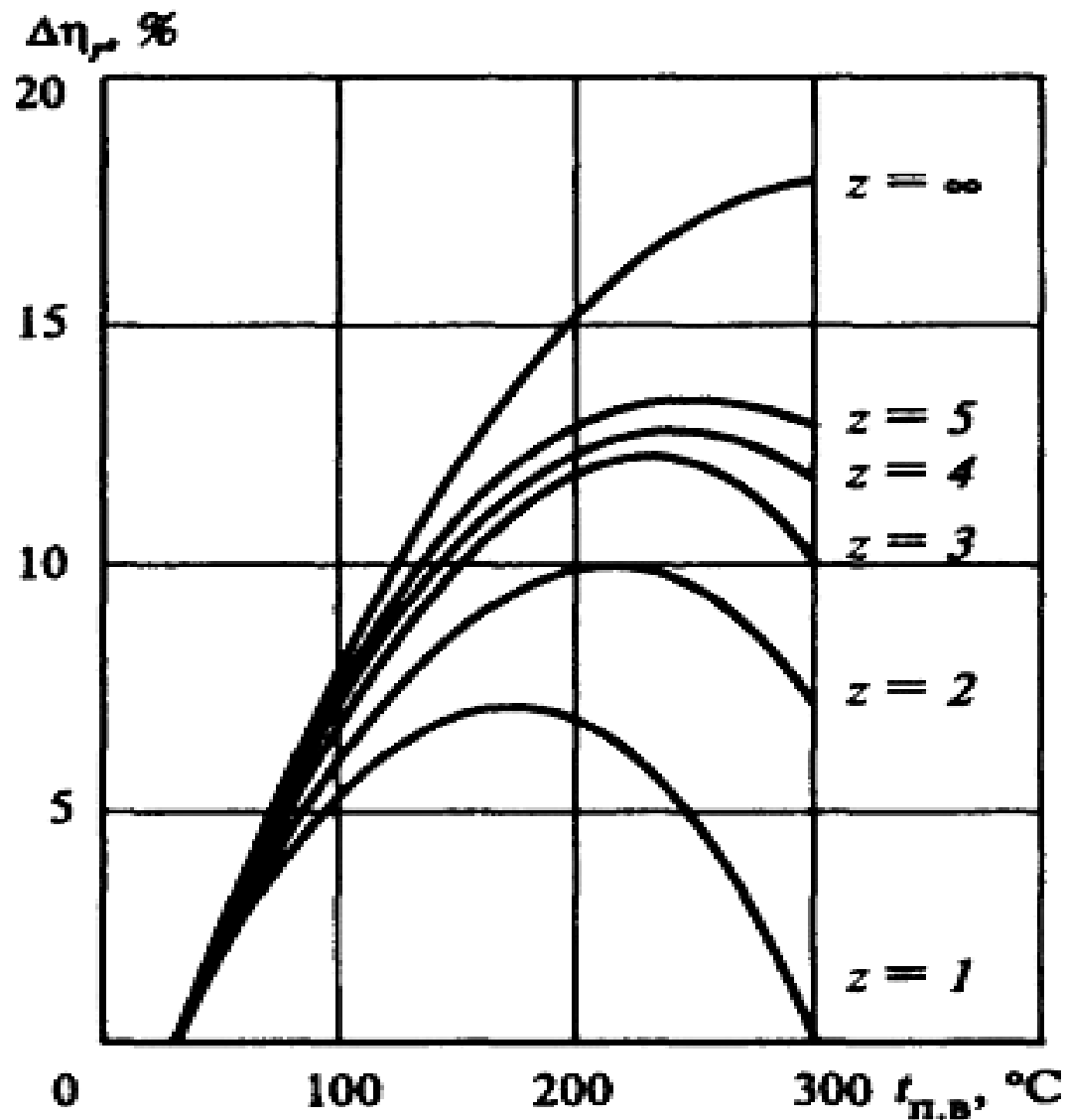
- от конденсатора турбины до ступени, соответствующей регулируемому отбору;
- между регулируемыми отборами - нижним и последующим более высокого давления;
- от верхнего регулируемого отбора до верхней ступени регенеративного подогрева воды.

**Давления в регулируемых отборах определяются потребителями и поэтому – известны !!!**

Распределение подогрева между ступенями внутри каждого интервала подчиняется тем же закономерностям, что и на КЭС, т. е. геометрической или арифметической прогрессиям.

Температура питательной воды на ТЭЦ и КЭС с одинаковыми параметрами и расходом пара совпадают или близки.

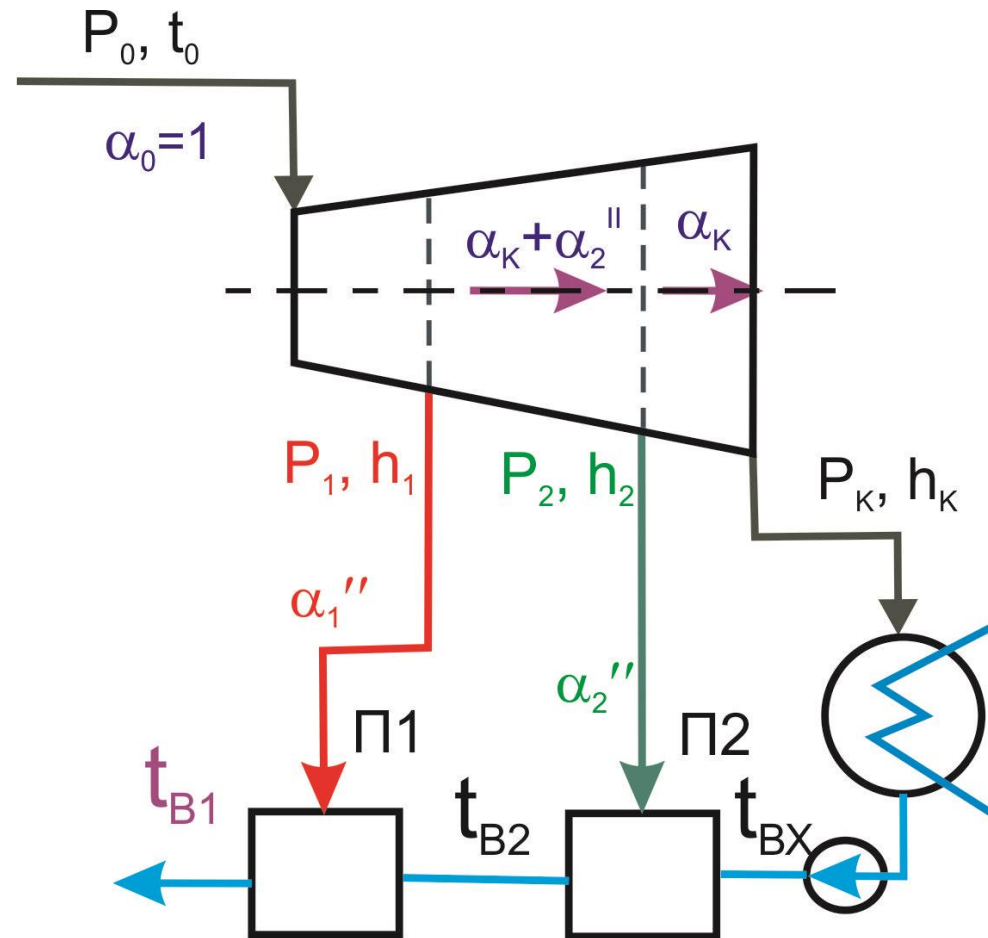
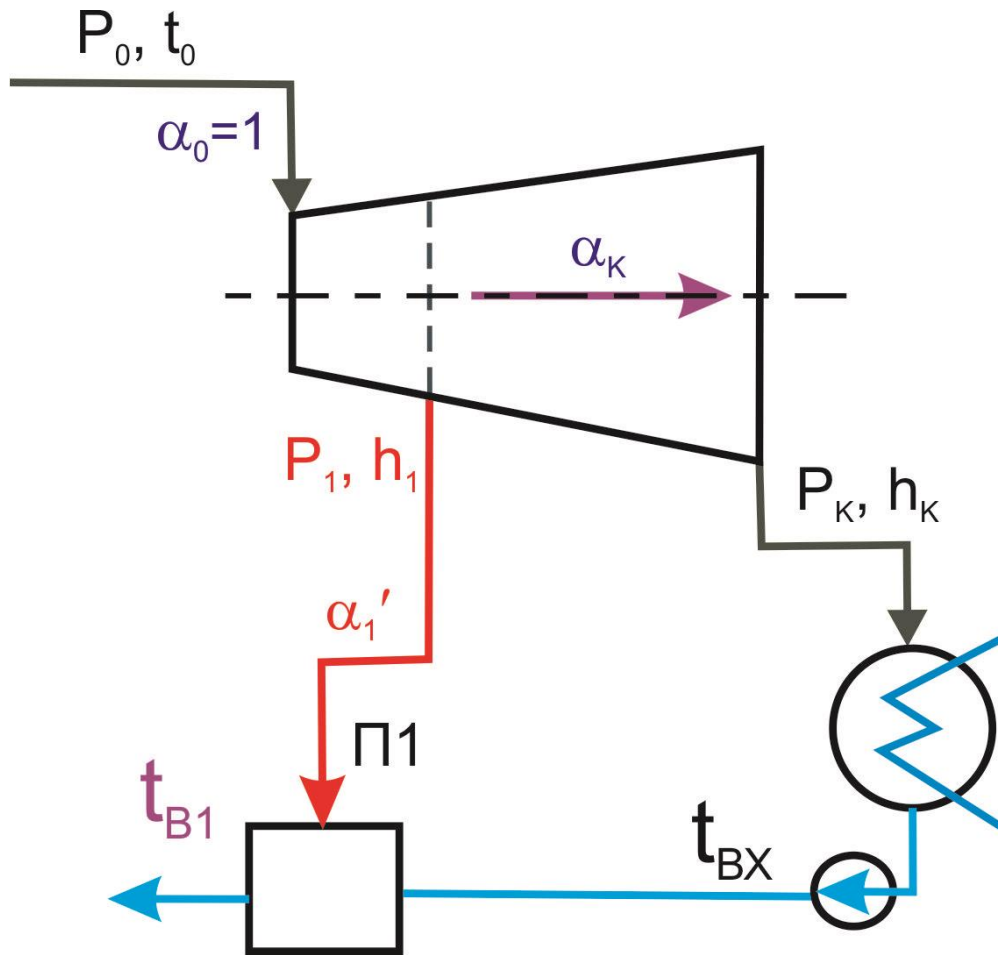
## 8) Преимущества многоступенчатого РПВ по сравнению с одноступенчатым

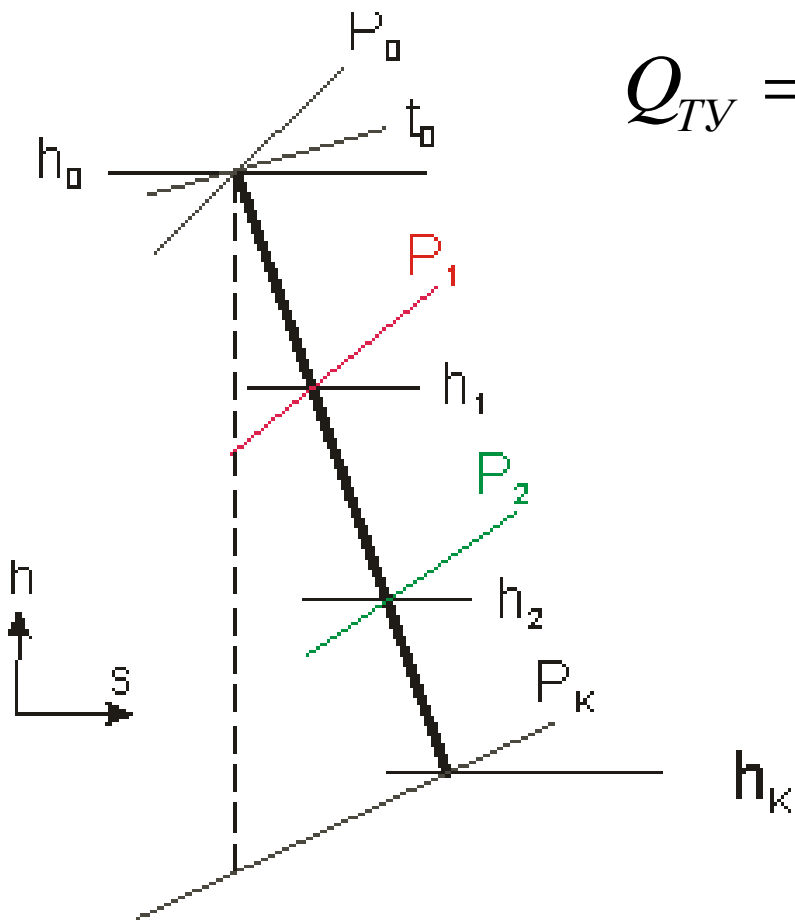




# Сравнение двухступенчатого регенеративного подогрева по сравнению с одноступенчатым

$$t_{B1} = \text{const}$$





$$Q_{TY} = G_{\Pi B} \cdot (h_0 - h_{B1})$$

$$t_{B1}(\mathbf{h}_{B1}) = \text{const}$$

$$Q_{TY} = \text{const}$$

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_{TY}}$$

$$\alpha_1^I \approx \alpha_1' + \alpha_2''$$

$$\alpha_K \approx \text{const}$$

$\mathbf{h}_K$

$$N_i^I = G_0 \cdot [\alpha_0 \cdot (h_0 - h_1) + \alpha_K \cdot (h_1 - h_K)]$$

$$N_i^{II} = G_0 \cdot [\alpha_0 \cdot (h_0 - h_1) + (\alpha_2'' + \alpha_K) \cdot (h_1 - h_2) + \alpha_K \cdot (h_2 - h_K)] =$$

$$G_0 \cdot [\alpha_0 \cdot (h_0 - h_1) + \alpha_2'' \cdot (h_1 - h_2) + \alpha_K \cdot (h_1 - h_K)]$$

$$N_i^I = G_0 \cdot \left[ \alpha_0 \cdot (h_0 - h_1) + \alpha_K \cdot (h_1 - h_K) \right]$$

$$N_i^{II} = G_0 \cdot \left[ \alpha_0 \cdot (h_0 - h_1) + \alpha_2'' \cdot (h_1 - h_2) + \alpha_K \cdot (h_1 - h_K) \right]$$

$$\Delta N_i \approx G_0 \cdot \alpha_2'' \cdot (h_1 - h_2)$$

## 9). РППВ на ТЭЦ

- ❖ При регенеративном подогреве питательной воды на ТЭЦ к выработке электроэнергии на тепловом потреблении добавляют выработку ее паром регенеративных отборов.
- ❖ КПД турбоустановки ТЭЦ по производству электроэнергии возрастает особенно значительно при малом пропуске пара в конденсатор (на 20-25% относительно КПД турбоустановки без регенеративного подогрева воды).

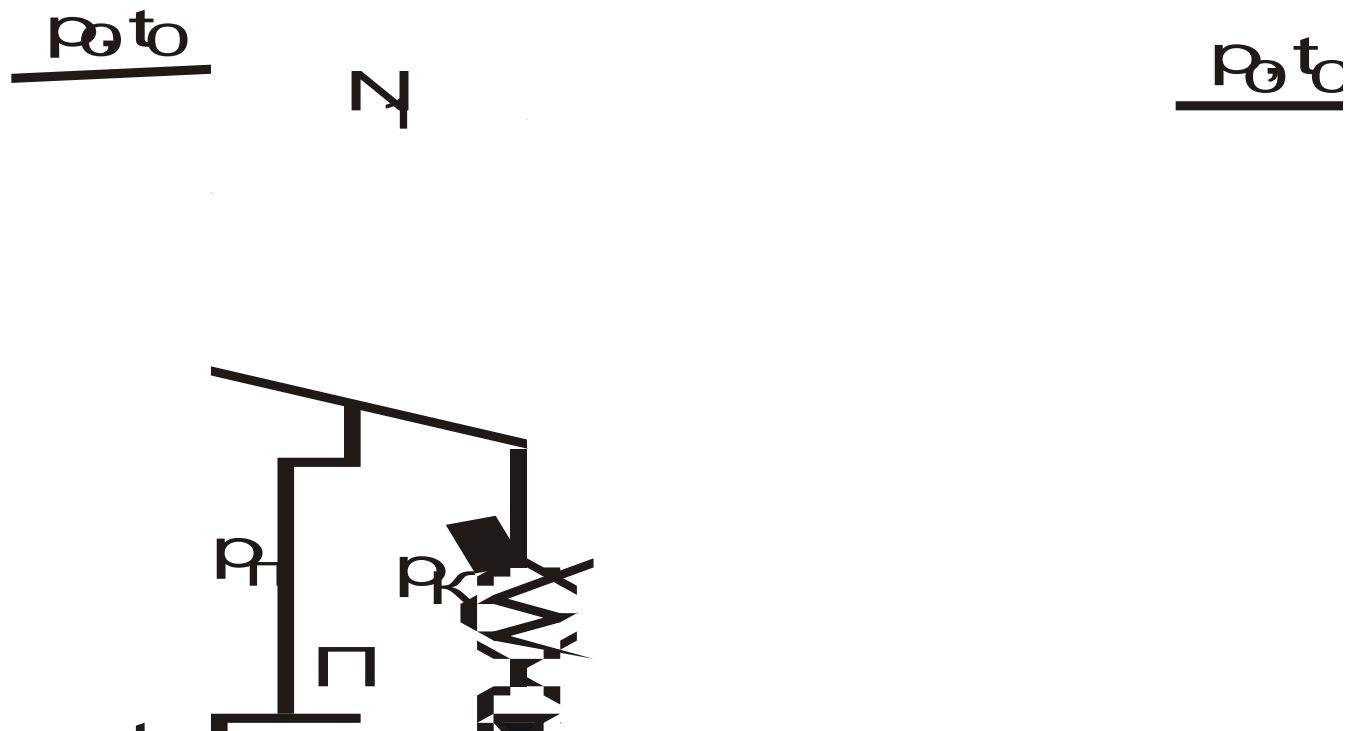
- ❖ На ТЭЦ регенеративные отборы осуществляют подогрев не только конденсата турбин, но и обратного конденсата от внешних потребителей теплоты.

Обратный конденсат от потребителей имеет более высокую температуру, чем основной конденсат. Доля его в общем потоке питательной воды довольно значительна.

Поэтому сумма регенеративных отборов на ТЭЦ и **абсолютная экономия теплоты от регенерации меньше, чем на конденсационных электростанциях с теми же начальными параметрами пара и расходом пара и питательной воды.**

Однако **относительная экономия теплоты** и повышение КПД теплофикационных турбоустановок и ТЭЦ благодаря регенерации оказываются **значительно больше**, чем у аналогичных конденсационных электростанций и турбоустановок, если относить экономию теплоты не к полному расходу теплоты на турбоустановку, а к расходу теплоты на производство электроэнергии

## 10) Сравнение экономичности поверхностных и смешивающих подогревателей

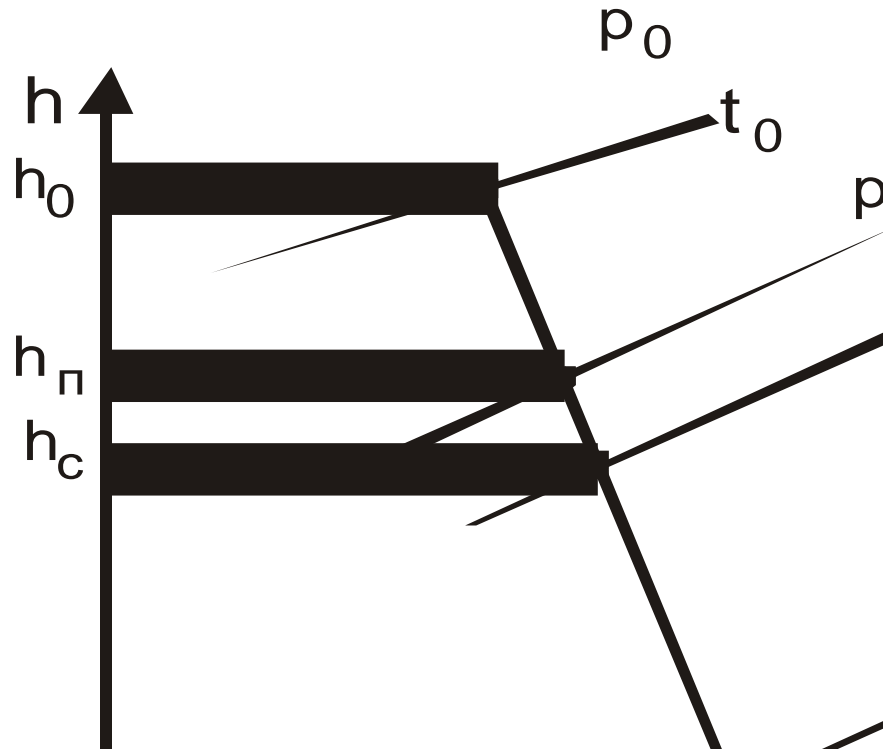


Температура питательной воды за подогревателями одинакова

$$t_{\text{ПВ}} \quad \text{Z} \quad t_{S1} = t_{\text{ПВ}} + \theta \quad \rightarrow \quad P_{\text{П}} = P(t_{S1})$$

$$\text{] } \quad t_{S2} = t_{\text{ПВ}} \quad \rightarrow \quad P_{\text{C}} = P(t_{S2})$$

$$t_{S1} > t_{S2} \quad \Rightarrow \quad P_{\text{П}} > P_{\text{C}}$$



Температура насыщения в поверхностном подогревателе выше, чем в смешивающем, следовательно, выше давление в подогревателе и отборе, и, следовательно, есть «недовыработка» мощности