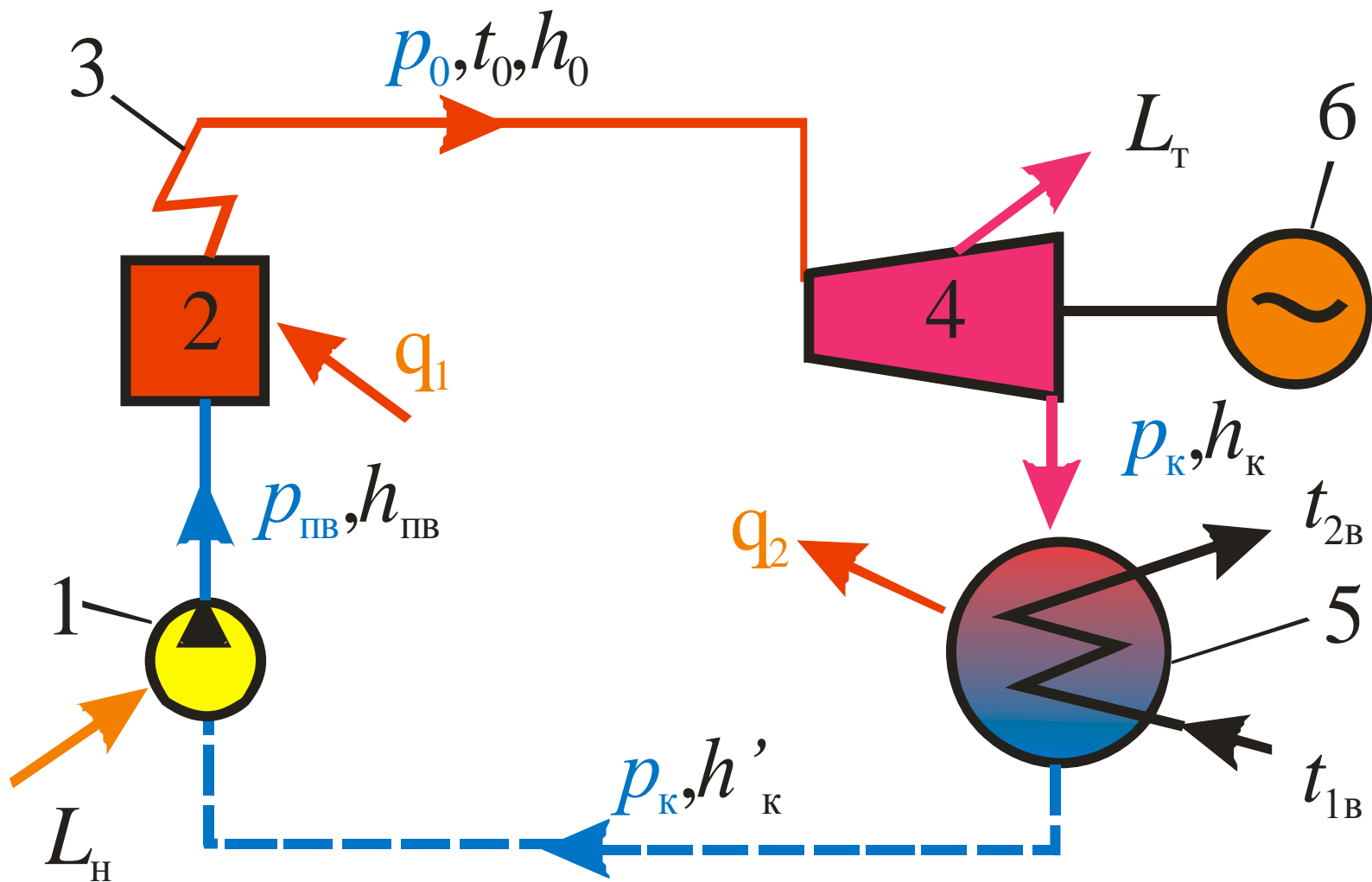
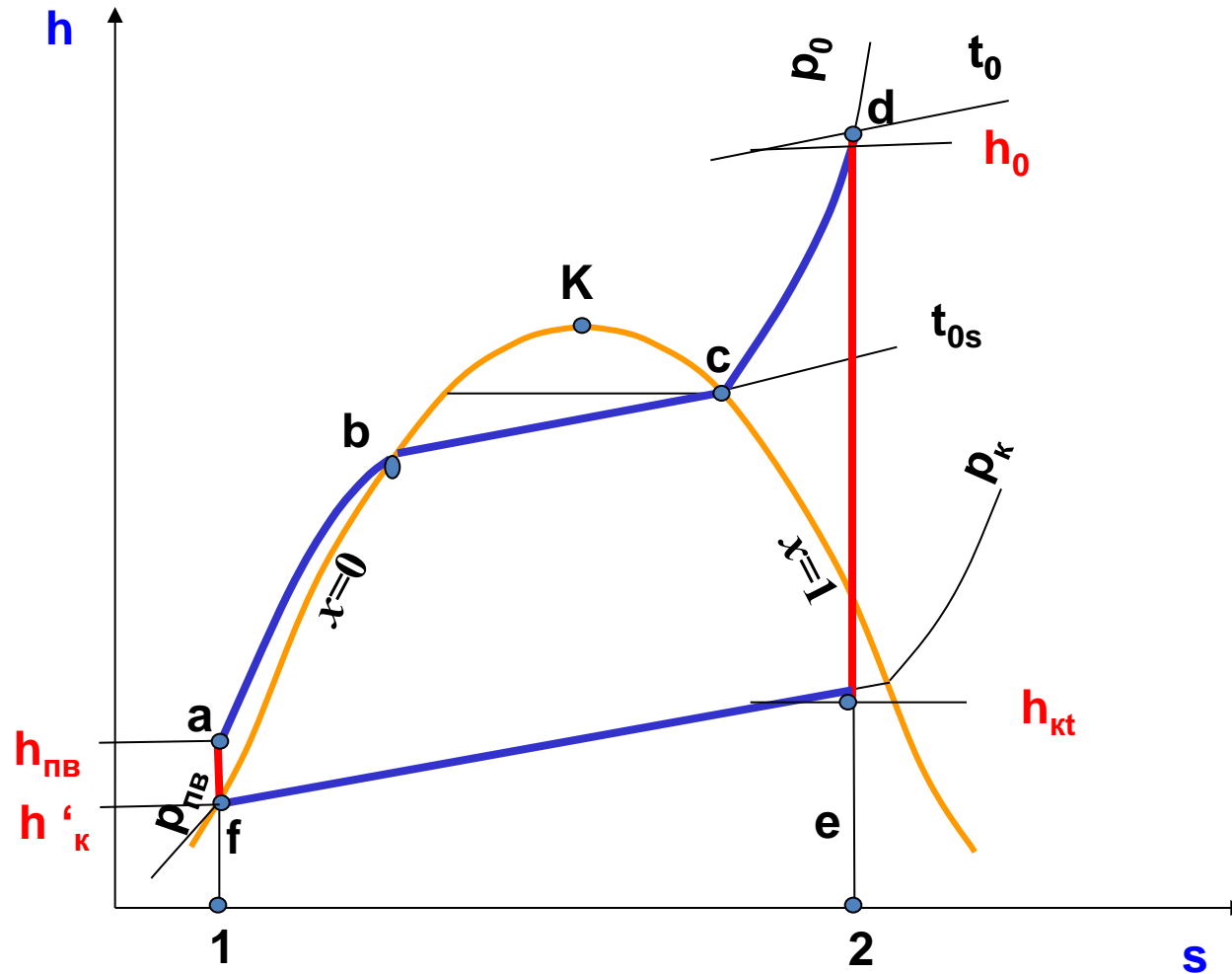


# ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА ПТУ



# Цикл простейшей идеальной паротурбинной установки в h,s-диаграмме



$$\eta_t = \frac{L_T - L_H}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}$$

## Влияние $P_K$ на термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{T_K}{T_0^{\text{экв}}}$$

$$(\Delta\eta_t)_K = - \left( \frac{1}{T_0^{\text{экв}}} \right) \cdot \Delta T_K$$

$$\frac{\partial \eta_t}{\partial T_K} = - \frac{1}{T_0^{\text{экв}}}$$

$$(\Delta\eta_t)_0 = \left( \frac{T_K}{(T_0^{\text{экв}})^2} \right) \cdot \Delta T_0$$

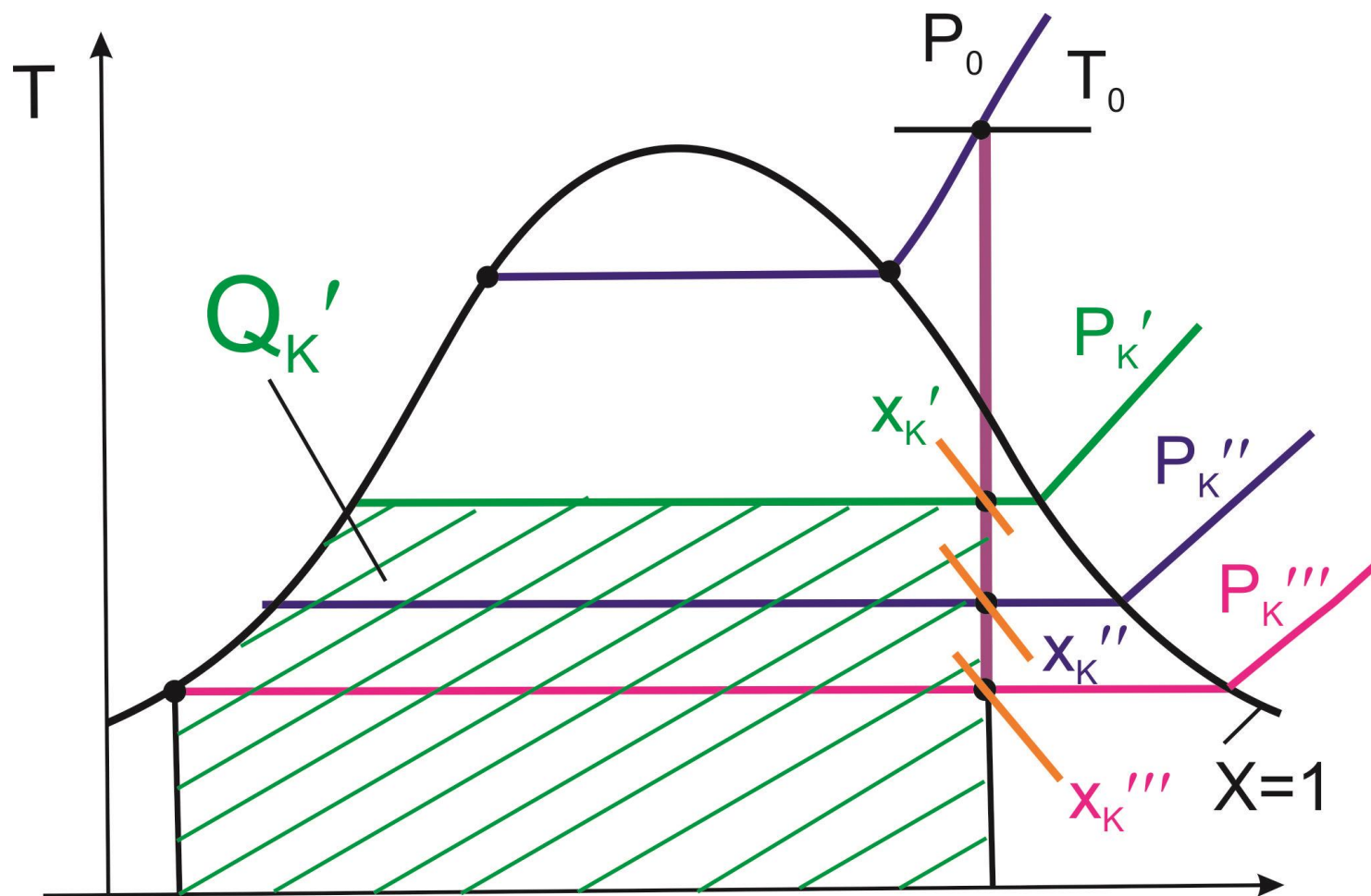
$$\frac{\partial \eta_t}{\partial T_0^{\text{экв}}} = \frac{T_K}{(T_0^{\text{экв}})^2}$$

$$\frac{1}{T_0^{\text{экв}}} \gg \frac{T_K}{(T_0^{\text{экв}})^2}$$

Даже относительно небольшое снижение  $T_K$  оказывает существенное влияние на тепловую экономичность установки

# Цикл Ренкина ПП при разных значениях $P_K$

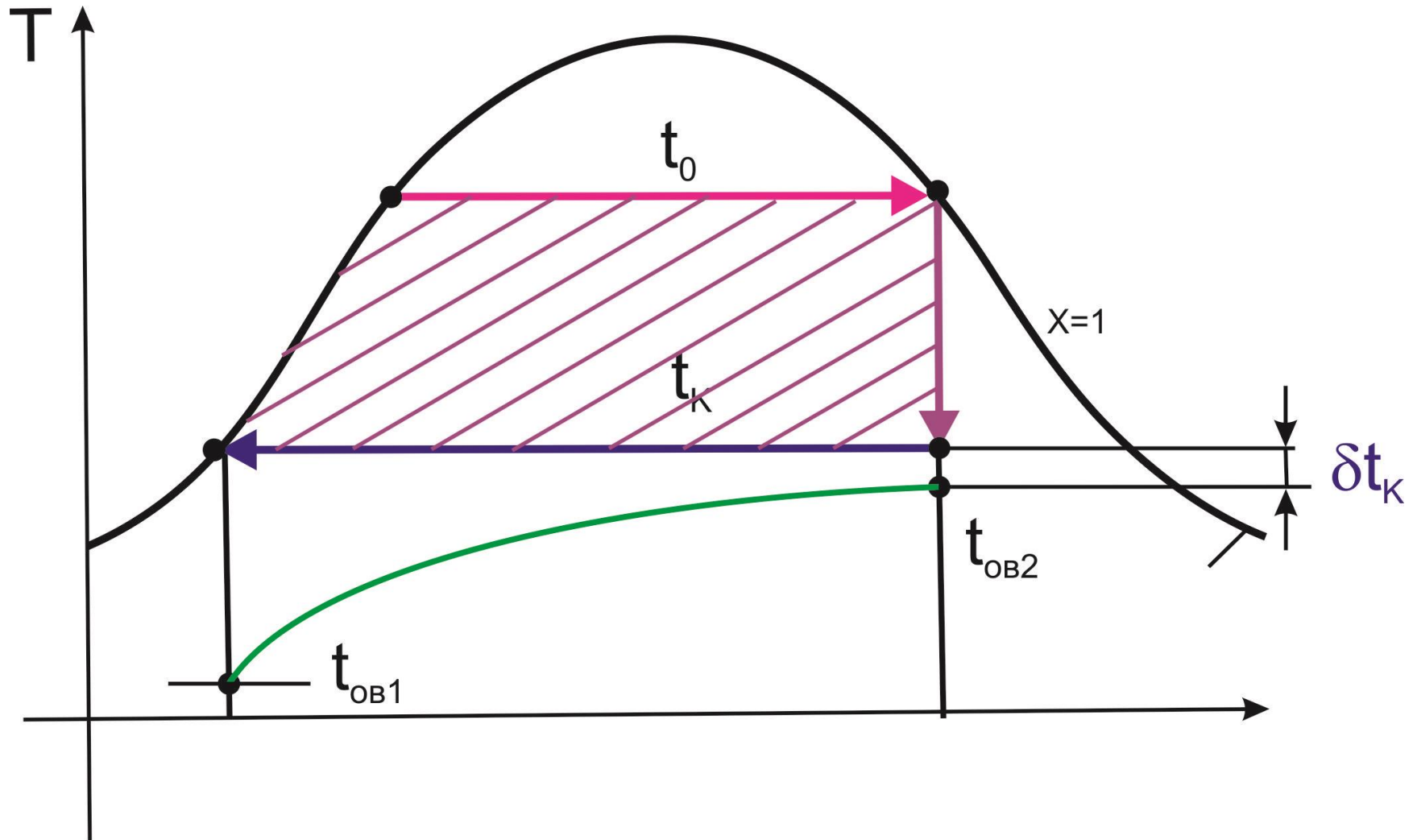
$P_0, t_0 - const$



$$P_K \downarrow \Rightarrow Q_K \downarrow \Rightarrow \eta_t \uparrow$$

$$P_K \downarrow \Rightarrow x_K \downarrow \Rightarrow \eta_{oi} \downarrow$$

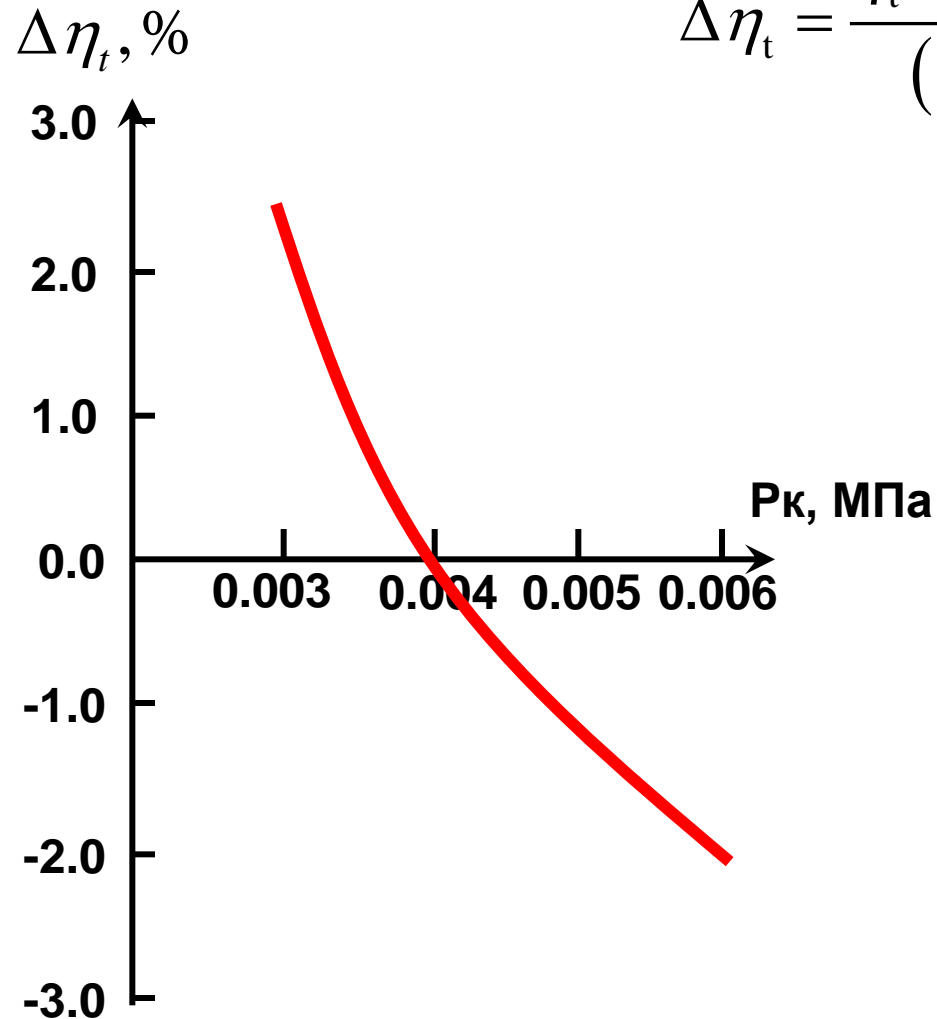
# Процесс конденсации пара и нагрева охлаждающей воды в конденсаторе



# Приращение термического КПД ПТУ при понижении $P_k$

$P_0, t_0 - const$

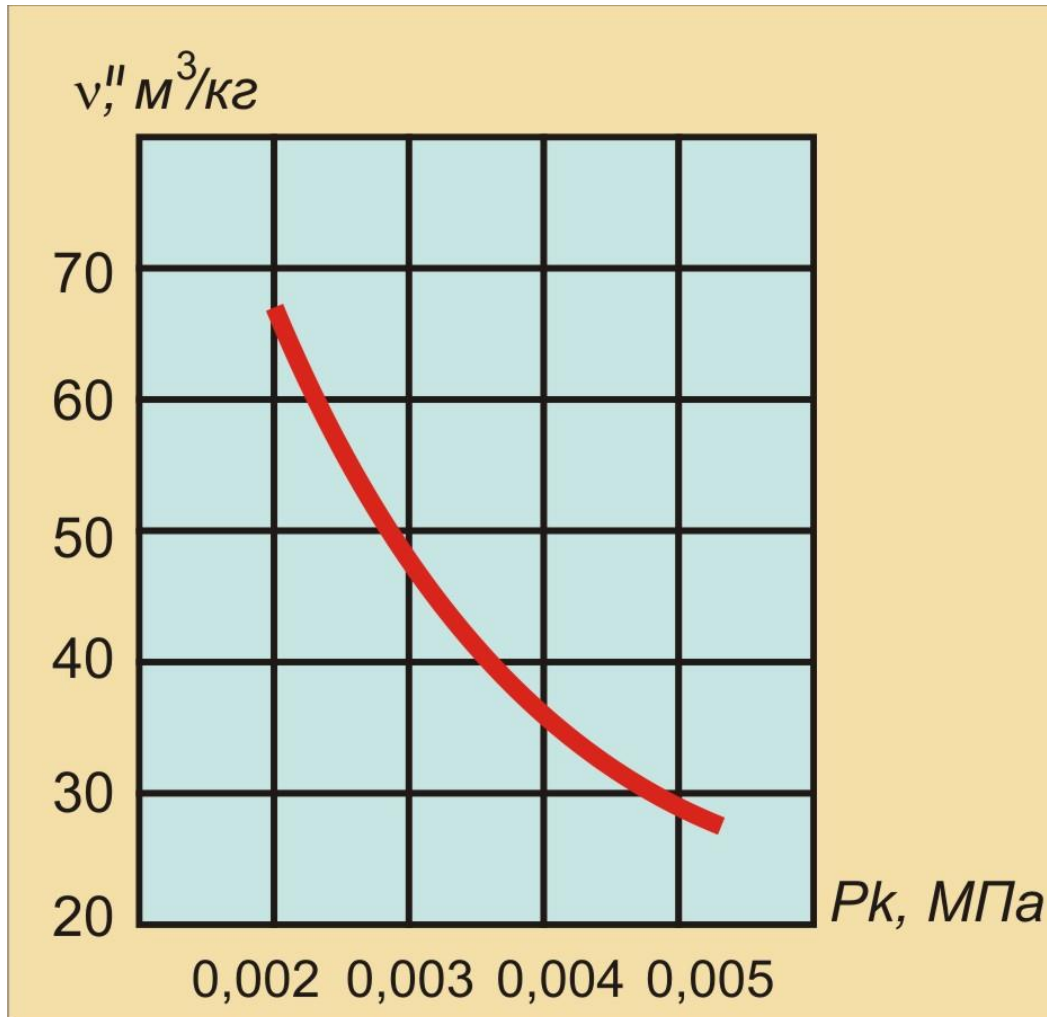
$$\Delta \eta_t = \frac{\eta_t - (\eta_t)_{P_k=4 \text{ кПа}}}{(\eta_t)_{P_k=4 \text{ кПа}}}$$



## Недостатки снижения $p_k$ для ПТУ

1. Увеличивается конечная влажность пара
2. Растет выходная скорость пара и возрастают потери в турбине
3. Снижается внутренний относительный КПД турбины
4. Увеличиваются размеры последних ступеней и снижается их надежность
5. Увеличивается объемный расход пара в конденсатор и его размеры

# Удельный объем насыщенного пара в зависимости от давления пара в конденсаторе

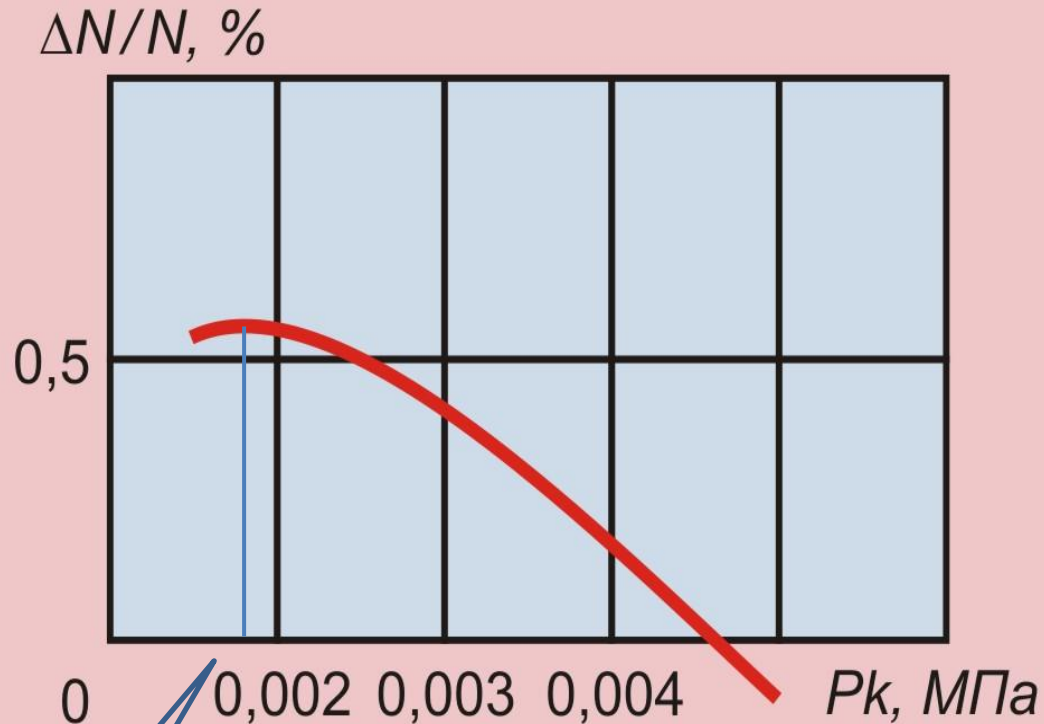


*Переход от значения  $P_k$  3,5 кПа к 4,5 кПа*

- снижает термический КПД примерно на 1,5%
- но одновременно почти на 30 % уменьшает удельный объем пара – от 40,2 до 31,7  $\text{м}^3/\text{кг}$



# Зависимость изменения мощности турбины от $P_K$



Прирост мощности  $\Delta N/N$  за счет снижения  $P_K$  имеет **экстремум** –

сначала  $N$  растет, затем, достигнув максимума, начинает снижаться.

$P_K^{\text{пред}}$

Давление, при котором мощность достигает теоретического максимума, называется **предельным**

## На характер зависимости $\Delta N/N$ от $P_K$ влияют следующие факторы

1. Со снижением  $P_K$  увеличивается теоретический теплоперепад и работа пара в турбине. Однако при некотором значении  $P_K^*$  в минимальном сечении каналов РР последней ступени скорость пара принимает **критическое значение**. Дальнейшее снижение  $P_K$  приводит к расширению пара в косом срезе. Когда расширительная способность косого среза исчерпана, пар расширяется за пределами ступени и действительный теплоперепад уже не изменяется

$$P_K \downarrow \Rightarrow H_0 \uparrow \left( \Delta H_{BC} \uparrow = \frac{c_2^2}{2000} \right) \Rightarrow N_{\text{Э}} \uparrow$$

$$P_K^* \Rightarrow c_2 > c_{kr} \Rightarrow H_0 = \text{const} \text{ (суж. каналы)}, \Delta H_{BC} \uparrow \Rightarrow N_{\text{Э}} \downarrow$$

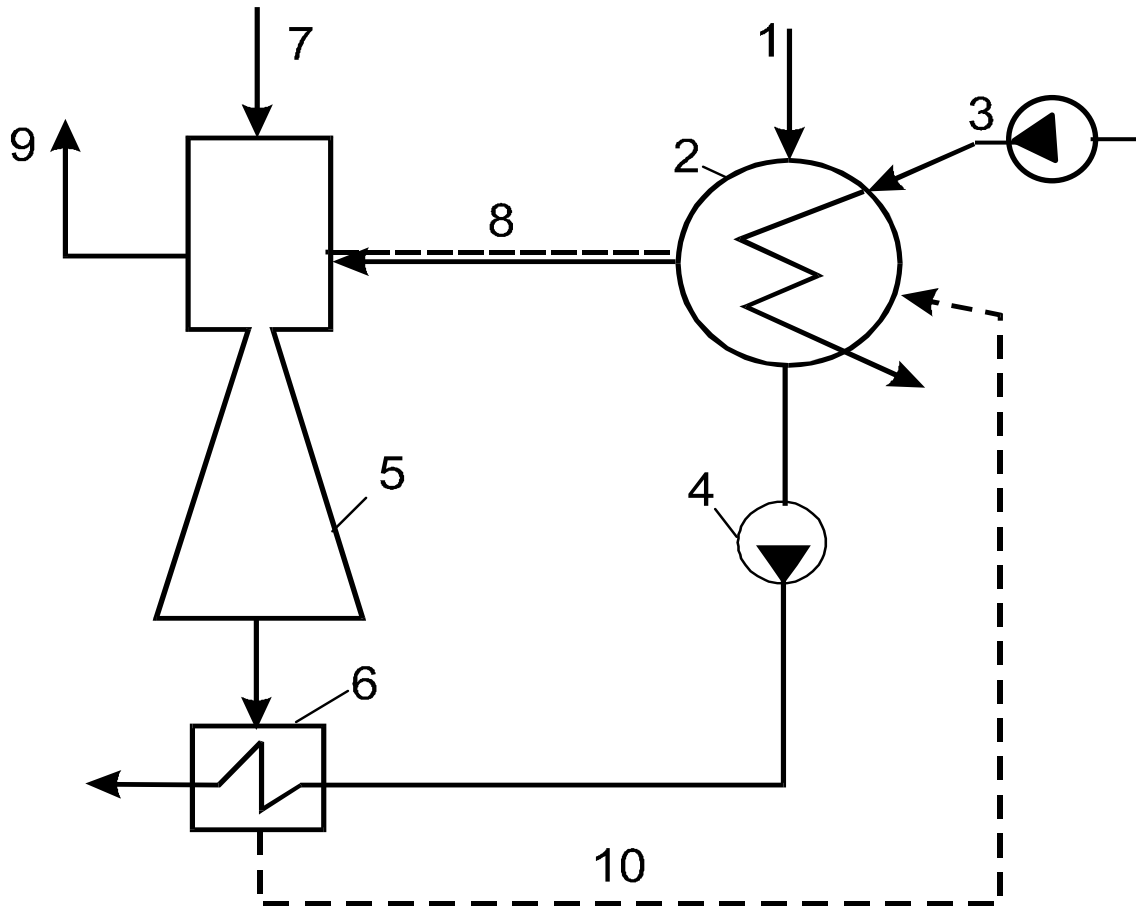
2. С понижением  $P_K$  температура конденсата на выходе из конденсатора понижается ; увеличивается расход пара в первый (по ходу ОК) ПНД; расход пара через последние ступени ЧНД падает, вырабатываемая мощность уменьшается

$$P_K \downarrow \Rightarrow t_{KS} \downarrow \Rightarrow D_{\text{ПНД}} \uparrow, N_{\text{Э}} \downarrow$$

В реальных условиях уменьшать  $P_K$  целесообразно только до определенных значений

**Технико-экономически** оптимальные значения  $P_K^{opt}$  могут быть **заметно выше** тех, при которых вырабатывается максимальная мощность  $P_K^{пред}$

# Схема конденсационной установки паровой турбины



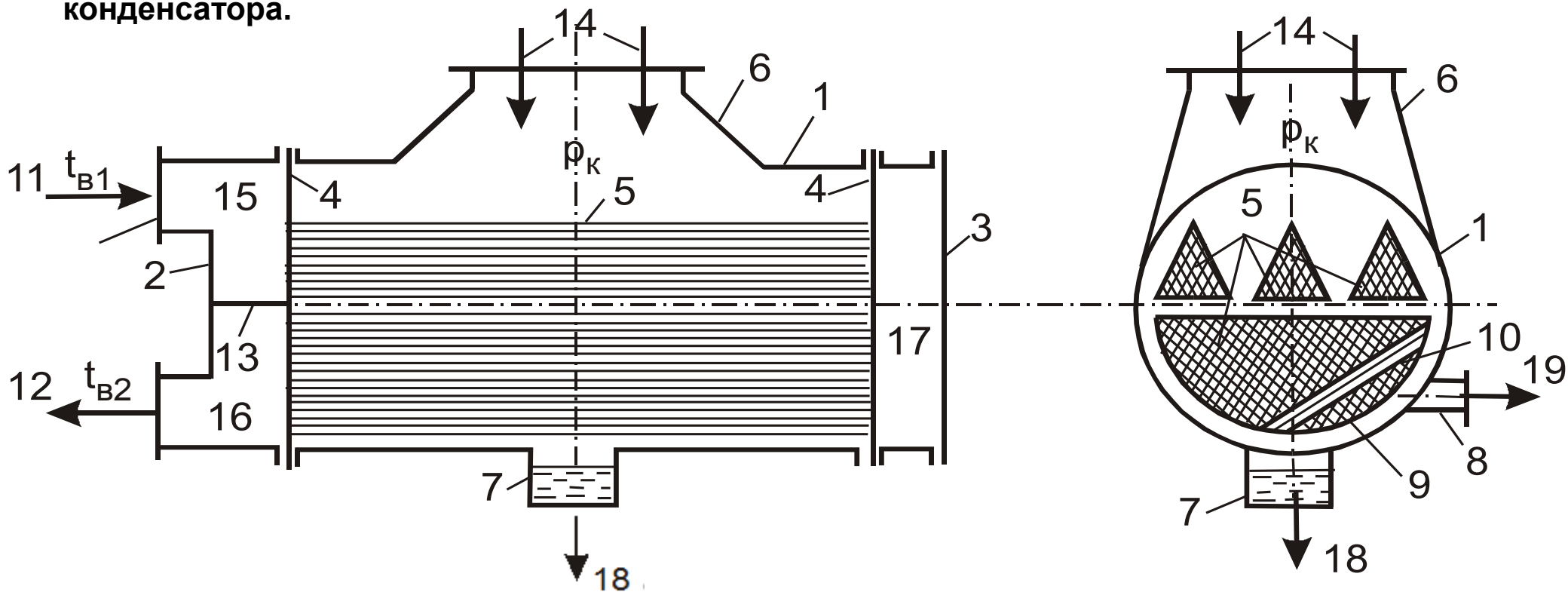
- 1 – пар из турбины;
- 2 – конденсатор;
- 3 – циркуляционный насос (подача охлаждающей воды);
- 4 – конденсатный насос;
- 5 – пароструйный эжектор;
- 6 – охладитель пара эжекторов;
- 7 – подача рабочего пара на эжектор;
- 8 – отсос парогазовой смеси из конденсатора;
- 9 – отвод неконденсирующихся газов;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

## Назначение конденсационной установки

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

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

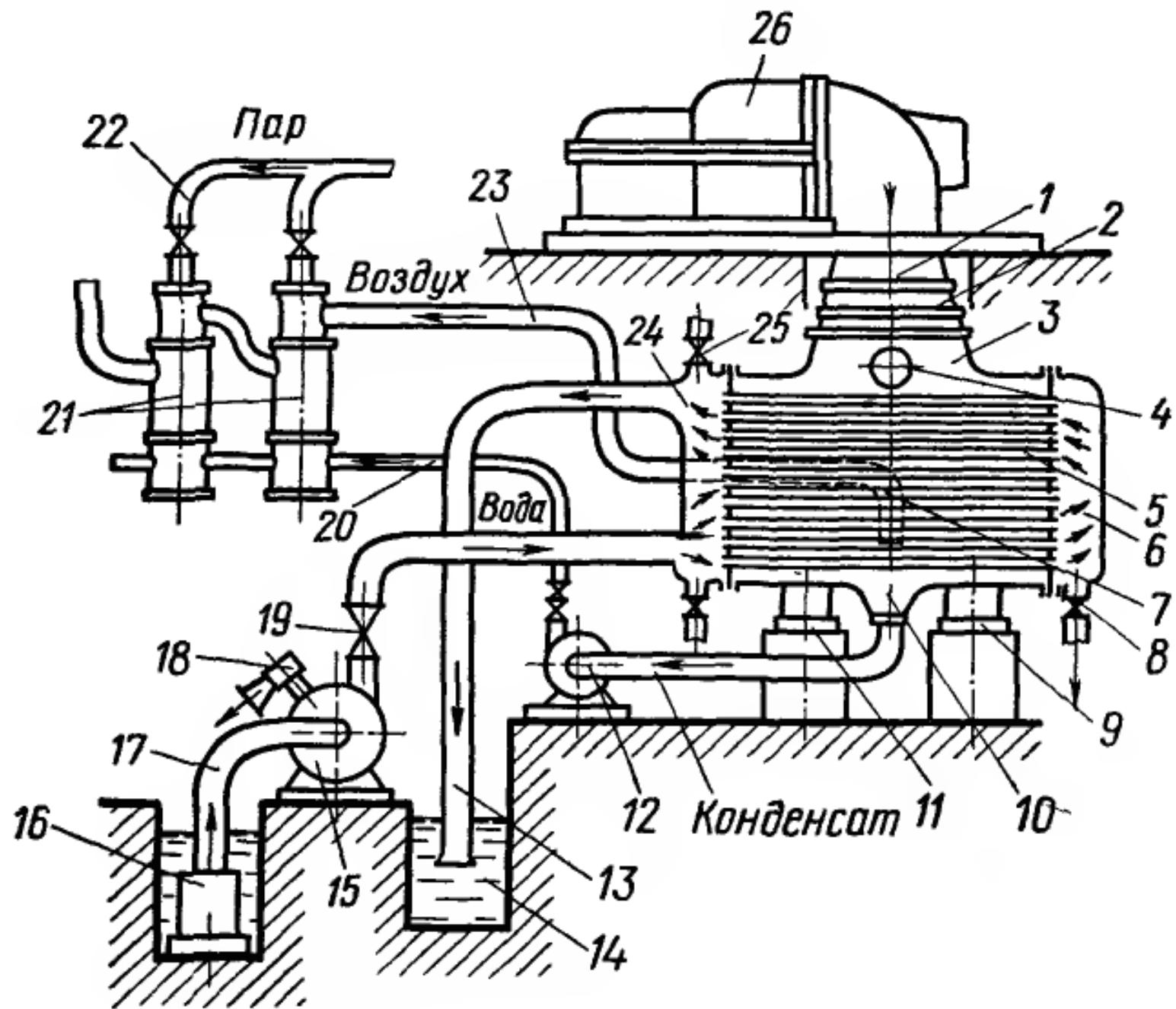
Отвод теплоты от пара обеспечивается за счет циркуляции охлаждающей воды с температурой, близкой к температуре окружающей среды, внутри трубной системы конденсатора.



**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





## Рис. 1-70. Принципиальная схема поверхностной конденсационной установки:

1 — выхлопной патрубок турбины; 2 — волнистый компенсатор; 3 — приемный патрубок конденсатора для пара; 4 — труба для отвода пара к атмосферному клапану; 5 — конденсаторные трубки; 6 — водяная камера (задняя); 7 — труба для отсоса воздуха; 8 — спускные краны для воды; 9 и 11 — опоры; 10 — сборник конденсата; 12 — конденсатный насос; 13 — сливная труба (сифон) охлаждающей воды; 14 — отводящий канал; 15 — циркуляционный насос; 16 — подводящий канал охлаждающей воды; 17 — всасывающая труба циркуляционной воды; 18 — патрубок к вспомогательному пароструйному эжектору (для подсоса воды перед пуском насоса); 19 — задвижка на напорной линии циркуляционной воды; 20 — напорная линия конденсата; 21 — пароструйный двухступенчатый эжектор; 22 — подвод пара к эжектору; 23 — подвод отсасываемого воздуха (паровоздушной смеси) к эжектору; 24 — водяная камера (передняя); 25 — кран для выпуска воздуха из водяного пространства; 26 — турбина

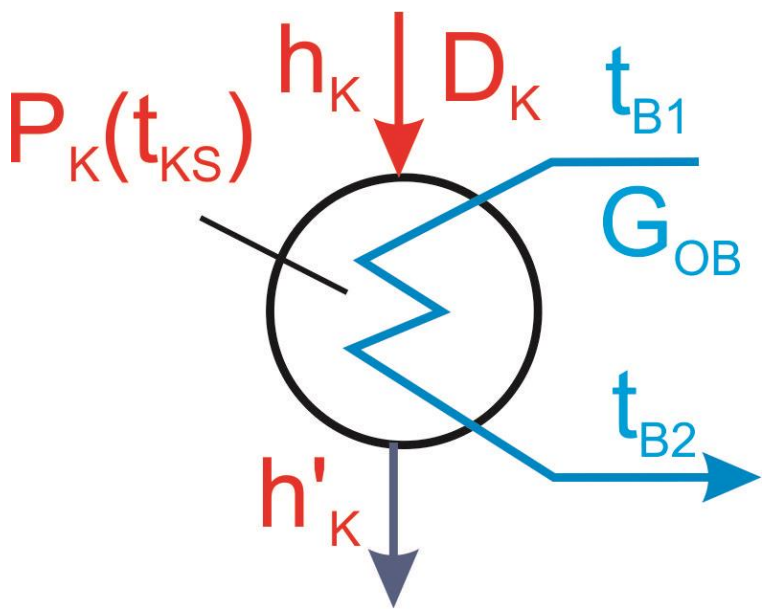


# Факторы, определяющие давление в конденсаторе

Давление в конденсаторе является функцией температуры, при которой происходит конденсация пара

$$D_K \cdot (h_K - h'_K) \cdot \eta_{\Pi} = G_{OB} \cdot c_p \cdot (t_{B2} - t_{B1})$$

$$t_{KS} = f(p_K)$$



$$t_{KS} = t_{B2} + \mathcal{G}_K = t_{B1} + \Delta t_B + \mathcal{G}_K$$

Недогрев до  $t$ -ры нас. пара

Подогрев воды в К  
 $\Delta t_B = t_{B2} - t_{B1}$

$$\Delta t_B = \frac{D_K \cdot (h_K - h'_K)}{G_{OB} \cdot c_p} = \frac{r}{m \cdot c_p}$$

$$r_K = h_K - h'_K \approx 2000 \text{ кДж / кг}$$

$$t_{KS} = t_{B1} + \frac{r_K}{m \cdot c_p} + \mathcal{G}_K$$

$$P_K \rightleftharpoons t_{KS}$$

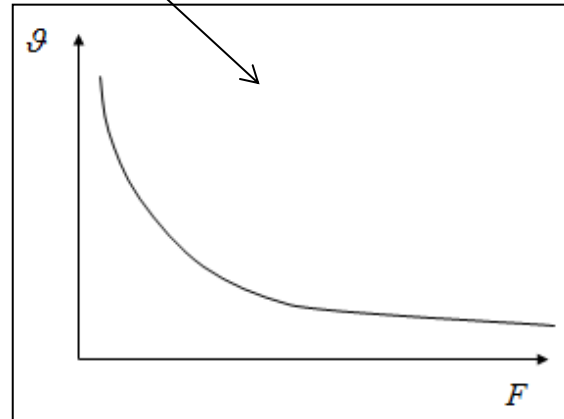
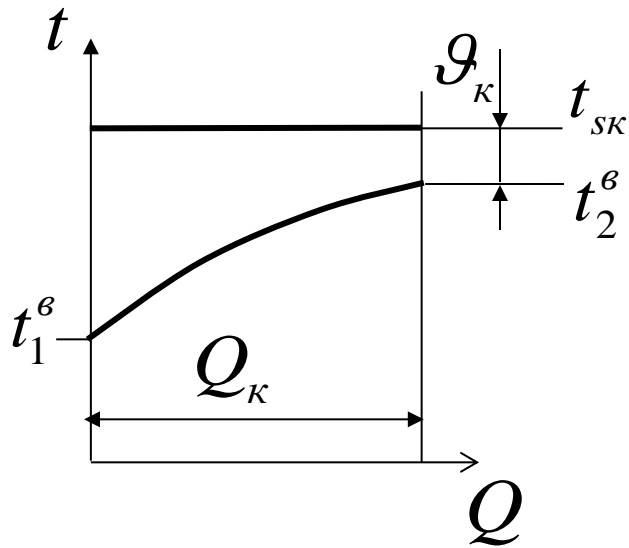
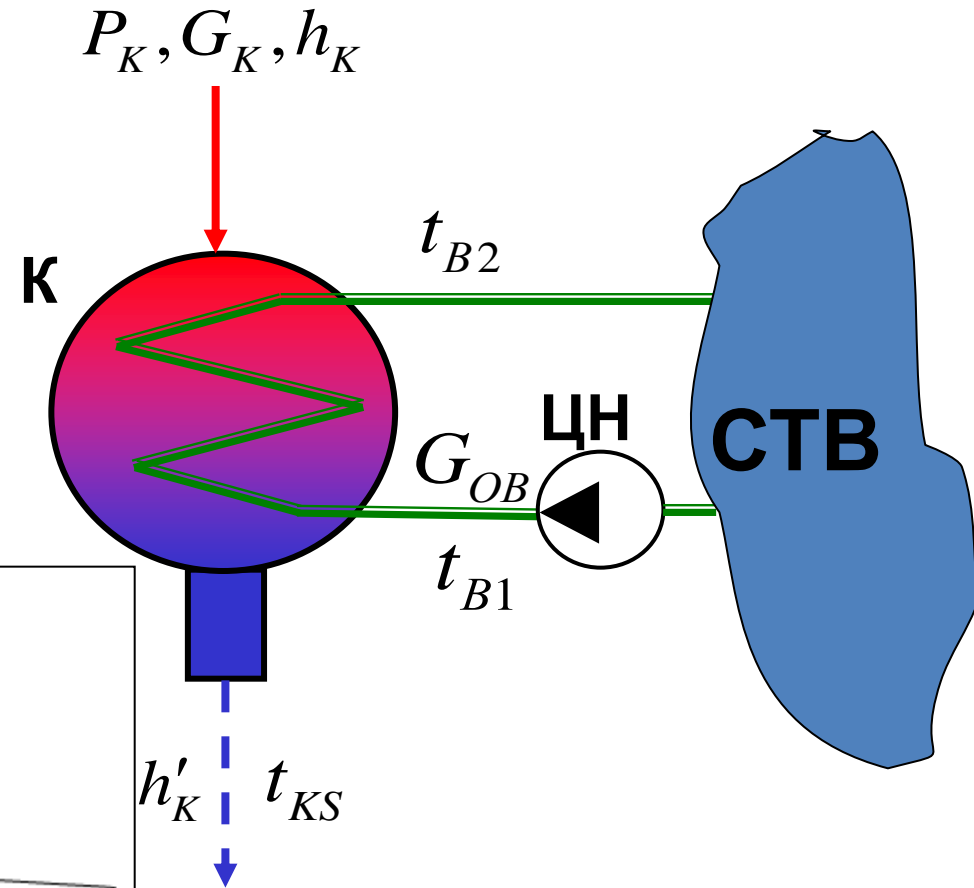
$$m = \frac{G_{OB}}{D_K} - \text{кратность охлаждения}$$

# Факторы, определяющие давление в конденсаторе

$$t_{KS} = t_{B1} + \frac{r_K}{c_P \cdot m} + \mathcal{G}_K$$

$$\Delta t_B = f\left(\frac{1}{m}\right)$$

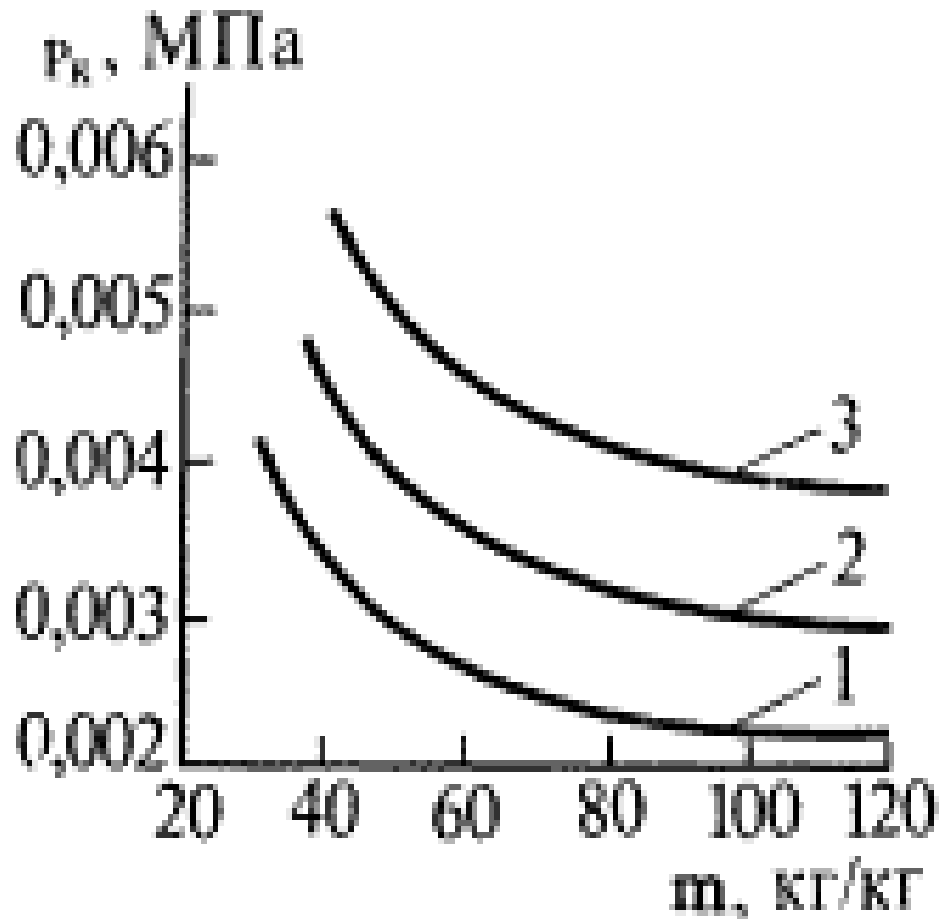
$$\mathcal{G}_K = f\left(\frac{1}{F_K}\right)$$



$$t_{KS} = t_{B1} + f\left(\frac{1}{m}\right) + f\left(\frac{1}{F_K}\right)$$

$\mathcal{G}_K$  - недогрев в конденсаторе

## Зависимость давления в конденсаторе от кратности охлаждения



$$\delta t_K = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

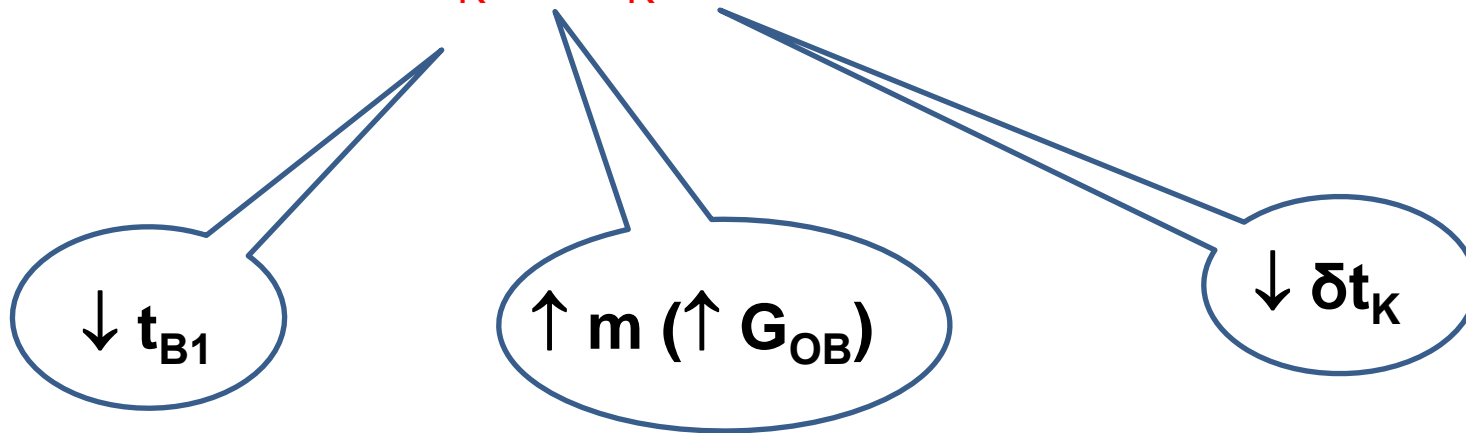
$$(h_K - h_{K'}) = 2195 \text{ кДж/кг}$$

$$1) - t_{ox1} = 10 \text{ град С}$$

$$2) - t_{ox1} = 15 \text{ град С}$$

$$3) - t_{ox1} = 20 \text{ град С}$$

Условия достижение  $P_K \rightarrow P_K^{\text{ПРЕД}}$



Обеспечение низких  $P_K$

- повышенные расходы ЭЭ на цирк. насосы
- рост капитальных затрат (СТВ, конденсаторы, ЧНД)

Низкие значения  $P_K$  окажутся неоправданными, если дополнительные расходы превысят стоимость дополнительной электроэнергии

# Технико-экономические значения $P_k$

Значения  $t_k$  ( $P_k$ ),  $m$  и  $\delta t_k$  должны определяться

**технико-экономическими расчетами**

Значение  $P_k$  зависит от

- температуры охлаждающей воды (климат. условия);
- цены топлива.

При прочих равных условиях:

чем ниже температура охлаждающей воды, тем меньше капитальные вложения и ниже экономически оптимальное значение  $P_k$

чем выше стоимость топлива, тем больший эффект от повышения работы пара в турбине и ниже экономически оптимальное значение  $P_k$

# Оптимальные значения параметров конденсационной установки :

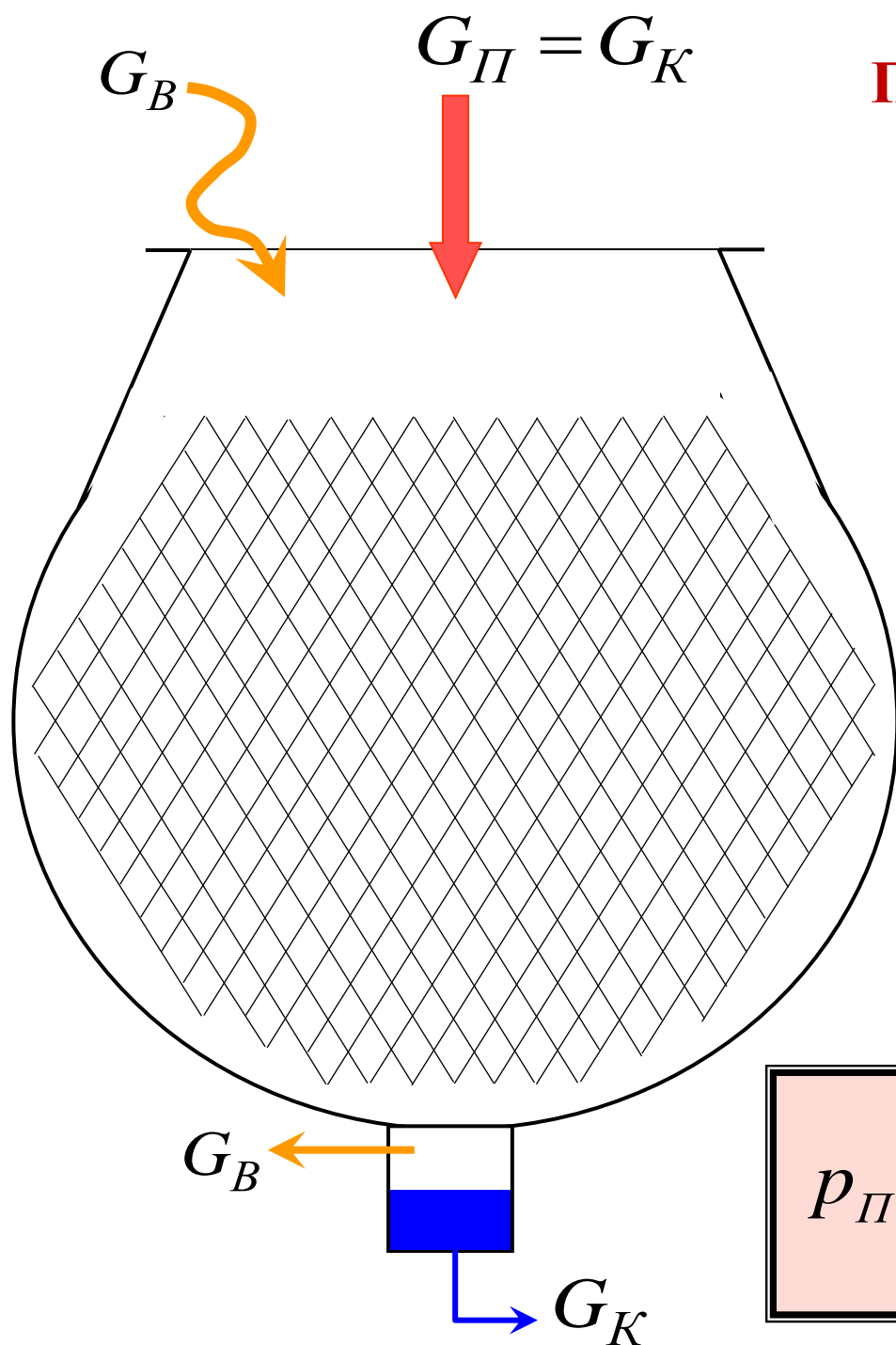
$$m = (50 \div 80) \text{ кг/кг};$$

$$\delta t_k = (3 \div 6) \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_k = (3,0 \div 4,5) \text{ кПа (КЭС)}$$

$$P_k = (5,0 \div 6,5) \text{ кПа (ТЭЦ)}$$

## Переохлаждение конденсата



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

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

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

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

$$R_B = 0,458$$

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

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

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

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

# Отсос паровоздушной смеси

## Неблагоприятное влияние неконденсирующихся газов на работу ТУ

1) Ухудшается тепловая экономичность турбины ( $\uparrow P_K$ )  $\Rightarrow$  ( $\downarrow H_0$ )  $\Rightarrow$  ( $\uparrow d_0$ )

$$P_K = P_{\Pi} + P_{\text{возд}}$$

$P_{\Pi}$ ,  $P_{\text{возд}}$  – парциальные давления пара, воздуха

$$t_{KS} = \left( t_{\text{ов1}} + \frac{Q_K}{c_p \cdot G_{\text{ов}}} \right) + \delta t_K \quad P_{\Pi} = f(t_{KS}) \quad P_{\text{возд}} \uparrow \Rightarrow P_K \uparrow$$

2) Ухудшается теплообмен в конденсаторе ( $\uparrow F_{\text{ТО}}$ )

Массовая концентрация воздуха  $G_{\text{возд}} = 1\% \Rightarrow K_{\text{ТО}}$  при конденсации  $\downarrow$  вдвое  
 $G_{\text{возд}} = (2,5-3)\% \Rightarrow K_{\text{ТО}} \downarrow$  в 4 раза



При непрерывном отсосе воздуха

$$P_{\text{возд}} \rightarrow 0 \Rightarrow P_K \rightarrow P_{\Pi} = f(t_{KS})$$

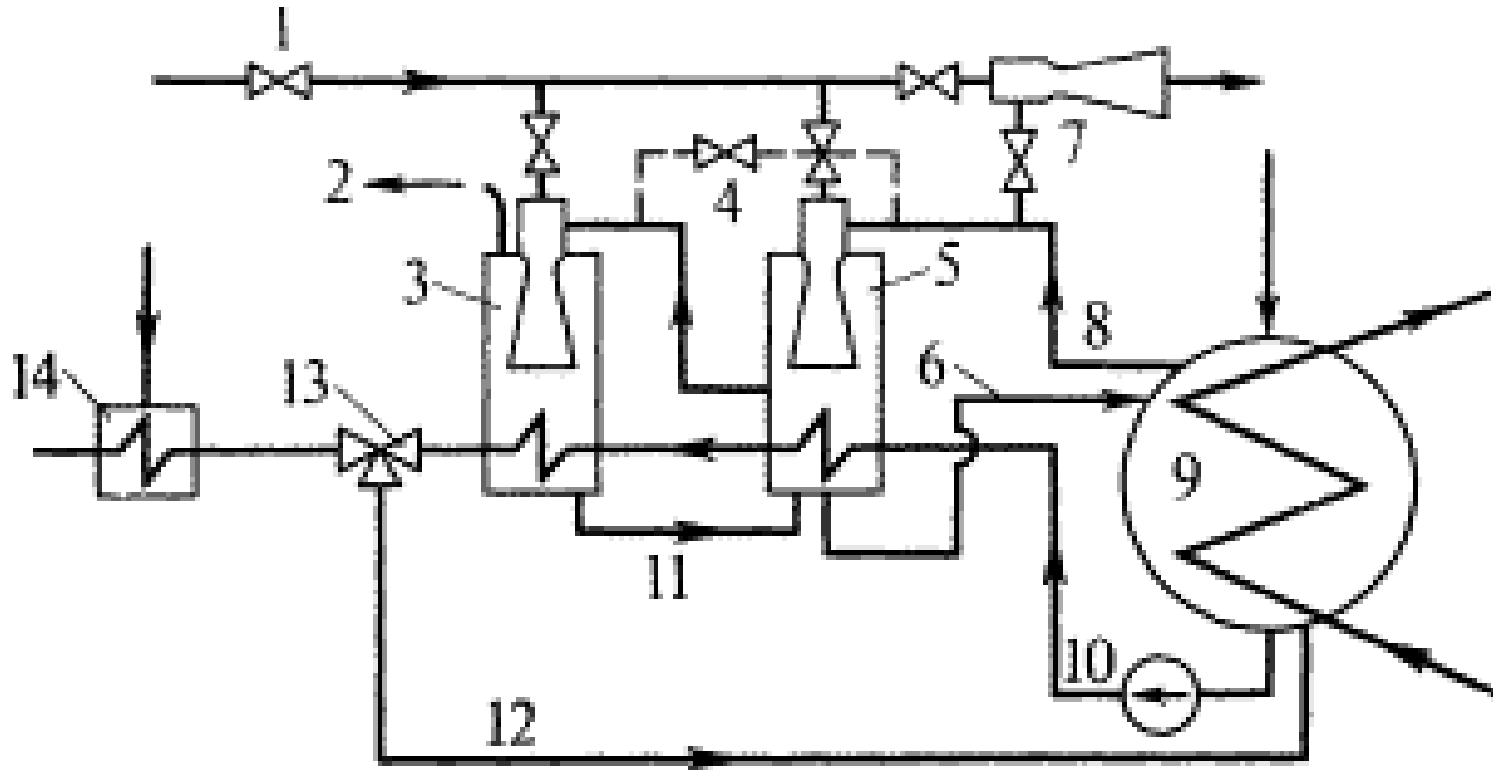


Но в месте отсоса  
концентрация воздуха может  
быть уже существенной.

$P_K$  - суммарное давление;  
 $P_{\Pi}$  - парциальное давление  
пара;  
 $P_{\text{ВОЗ}}$  - парциальное давление  
воздуха;  
 $(P_K - P_{\Pi} - P_{\text{ВОЗ}})$  - паровое  
сопротивление конденсатора.

*Изменение давления в конденсаторе  
по мере движения пара к месту  
отсоса*

## Схема включения эжекторов для отсоса воздуха из конденсаторов



- 1 - подвод рабочего пара; 2 - выпуск воздуха; 3 - вторая ступень основного эжектора;  
4 - перемычка для возможности работы одной второй ступени при пуске турбины;  
5 - первая ступень основного эжектора; 6 - отвод конденсата в паровой объем конденсатора; 7 - пусковой эжектор; 8 - отсос воздуха из конденсатора;  
9 - конденсатор; 10 - конденсатный насос; 11 - перепуск конденсата рабочего пара эжекторов из холодильника второй ступени в холодильник первой ступени;  
12 - трубопровод для рециркуляции конденсата турбины при ее пуске;  
13 - клапан рециркуляции и поддержания уровня в конденсаторе;  
14 - регенеративный подогреватель низкого давления.

## Оценка присосов воздуха в конденсаторе

$$G_{\text{возд}} = (D_K / 50) + 2, \text{ кг/ч}$$

$D_K$  - номинальный расход пара в конденсатор, т/ч

Основной источник присоса воздуха – неплотности во фланцевом соединении между выхлопным патрубком турбины и приемным патрубком конденсатора

$$G_{\text{возд}} = \alpha * L_{\text{ф}}$$

$\alpha$  - коэффициент, равный 1,5 кг/(ч·м) для сварного соединения и 3,0 кг/(ч·м)

$G_{\text{возд}}$  не зависит от нагрузки

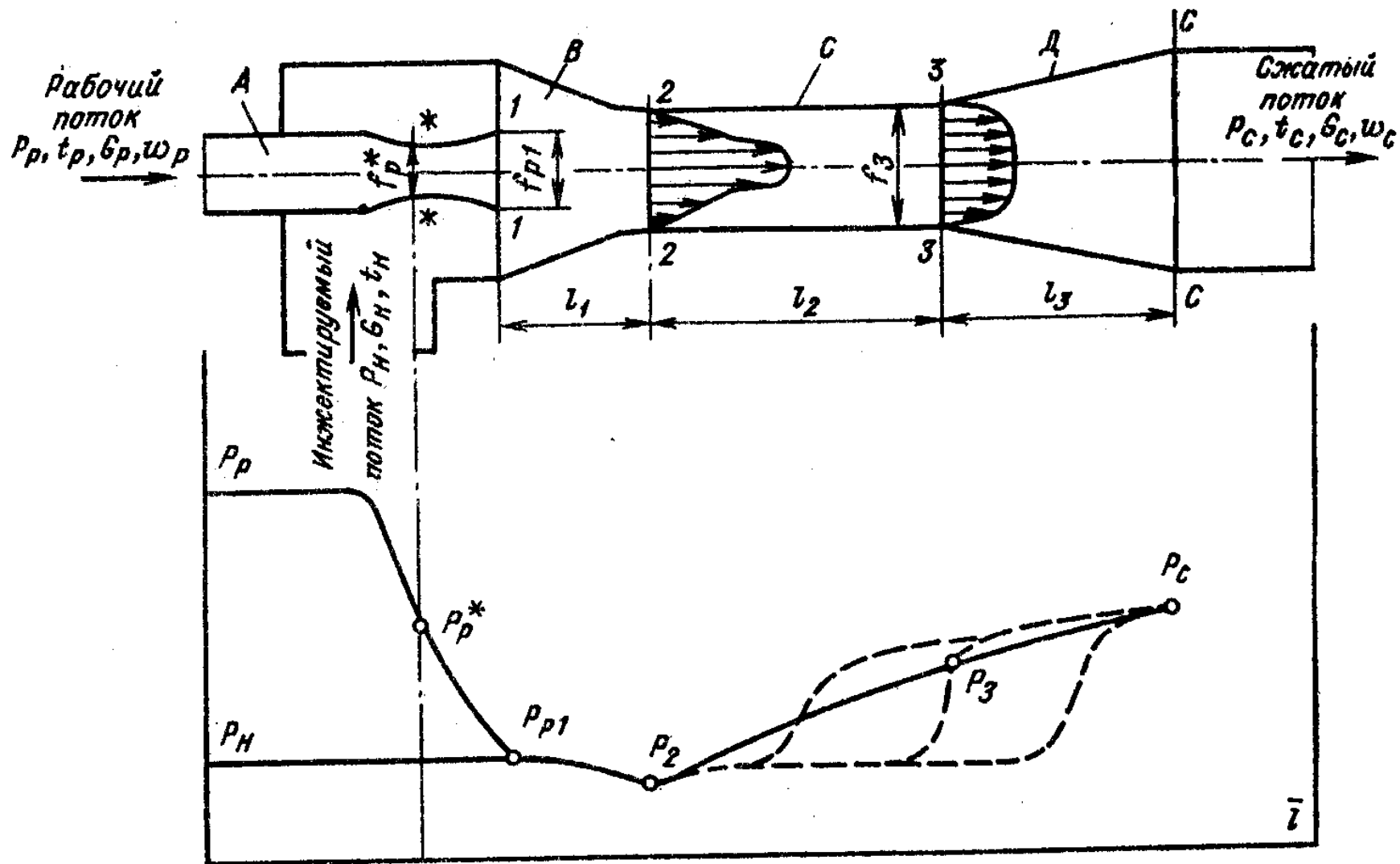
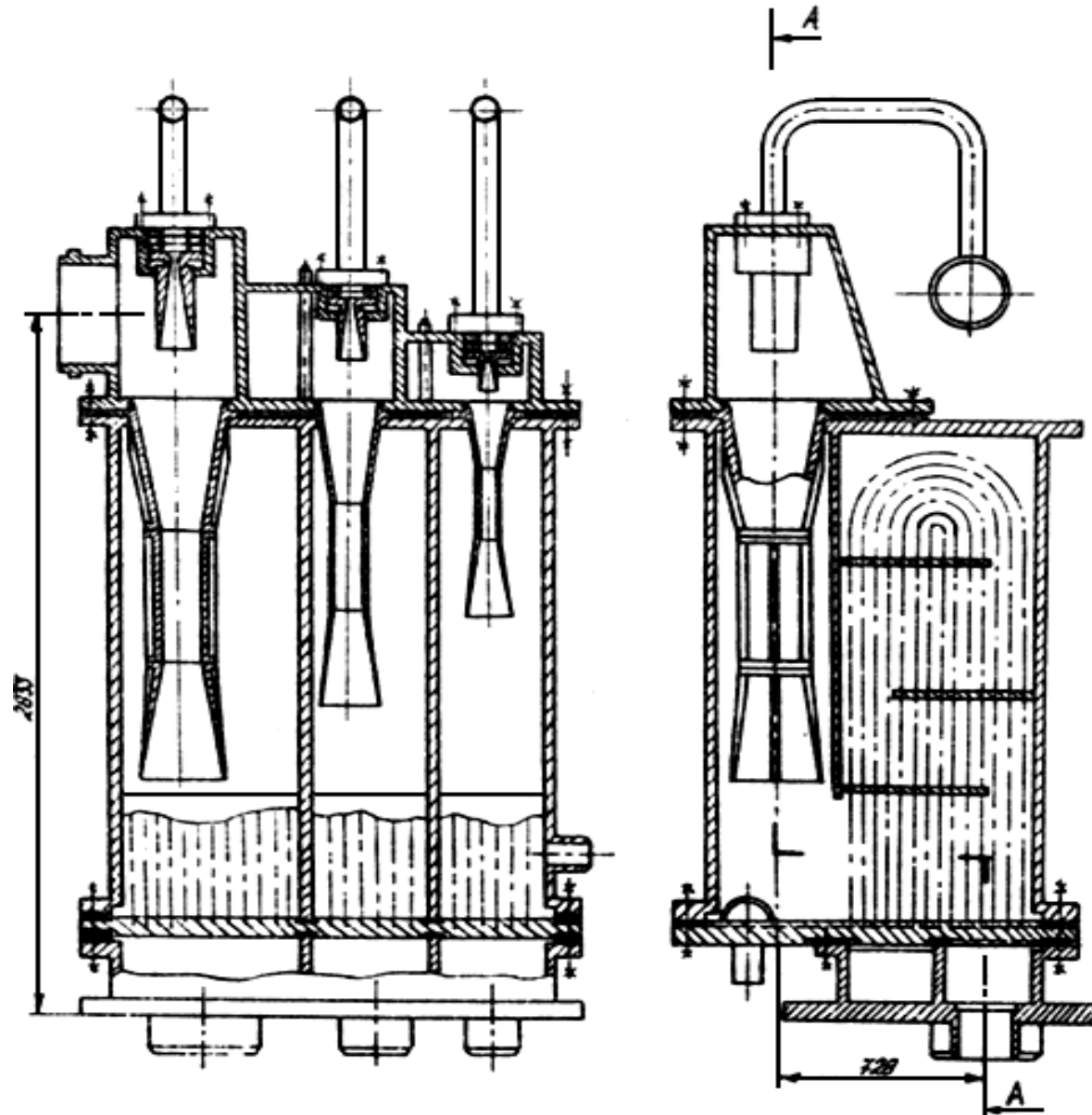


Рис. Принципиальная схема струйного аппарата

А – сопло; В- приемная камера; С- камера смешения; Д- диффузор.

# Эжектор пароструйного типа



ЭПО-3-75 ПО ХТЗ

