

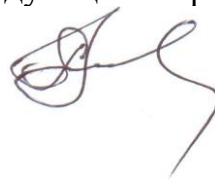
МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства  
Кафедра «Санитарно-технических системы»

Утверждено на заседании кафедры  
«Санитарно-технических системы»  
«22» января 2020 г., протокол № 6

Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
**по выполнению курсовой работы**  
**по дисциплине (модулю)**  
***«Термодинамические процессы в системах теплогазоснабжения и вен-***  
***тиляции»***

**основной профессиональной образовательной программы**  
**высшего образования – программы бакалавриата**

по направлению подготовки  
***08.03.01 – "Строительство"***

с направленностью (профилем)  
***" Теплогазоснабжение и вентиляция "***


Форма(ы) обучения: *очная, заочная, заочная сокращенная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080301-06-20

Тула 2020 год

## Разработчик(и) методических указаний

Солодков С.А. доцент, к.т.н.,  
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



---

(подпись)

## 1. Простой цикл ПТУ

Принципиальная схема простого цикла ПТУ (цикла Ренкина) и его изображение в  $P,v$ -,  $T,s$ - и  $h,s$ - диаграммах представлены на рис.1.1, 1.2, 1.3, 1.4.

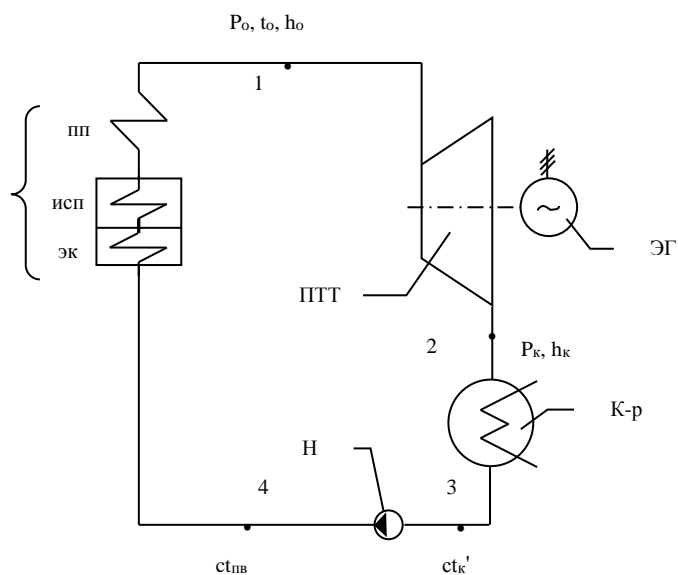


Рис.1.1. Схема простой паротурбинной установки:  
ПК – паровой котел, ПП – пароперегреватель, ИСП – испарительная поверхность, ЭК – экономайзер; ПТ – паровая турбина; К-р – конденсатор паровой турбины; Н – насос; ЭГ – электрический генератор

На рис.1.1 паровой котел представлен в виде трех основных элементов подвода теплоты к рабочему телу: экономайзера, здесь вода нагревается до состояния насыщения, испарительной поверхности, где вода переводится из жидкой фазы в паровую в состоянии насыщения, и пароперегревателя, здесь получается пар с температурой выше температуры насыщения. В дальнейшем на схемах ПТУ экономайзер изображаться не будет. В простой схеме ПТУ изображение всех элементов ПК выполнено в целях наглядного показа распределения теплоты, подведенной к рабочему телу, между ЭК, ИСП и ПП.

Основные параметры, характеризующие цикл ПТУ, имеют обозначения:  $P_0$  и  $t_0$  – давление и температура пара перед турбиной,  $P_k$  – давление в конденсаторе турбины.

Цикл простой ПТУ состоит из четырех процессов: 1-2 адиабатное расширение пара в турбине; 2-3 изобарный отвод теплоты от рабочего тела в конденсаторе турбины, в результате чего пар превращается в жидкость в состоянии насыщения; 3-4 адиабатное сжатие воды в насосе от  $P_k$  до  $P_0$ ; 4-1 изобарный подвод теплоты к рабочему телу.

Для обратимого цикла ПТУ адиабатные процессы 1-2 и 3-4 есть изоэнтропы, которые в  $T,s$ - и  $h,s$ - диаграммах представлены вертикальными прямыми. Обратимый процесс адиабатного сжатия воды в насосе 3-4 благодаря несжимаемости жидкой фазы воды ( $v_k' = v_0$ ) также является изохорным, который в  $P,v$ - диаграмме представлен вертикальной прямой (рис.1.2).

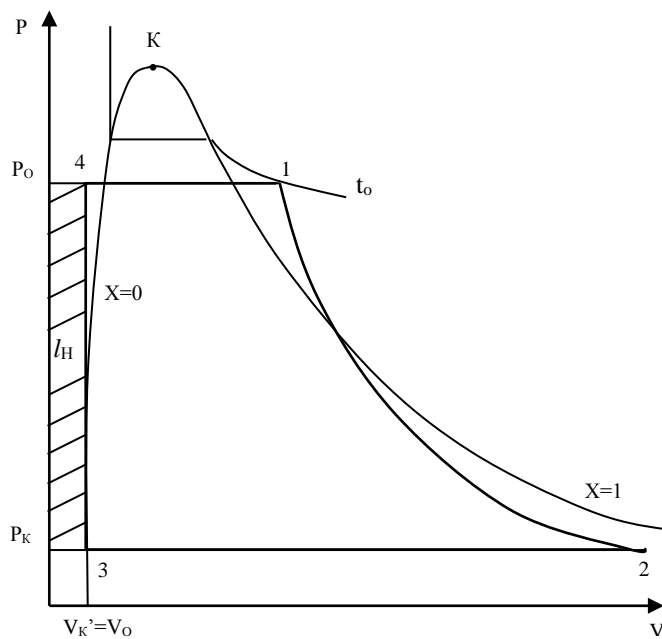


Рис.1.2. Обратимый цикл простой ПТУ в  $P, v$  - диаграмме

В цикле ПТУ приняты следующие обозначения энтальпий:  $h_o$  – энтальпия пара перед турбиной;  $h_k$  – энтальпии пара на выходе из турбины при обратимом процессе его расширения;  $ct_k'$  – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из конденсатора;  $ct_{пв}$  –

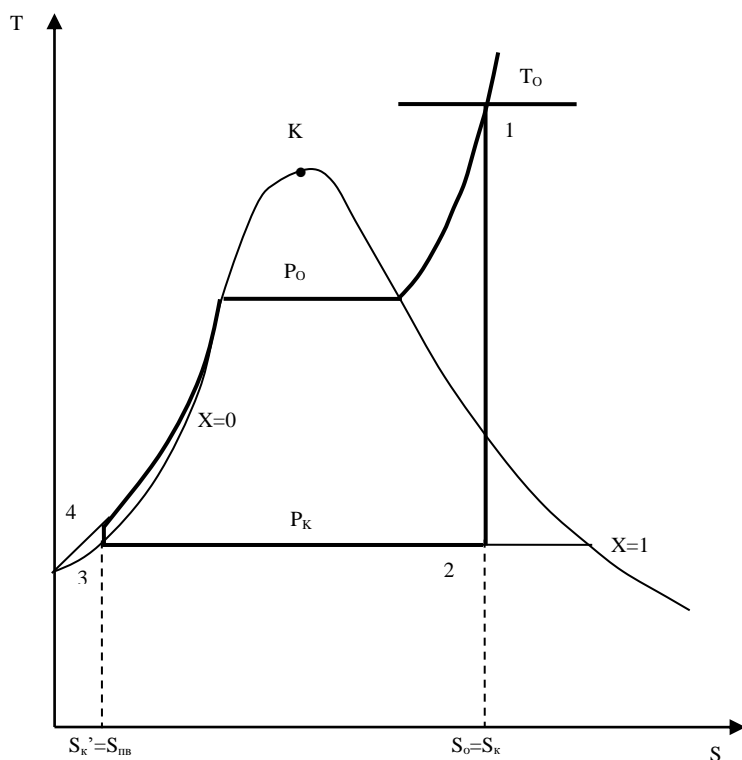


Рис.1.3. Обратимый - идеальный цикл простой ПТУ в  $T, s$  - диаграмме

энтальпия в конце обратимого процесса сжатия воды в насосе. Введение обозначения  $ct$  для энтальпии жидкой фазы воды сделано для отличия ее от энтальпии паровой фазы. Индекс “пв” относится к параметрам воды на входе в паровой котел, в энергетике такая вода называется питательной.

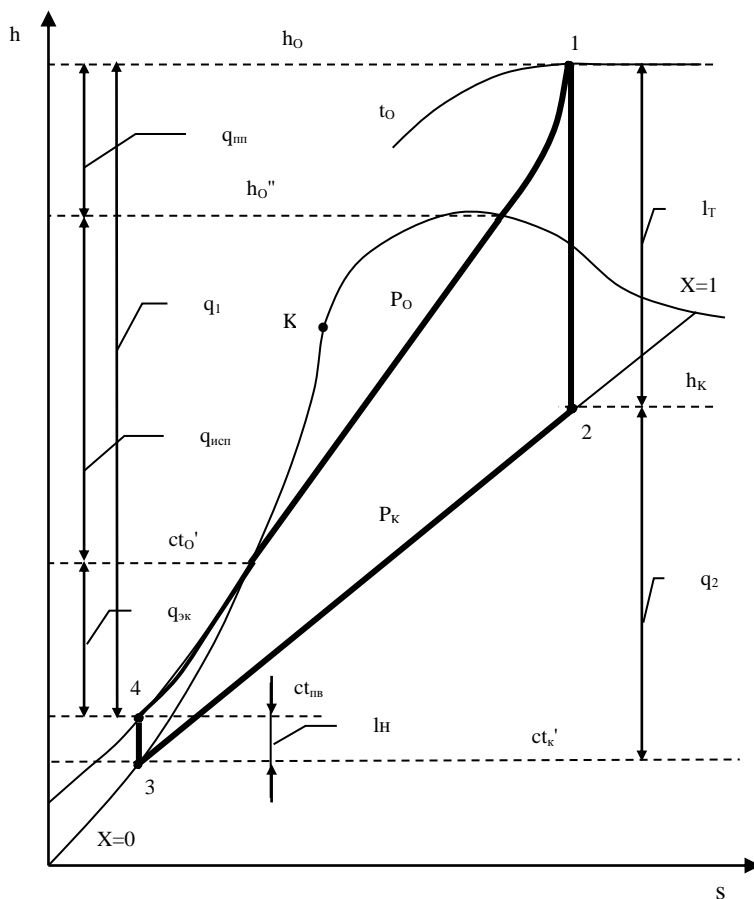


Рис.1.4. Обратимый цикл простой ПТУ в  $h,s$ - диаграмме

### 1.1. Расчет обратимого цикла ПТУ

Расчет процессов воды и водяного пара цикла ПТУ основан на первом законе термодинамики. В соответствии с которым: теплота в изобарных процессах есть разница энтальпий вещества в конце и начале этого процесса; техническая работа адиабатных процессов, где нет изменения кинетической энергии потока, представляет тоже разницу энтальпий рабочего тела в начале и конце этих процессов. Поэтому для расчета цикла ПТУ определяются энтальпии рабочего тела в его характерных точках:

$h_0$  – энтальпия пара на выходе из котла (перед турбиной), определяется по  $P_0$  и  $t_0$ ;

$h_K$  – энтальпия пара на выходе из турбины, определяется по  $P_K$  и  $s_K=s_0$  (процесс 1-2 обратимый адиабатный);

$ct_K'$  – энтальпия воды в состоянии насыщения ( $x=0$ ) при давлении  $P_K$ ;

$ct_{пв}$  – энтальпия питательной воды на входе в котел (на выходе из насоса), определяется по  $P_0$  и  $s_K'$  или как сумма  $ct_{пв}=ct_K'+l_n$ , где удельная техническая работа сжатия воды в обратимом адиабатном процессе насоса может быть рассчитана исходя из того, что процесс 3-4 изэнтропно-изохорный как  $l_n=v_K'(P_0-P_K)\cong 0,001(P_0-P_K)$ , при этом для получения работы насоса в кДж/кг давления необходимо подставлять в кПа;

$ct_0'$  – энтальпия воды в состоянии насыщения ( $x=0$ ) при давлении  $P_0$ ;

$h_0'$  – энтальпия пара в состоянии насыщения ( $x=1$ ) при давлении  $P_0$ .

#### Определение теплоты, подведенной в цикл ПТУ

Удельная теплота, подведенная в цикл ПТУ к рабочему телу, обозначается как  $q_1$ . Она изобарно ( $P_0=\text{const}$ ) подводится в паровом котле к воде и водяному пару и может быть представлена как сумма теплоты экономайзера  $q_{эк}$ , испарительной поверхности  $q_{исп}$  и

пароперегревателя парового котла  $q_{пп}$ . Расчет этих величин выполняется по следующим формулам:

$$q_1 = q_{эк} + q_{исп} + q_{пп} = h_o - ct_{пв}; \quad (1.1)$$

$$q_{эк} = ct_o' - ct_{пв}; \quad (1.2)$$

$$q_{исп} = h_o' - ct_o' = r_o; \quad (1.3)$$

$$q_{пп} = h_o - h_o'; \quad (1.4)$$

где  $r_o$  – удельная теплота парообразования при давлении  $P_o$ .

#### *Теплота, отведенная из цикла ПТУ*

Удельная теплота, отведенная в цикле ПТУ от рабочего тела, обозначается как  $q_2$ . Она изобарно ( $P_k = \text{const}$ ) отводится в конденсаторе турбины от водяного пара, преобразуя его в насыщенную воду. Рассчитывается  $q_2$  как разница энтальпий процесса 2-3:

$$q_2 = h_k - ct_k'. \quad (1.5)$$

#### *Техническая работа расширения пара в турбине*

Удельная техническая работа паровой турбины обозначается как  $l_t$  и определяется разницей энтальпий адиабатного процесса 1-2:

$$l_t = h_o - h_k. \quad (1.6)$$

#### *Техническая работа сжатия воды в насосе*

Удельная техническая работа сжатия воды в насосе обозначается как  $l_n$  и определяется разницей энтальпий или произведением объема воды на разницу давлений в изотропно-ихорном процессе 3-4:

$$l_n = ct_{пв} - ct_k' = v_k' (P_o - P_k) \cong 0,001 (P_o - P_k). \quad (1.7)$$

В выражении (1.7) для получения размерности работы насоса в кДж/кг давления необходимо подставлять в кПа.

#### *Работа идеального цикла ПТУ*

Удельная работа идеального цикла ПТУ обозначается как  $l_i$  и может определяться разницей технических работ турбины и насоса или разницей подведенной и отведенной теплоты

$$l_i = l_t - l_n = q_1 - q_2. \quad (1.8)$$

#### *Термический КПД цикла ПТУ*

КПД обратимого цикла ПТУ называется термическим. Он обозначается как  $\eta_t$  и определяется как

$$\eta_t = l_i / q_1. \quad (1.9)$$

Поскольку работа насоса несоизмеримо мала по сравнению с работой турбины (изобара  $P_o$  практически совпадает с линией  $x=0$  в  $h,s$ - диаграмме), то ей при расчете КПД иногда пренебрегают. Такой термический КПД получил название «нетто». Его расчетное выражение имеет вид

$$\eta_t^H = \frac{l_t}{q_1 - l_n} = \frac{h_o - h_k}{h_o - ct_k'}. \quad (1.10)$$

#### *Удельный расход пара и теплоты*

Удельный расход пара и теплоты относятся к показателям тепловой экономичности цикла ПТУ. Эти величины показывают, сколько пара или теплоты данного цикла ПТУ требуется для выработки турбиной единицы работы.

Удельный расход пара представляет отношение расхода пара на турбину- $D$  к ее мощности-  $N_T$ . Для обратимого цикла ПТУ расчетное выражение удельного расхода пара имеет вид

$$d_t = \frac{D}{N_T} = \frac{D}{Dl_T} = \frac{1}{l_T} \text{ кг/кДж.} \quad (1.11)$$

В практической деятельности используют удельный расход пара в расчете на кВт ч, произведенной турбиной работы. Используя соотношение  $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ кДж}$ , получается выражение

$$d_t = \frac{3600}{l_T} = \frac{3600}{h_o - h_k}, \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч).} \quad (1.12)$$

Удельный расход теплоты представляет отношение теплоты –  $Q_1$ , подведенной в цикле ПТУ к рабочему телу,  $D$  к мощности турбины –  $N_T$ . Расчетное выражение удельного расхода теплоты – величина обратная КПД цикла ПТУ, которое для обратимого цикла имеет вид

$$q_t = \frac{Q_1}{N_T} = \frac{Dq_1}{Dl_T} = \frac{q_1}{l_T} = \frac{1}{\eta_t^H} \text{ кДж/кДж.} \quad (1.13)$$

В практической деятельности используют удельный расход теплоты в расчете на кВт·ч, произведенной турбиной работы. Его выражение для обратимого цикла ПТУ имеет вид

$$q_t = \frac{3600q_1}{l_T} = \frac{3600}{\eta_t^H} \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч).} \quad (1.14)$$

## 1.2. Расчет необратимого цикла ПТУ

Действительный – необратимый цикл ПТУ в  $T,s$ - и  $h,s$ - диаграммах показан на рис.1.5 и 1.6. Необратимость этого цикла характеризуется наличием трения в адиабатных процессах расширения пара в турбине и сжатия воды в насосе. В результате этого процессы 1-2' и 3-4' идут в сторону увеличения энтропии.

Параметры в конце необратимых адиабатных процессов индексированы буквой “i”. Так  $h_{ki}$  – энтальпия пара на выходе из турбины,  $ct_{пви}$  – энтальпия воды на выходе из насоса.

Необратимость процесса расширения пара в турбине характеризуется внутренним относительным КПД турбины -  $\eta_{oi}$ . Этот КПД определяется экспериментально и представляет отношение действительной работы турбины к теоретической:

$$\eta_{oi} = \frac{l_{Ti}}{l_T} = \frac{h_o - h_{ki}}{h_o - h_k}. \quad (1.16)$$

Необратимость процесса сжатия воды в насосе характеризуется адиабатным коэффициентом насоса  $\eta_n$ . Этот коэффициент определяется экспериментально и представляет отношение теоретической работы сжатия насоса к действительной

$$\eta_n = \frac{l_n}{l_{ni}} = \frac{ct_{пв} - ct'_k}{ct_{пви} - ct'_k}. \quad (1.17)$$

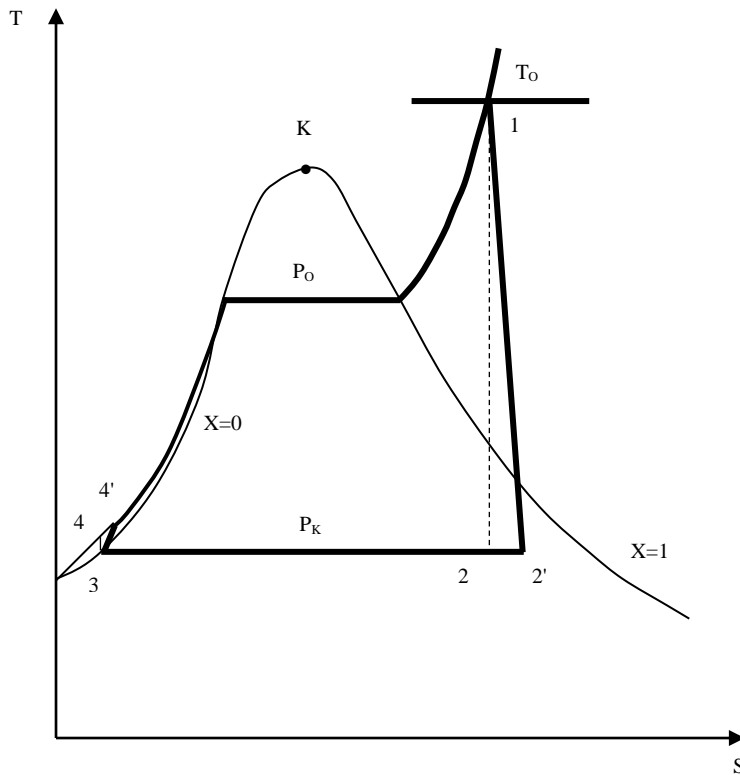


Рис. 1.5. Обратимый 1234 и необратимый 12'34' циклы простой ПТУ в T,s - диаграмме

Используя внутренний относительный КПД турбины и адиабатный коэффициент насоса, определяют параметры в конце необратимых адиабатных процессов 1-2' и 3-4'

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k);$$

$$ct_{пви} = ct'_k + \frac{l_H}{\eta_H}.$$

Удельная теплота, подведенная в цикл ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарного процесса 4'-1:

$$q_{1i} = h_o - ct_{пви}. \quad (1.18)$$

Удельная теплота, отведенная из цикла ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарного процесса 2'-3:

$$q_{2i} = h_{ki} - ct'_k. \quad (1.19)$$

Удельная техническая работа турбины определяется как

$$l_{Ti} = h_o - h_{ki} = \eta_{oi}(h_o - h_k). \quad (1.20)$$

Удельная техническая работа насоса определяется как

$$l_{Hi} = ct_{пви} - ct'_k = l_H / \eta_H. \quad (1.21)$$

Удельная работа цикла ПТУ определяется разностью

$$l_i = l_{Ti} - l_{Hi} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (1.22)$$



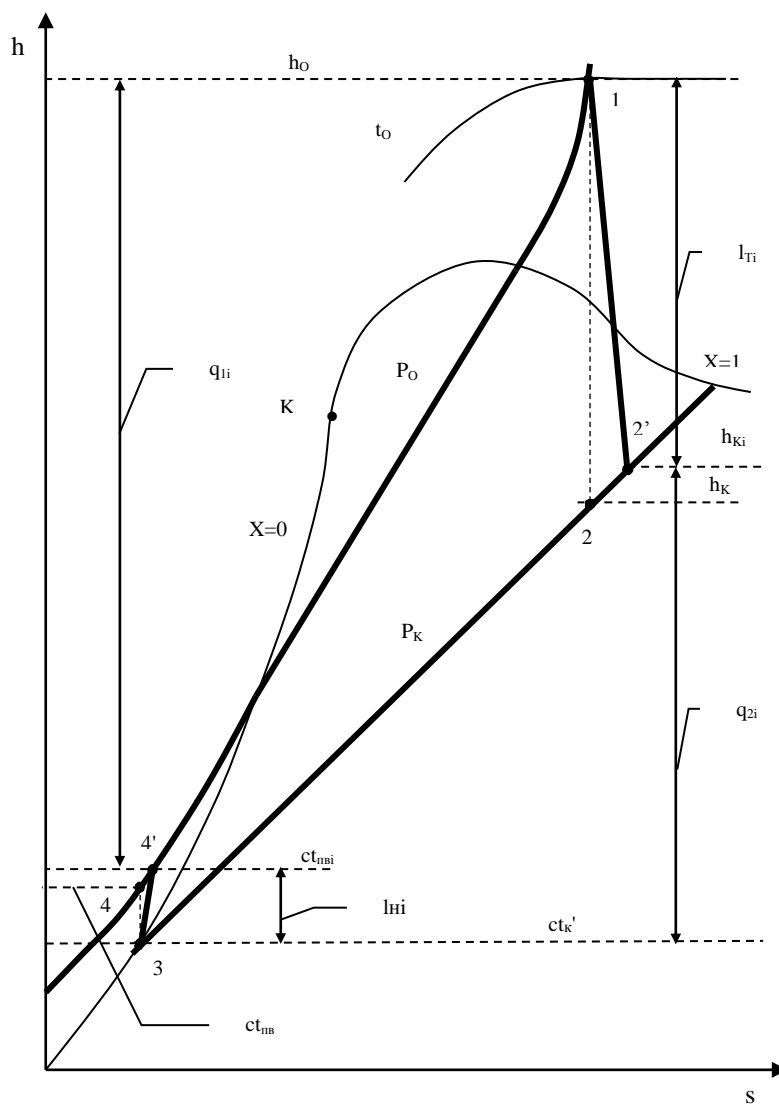


Рис.1.6. Реальный – необратимый цикл простой ПТУ 12'34' в h,s- диаграмме

Тепловая экономичность необратимого цикла ПТУ характеризуется внутренним абсолютным КПД

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}}. \quad (1.23)$$

Внутренний абсолютный КПД ПТУ без учета работы насоса – “нетто” определяется как

$$\eta_i^H = \frac{l_{Ti}}{h_o - ct'_k} = \eta_t^H \eta_{oi}. \quad (1.24)$$

Удельный расход пара на выработанный кВт ч реального цикла ПТУ определяется как

$$d_i = \frac{3600}{l_{Ti}}, \text{ кг/(кВт ч)}. \quad (1.25)$$

Удельный расход теплоты на выработанный кВт ч реального цикла ПТУ определяется как

$$q_i = \frac{3600}{\eta_i^H}, \text{ кДж/(кВт ч)}. \quad (1.26)$$

При известных значениях КПД механического -  $\eta_m$ , характеризующего потери на трение в подшипниках турбины, и электрического генератора -  $\eta_g$ , характеризующего потери в обмотках статора и ротора генератора, определяются следующие показатели экономичности цикла ПТУ:

электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta^3 = \eta_i \eta_m \eta_g \cong \eta_i \eta_{oi} \eta_m \eta_g, \quad (1.27)$$

удельный расход пара на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ:

$$d_3 = \frac{3600}{l_{ti} \eta_m \eta_g}, \text{ кг/(кВт·ч)}, \quad (1.28)$$

удельный расход теплоты на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ:

$$q_3 = \frac{3600}{\eta^3}, \text{ кДж/(кВт·ч)}. \quad (1.29)$$

Электрическая мощность ПТУ  $N^3$  и расход пара на турбину  $D$  определяются соотношением

$$N^3 = D l_{ti} \eta_m \eta_g. \quad (1.30)$$

## 2. Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара

Схематическое изображение цикла ПТУ с вторичным перегревом приведено на рис.2.1. Вторичный перегрев пара позволяет увеличить КПД цикла и снизить влажность пара на выходе из части низкого давления турбины (ЧНД).

Вторичный перегрев пара осуществляется во вторичном пароперегревателе (ВПП), который располагается за частью высокого давления турбины (ЧВД). ВПП конструктивно размещается в паровом котле. Подвод теплоты к пару в ВПП идет при постоянном давлении ( $P_{вп} = \text{const}$ ), которое имеет оптимальное значение. Оптимальное значение  $P_{вп}$  выбирается методом вариантных расчетов термического КПД цикла ПТУ в диапазоне  $P_k < P_{вп} < P_o$  при неизменных остальных параметрах цикла. Численное значение оптимального давления вторичного перегрева приблизительно составляет  $(0,2-0,4)P_o$ .

Изображение обратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара в  $T,s$ - и  $h,s$ -диаграммах показано на рис.2.2 и 2.3. По сравнению с простым циклом ПТУ здесь имеется второй процесс изобарного подвода теплоты 2-3 при  $P_{вп} = \text{const}$ , а процесс расширения пара в турбине состоит из процессов 1-2 в ЧВД и 3-4 в ЧНД турбины.

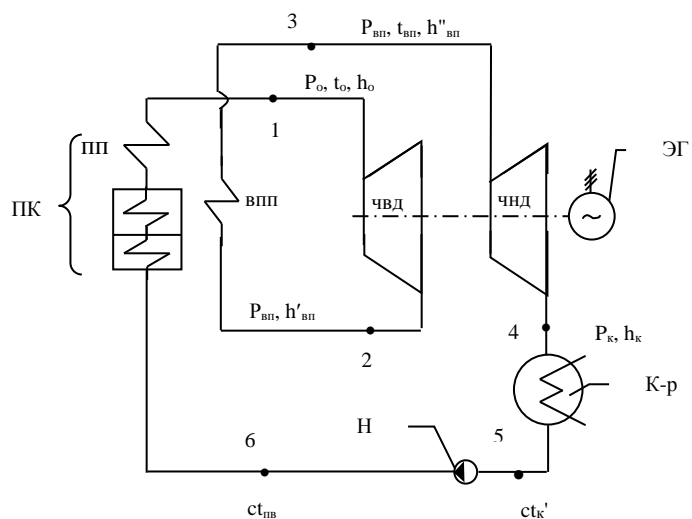


Рис. 2.1. Схема паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем: ПК – паровой котел, ПП – пароперегреватель; ВПП – вторичный пароперегреватель; ПТ – паровая турбина; К-р – конденсатор паровой турбины; Н – насос; ЭГ – электрический генератор

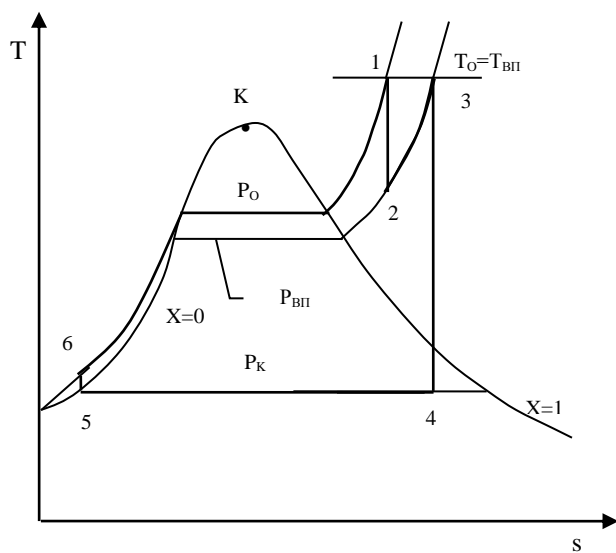


Рис.2.2. Идеальный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в T,s - диаграмме

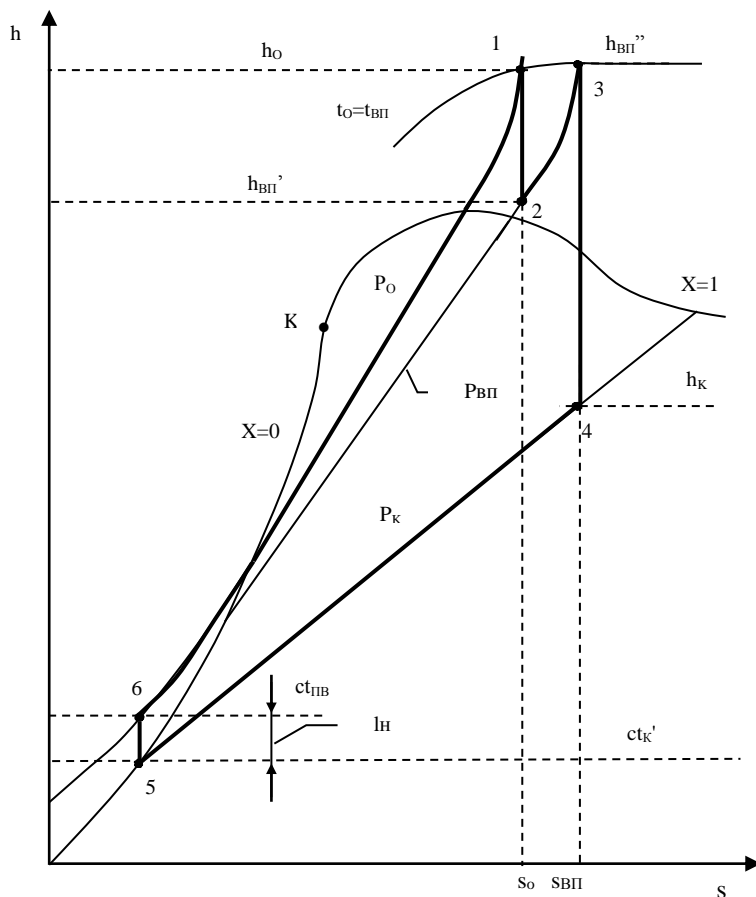


Рис.2.3. Обратимый цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в  $h,s$ -диаграмме

Энтальпия пара на выходе из ЧВД турбины (на входе в ВПП) обозначена как  $h_{вп}'$ , а на выходе из ВПП (на входе в ЧНД турбины) как  $h_{вп}''$ . Температура пара на выходе из ВПП обозначена как  $t_{вп}$ . В данном цикле  $t_{вп} = t_0$  в общем случае они могут быть не одинаковыми. Остальные обозначения аналогичны простому циклу ПТУ.

Цикл данной ПТУ, как и простой схемы ПТУ, состоит из изобарных и адиабатных процессов. Поэтому для его термодинамического расчета необходимо определить энтальпии в характерных точках процессов. Определение энтальпий  $h_0$ ,  $ct_{к'}$ ,  $ct_{пв}$  выполняется аналогично простому циклу ПТУ. Энтальпия  $h_{вп}'$  определяется по  $s_0$  и  $P_{вп}$ . Энтальпия  $h_{вп}''$  определяется по  $t_{вп}$  и  $P_{вп}$ , одновременно целесообразно определить  $s_{вп}$ . Энтальпия  $h_{к}$  определяется по  $s_{вп}$  и  $P_{к}$ .

Если давление вторичного перегрева не задано, то его определяют методом вариантов расчетов. Для этого задаются величиной  $P_{вп}$  в диапазоне давлений от  $P_0$  до  $P_{к}$  и рассчитывают при неизменных остальных параметрах термический КПД цикла ПТУ. Далее строится графическая зависимость термического КПД цикла от давления вторичного перегрева (рис.2.4) и по максимальному значению КПД определяется оптимальное давление вторичного перегрева. Как видно из рис.2.4 термический КПД в зависимости от значения давления вторичного перегрева может быть больше, меньше или равен термическому КПД цикла без вторичного перегрева пара при аналогичных параметрах рабочего тела.

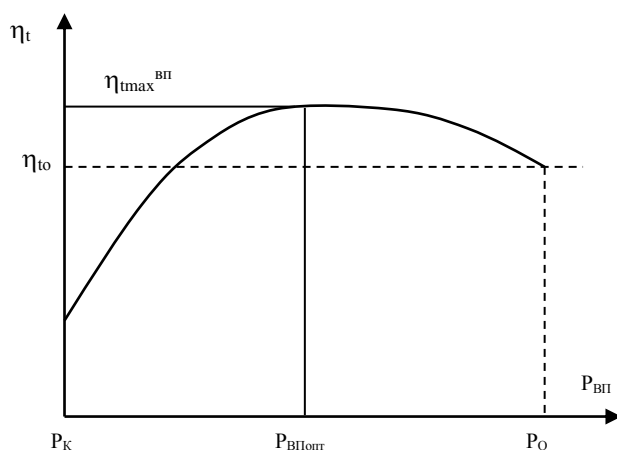


Рис. 2.4. Зависимость термического КПД от давления вторичного перегрева:  $\eta_{to}$  – КПД цикла без вторичного перегрева пара,  $\eta_{tmax}^{вп}$  – максимальное значение КПД при давлении вторичного перегрева  $P_{впopt}$

## 2.1. Расчет обратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара

### Определение теплоты, подведенной в цикле ПТУ

Теплота подводится к рабочему телу в паровом котле при  $P_o = \text{const}$  процесс 6-1 и при  $P_{вп} = \text{const}$  процесс 2-3 во вторичном пароперегревателе. Она определяется как разница энтальпий этих процессов

$$q_1 = h_o - ct_{пв} + h_{вп}'' - h_{вп}'. \quad (2.1)$$

### Теплота, отведенная из цикла ПТУ

Удельная теплота, отведенная в цикле ПТУ от рабочего тела  $q_2$ , рассчитывается как разница энтальпий изобарного ( $P_k = \text{const}$ ) процесса 4-5:

$$q_2 = h_k - ct_k'. \quad (2.2)$$

### Техническая работа расширения пара в турбине

Удельная техническая работа паровой турбины  $l_T$  определяется как сумма работ ЧВД и ЧНД турбины и рассчитывается в виде разницы энтальпий адиабатных процессов 1-2 и 3-4:

$$l_T = l_T^{ЧВД} + l_T^{ЧНД} = h_o - h_{вп}' + h_{вп}'' - h_k. \quad (2.3)$$

### Техническая работа сжатия воды в насосе

Удельная техническая работа сжатия воды в насосе  $l_n$  определяется разницей энтальпий или произведением объема воды на разницу давлений в изоэнтропно-ихорном процессе 5-6:

$$l_n = ct_{пв} - ct_k' = v_k' (P_o - P_k) \cong 0,001 (P_o - P_k). \quad (2.4)$$

В выражении (2.4) для получения размерности работы насоса в кДж/кг давления необходимо использовать в кПа.

### Работа идеального цикла ПТУ

Удельная работа идеального цикла ПТУ  $l_i$  и определяется разницей технических работ турбины и насоса или разницей подведенной и отведенной теплоты

$$l_i = l_T - l_n = q_1 - q_2. \quad (2.5)$$

### Термический КПД цикла ПТУ

Термический КПД обратимого цикла ПТУ  $\eta_t$  определяется как

$$\eta_t = l_t / q_1. \quad (2.6)$$

Термический КПД ПТУ без учета работы насоса «нетто» рассчитывается как

$$\eta_t^H = \frac{l_T}{q_1 - l_H} = \frac{h_o - h'_{вп} + h''_{вп} - h_K}{h_o - ct'_K + h''_{вп} - h'_{вп}}. \quad (2.7)$$

### Удельный расход пара и теплоты

Удельный расход пара в расчете на кВт·ч произведенной турбиной работы определяется выражением

$$d_t = \frac{3600}{l_T} = \frac{3600}{h_o - h'_{вп} + h''_{вп} - h_K} \text{ кг/(кВт·ч)}. \quad (2.8)$$

Удельный расход теплоты в расчете на кВт·ч произведенной турбиной работы для обратимого цикла ПТУ имеет вид

$$q_t = \frac{3600q_1}{l_T} = \frac{3600}{\eta_t^H} \text{ кДж/(кВт·ч)}. \quad (2.9)$$

## 2.2. Расчет необратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара

Действительный – необратимый цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в T,s- и h,s- диаграммах показан на рис.2.4 и 2.5. Необратимость этого цикла характеризуется наличием трения в адиабатных процессах расширения пара в турбине 1-2', 3-4' и сжатия воды в насосе 5-6'. В результате необратимости эти адиабатные процессы идут в сторону увеличения энтропии.

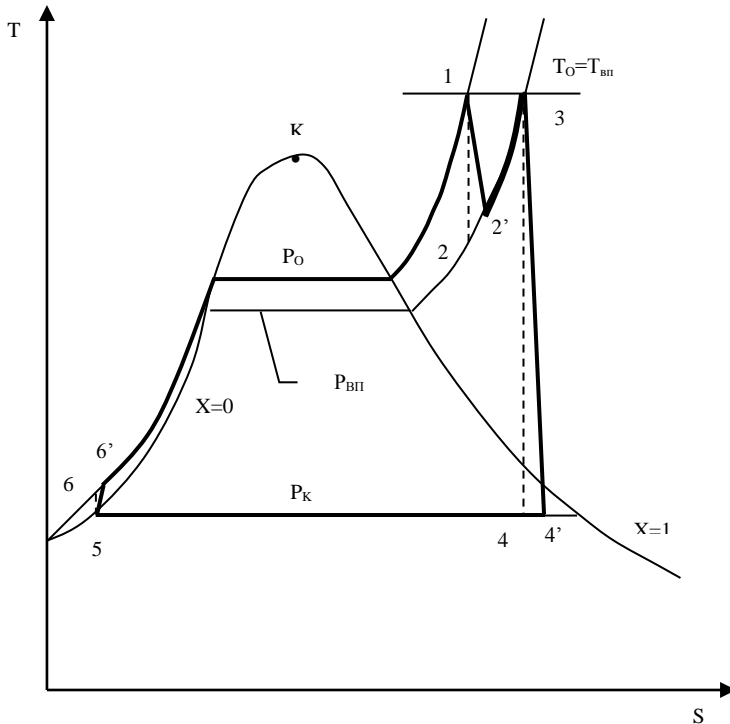


Рис. 2.5. Реальный - необратимый цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в T,s - диаграмме

Параметры в конце необратимых адиабатных процессов индексированы буквой “i”. Так  $h_{впi}'$  – энтальпия пара на выходе из ЧВД турбины,  $h_{ки}$  – энтальпия пара на выходе из ЧНД турбины,  $ct_{пви}$  – энтальпия воды на выходе из насоса.

Необратимость процессов расширения пара в турбине характеризуется внутренними относительными КПД турбины –  $\eta_{oi}^{ЧВД}$  и  $\eta_{oi}^{ЧНД}$ . Эти КПД определяются экспериментально и представляют отношение действительной работы ЧВД и ЧНД турбины к – теоретической

$$\eta_{oi}^{ЧВД} = \frac{l_{Ti}^{ЧВД}}{l_T^{ЧВД}} = \frac{h_o - h'_{впi}}{h_o - h'_{вп}}; \quad (2.10)$$

$$\eta_{oi}^{ЧНД} = \frac{l_{Ti}^{ЧНД}}{l_T^{ЧНД}} = \frac{h''_{вп} - h_{ki}}{h''_{вп} - h_k}. \quad (2.11)$$

Необратимость процесса сжатия воды в насосе аналогична простому циклу ПТУ, она характеризуется адиабатным коэффициентом насоса  $\eta_H$ :

$$\eta_H = \frac{l_H}{l_{Hi}} = \frac{ct_{пв} - ct'_K}{ct_{пви} - ct'_K}.$$

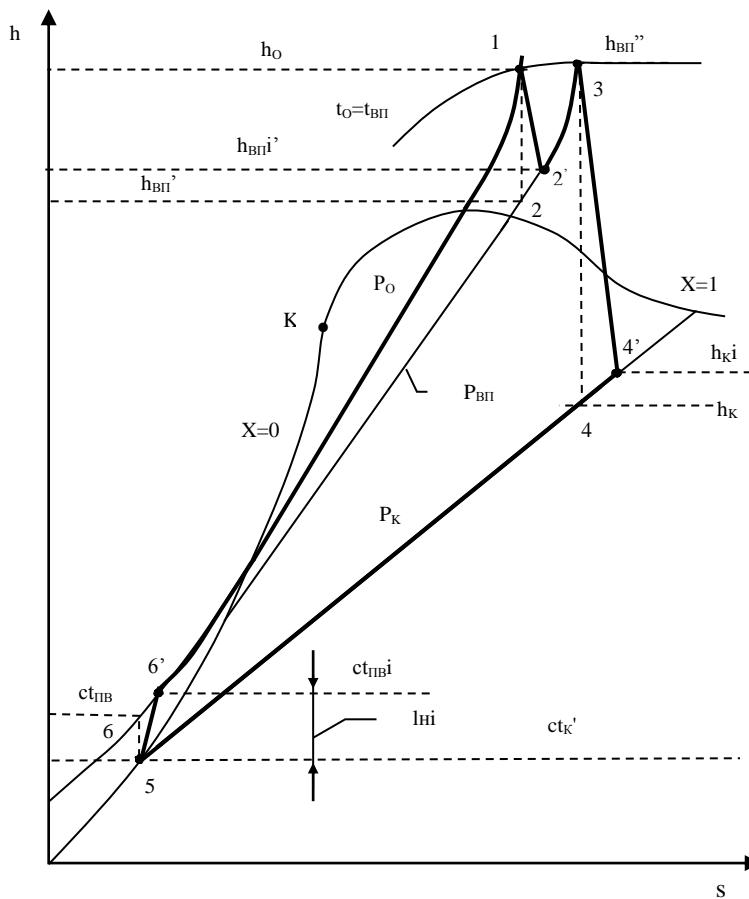


Рис. 2.6. Неопределенный – действительный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в h,s- диаграмме

Используя внутренние относительный КПД турбины и адиабатный коэффициент насоса, определяют параметры в конце необратимых адиабатных процессов 1-2', 3-4' и 5-6':

$$h'_{впi} = h_o - \eta_{oi}^{ЧВД} (h_o - h'_{вп}),$$

$$h_{ki} = h''_{вп} - \eta_{oi}^{ЧНД} (h''_{вп} - h_k),$$

$$ct_{пви} = ct'_K + \frac{l_H}{\eta_H}.$$

Удельная теплота, подведенная в цикл ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарных процессов 6'-1 и 2'-3:

$$q_{1i} = h_o - ct_{пви} + h_{вп}'' - h_{вп}' . \quad (2.12)$$

Удельная теплота, отведенная из цикла ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарного процесса 4'-5:

$$q_{2i} = h_{ки} - ct_k' . \quad (2.13)$$

Удельная техническая работа турбины определяется как сумма

$$\begin{aligned} l_{Ti} &= l_{Ti}^{ЧВД} + l_{Ti}^{ЧНД} = h_o - h_{вп}' + h_{вп}'' - h_{ки} = \\ &= \eta_{oi}^{ЧВД} (h_o - h_{вп}') + \eta_{oi}^{ЧНД} (h_{вп}'' - h_k) . \end{aligned} \quad (2.14)$$

Удельная техническая работа насоса определяется, как и в простом цикле ПТУ:

$$l_{Hi} = ct_{пви} - ct_k' = l_H / \eta_H .$$

Удельная работа цикла ПТУ определяется разностью

$$l_i = l_{Ti} - l_{Hi} = q_{1i} - q_{2i} .$$

Тепловая экономичность необратимого цикла ПТУ характеризуется внутренним абсолютным КПД

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}} .$$

Внутренний абсолютный КПД ПТУ без учета работы насоса – “нетто” определяется как

$$\eta_i^H = \frac{l_{Ti}}{h_o - ct_k' + h_{вп}'' - h_{вп}'} . \quad (2.15)$$

Выражение (2.15) не равно произведению термического КПД на внутренний относительный КПД, так как внутренние относительные КПД ЧВД и ЧНД турбины, как правило, разные.

Удельный расход пара на выработанный кВт·ч реального цикла ПТУ определяется выражением (1.25):

$$d_i = \frac{3600}{l_{Ti}} \text{ кг/(кВт·ч)} .$$

Удельный расход теплоты на выработанный кВт·ч реального цикла ПТУ определяется выражением (1.26):

$$q_i = \frac{3600}{\eta_i^H} , \text{ кДж/(кВт·ч)} .$$

При известных значениях КПД механического  $\eta_m$ , характеризующего потери на трение в подшипниках турбины, и электрического генератора  $\eta_g$ , характеризующего потери в обмотках статора и ротора генератора, определяются следующие показатели экономичности цикла ПТУ:

Электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta^э = \eta_i \eta_m \eta_g , \quad (2.16)$$

в выражении (2.16) термический и внутренний относительный КПД использовать нельзя;



Удельный расход пара на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ (как и в простом цикле) определяется выражением (1.28):

$$d_{\text{э}} = \frac{3600}{l_{\text{т}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} \text{ кг/(кВт·ч)},$$

Удельный расход теплоты на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ (как в простой ПТУ)

$$q_{\text{э}} = \frac{3600}{\eta_{\text{э}}} \text{ кДж/(кВт·ч)}.$$

Электрическая мощность ПТУ  $N^{\text{э}}$  и расход пара на турбину  $D$  определяются соотношением

$$N^{\text{э}} = D l_{\text{т}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}.$$

### 3. Регенеративный цикл ПТУ

В регенеративном цикле ПТУ рабочее тело участвует не только в производстве технической работы, но и в подводе теплоты к питательной воде перед паровым котлом. Регенеративный подогрев воды при выборе оптимальных параметров отбора пара из турбины на регенеративные подогреватели увеличивает термический КПД цикла ПТУ на 5-10 % (относительных) по сравнению с аналогичным простым циклом.

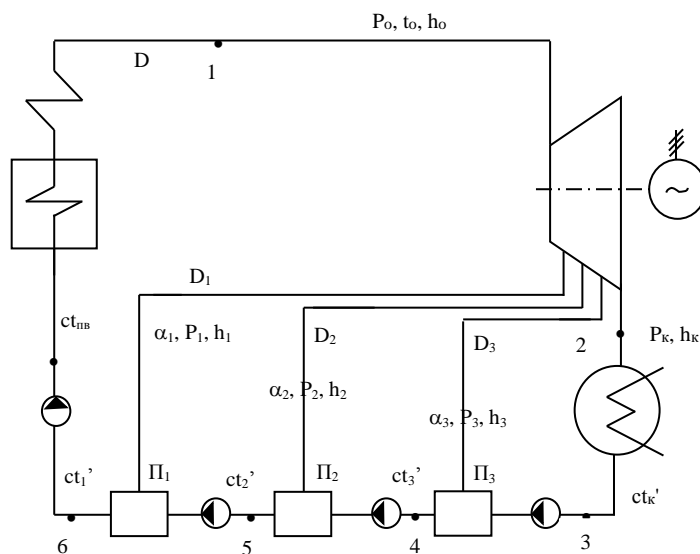


Рис. 3.1. Схема регенеративной ПТУ с тремя смешивающими регенеративными подогревателями: П<sub>1</sub>, П<sub>2</sub> и П<sub>3</sub>

На рис. 3.1. приведена схема регенеративной ПТУ с тремя отборами пара из турбины на смешивающие регенеративные подогреватели. На примере этой схемы рассматривается термодинамический расчет регенеративной ПТУ. Смешивающие регенеративные подогреватели устроены таким образом, что в них организован интенсивный процесс смешения пара с водой при постоянном давлении, равном давлению отбора пара из турбины. В расчетном режиме такого теплообмена из подогревателя выходит вода в состоянии насыщения ( $x=0$ ) при данном давлении в подогревателе.

Для обеспечения необходимого давления воды в каждом из подогревателей перед ними устанавливаются регенеративные насосы. Для создания необходимого давления воды в паровом котле перед ним устанавливается питательный насос. Таким образом, в ПТУ (рис. 3.1) в подогревателях  $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$ ,  $\Pi_3$  обеспечиваются давления  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  соответственно.

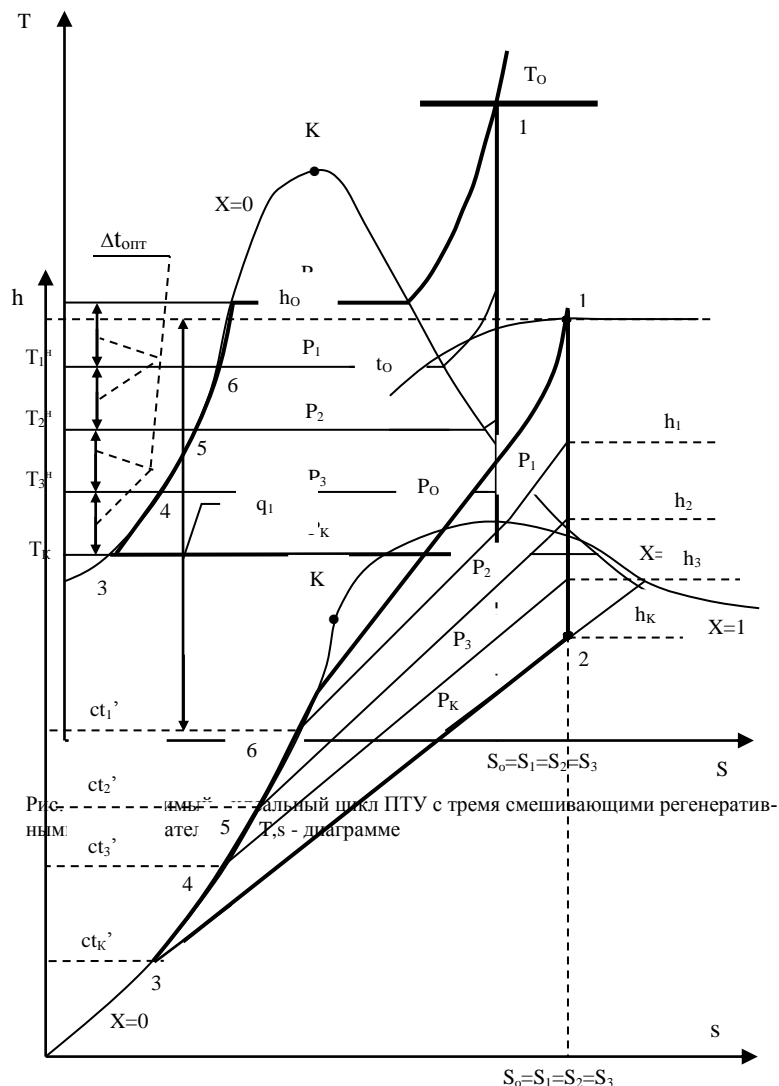


Рис. 3.3. Обратимый цикл ПТУ с тремя смешивающими подогревателями в  $h,s$ - диаграмме

В технической термодинамике при рассмотрении регенеративных схем ПТУ обычно пренебрегают работой сжатия воды в насосах ввиду ее малой величины. Поэтому при изображении цикла регенеративной ПТУ в  $T,s$ - и  $h,s$ - диаграммах (рис. 3.2 и 3.3) процессы в области жидкости совпадают с левой пограничной кривой  $x=1$ . Энтальпии воды в этом случае до и после насосов имеют одинаковые значения.

Расход рабочего тела в такой схеме величина переменная. Поэтому при расчете регенеративной ПТУ на 1 кг рабочего тела вводят относительные доли расхода, взятые по отношению к полному расходу пара на турбину  $D$ . В данной схеме ПТУ это доли отборов пара из турбины:  $\alpha_1=D_1/D$ ,  $\alpha_2=D_2/D$ ,  $\alpha_3=D_3/D$ . Здесь  $D_1$ ,  $D_2$  и  $D_3$  расходы пара из отборов турбины на регенеративные подогреватели. Перед турбиной (точка 1) относительный расход пара равен 1.

Основные параметры воды и водяного пара данной схемы ПТУ имеют следующие обозначения:

$P_0$ ,  $t_0$ ,  $h_0$  — давление, температура и энтальпия пара перед турбиной;

$P_1, h_1, \alpha_1, P_2, h_2, \alpha_2$ , и  $P_3, h_3, \alpha_3$  – давления, энтальпии и доли отборов пара из первого, второго и третьего отборов турбины на регенеративные подогреватели  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$  соответственно;

$P_k, h_k$  – давление и энтальпия пара на выходе из турбины;

$ct_k'$  – энтальпия насыщенной воды на выходе из конденсатора при давлении  $P_k$ ;

$ct_1', ct_2', ct_3'$  – энтальпии насыщенной воды на выходе из подогревателей  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$  при давлениях  $P_1, P_2, P_3$  соответственно;

$ct_{пв} = ct_1'$  – энтальпия питательной воды на входе в паровой котел.

Определение параметров воды и водяного пара, необходимых для расчета регенеративного цикла ПТУ:

$h_o, s_o$  – энтальпия и энтропия пара перед турбиной определяются по давлению и температуре перед ней  $P_o, t_o$ ;

$h_1, h_2, h_3$  – энтальпии пара отборов турбины определяются по давлениям  $P_1, P_2, P_3$  и энтропии  $s_o$ ;

$h_k$  – энтальпия пара на выходе из турбины определяется по давлению  $P_k$  и энтропии  $s_o$ ;

$ct_k'$  – энтальпия насыщенной воды на выходе из конденсатора определяется при давлении  $P_k$  на  $x=0$ ;

$ct_1', ct_2', ct_3'$  – энтальпии насыщенной воды на выходе из подогревателей  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$  определяются при давлениях  $P_1, P_2, P_3$  при  $x=0$ .

Определение оптимальных значений давлений отборов пара на регенеративные подогреватели рассмотрено в следующем разделе.

### 3.1. Расчет обратимого регенеративного цикла ПТУ

Возможны два варианта исходных данных при расчете регенеративного цикла ПТУ.

1. Заданы параметры пара на входе и выходе из турбины  $P_o, t_o$ , и  $P_k$  и давления отборов  $P_1, P_2, P_3$ ;

2. Заданы параметры пара на входе и выходе из турбины  $P_o, t_o$ , и  $P_k$ , а давления отборов  $P_1, P_2, P_3$  требуется определить как оптимальные.

Для второго варианта при определении давлений отборов используют принцип равномерного подогрева воды в подогревателях, обеспечивающий максимальное значение термического КПД цикла ПТУ при заданном количестве регенеративных подогревателей. В соответствии с этим принципом нагрев воды в каждом из подогревателей определяется формулой

$$\Delta t_{\text{опт}} = \frac{t_o^H - t_k}{n + 1}, \quad (3.1)$$

где  $t_o^H$  – температура насыщения при давлении  $P_o$ ;

$t_k$  – температура насыщения при давлении  $P_k$ ;

$n$  – число регенеративных подогревателей.

В соответствии с формулой 3.1 вода в ПТУ равномерно нагревается в каждом из подогревателей плюс одна ступень нагрева в паровом котле (в экономайзере) от  $t_o^H$  до  $t_k$  (см. рис.3.2).

Далее определяются температуры воды на выходе из подогревателей, а по ним находятся давления отборов, как давления насыщения при заданных температурах:

$$t_1^H = t_o^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow P_1 = f(t_1^H); \quad (3.2)$$

$$t_2^H = t_1^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow P_2 = f(t_2^H); \quad (3.3)$$

$$t_3^H = t_2^H - \Delta t_{\text{опт}} = t_k + \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow P_3 = f(t_3^H). \quad (3.4)$$

В курсовой (расчетно-графической) работе при  $n=1$  требуется убедиться в работоспособности формулы 3.1.

Для этого задается ряд значений давления отбора пара в диапазоне от  $P_0$  до  $P_k$ , рассчитываются термические КПД цикла ПТУ и строится зависимость  $\eta_t = f(t_{\text{пв}})$ . В качестве аргумента данной функции берется температура питательной воды, т.к. она однозначно определяет давление отбора пара ( $t_{\text{пв}} = t_1^H$ ) и позволяет графически подтвердить принцип равномерного подогрева воды (рис.3.4).

Дальнейший расчет относится к ПТУ с тремя отборами пара на регенеративные подогреватели (рис.3.1, 3.2, 3.3).

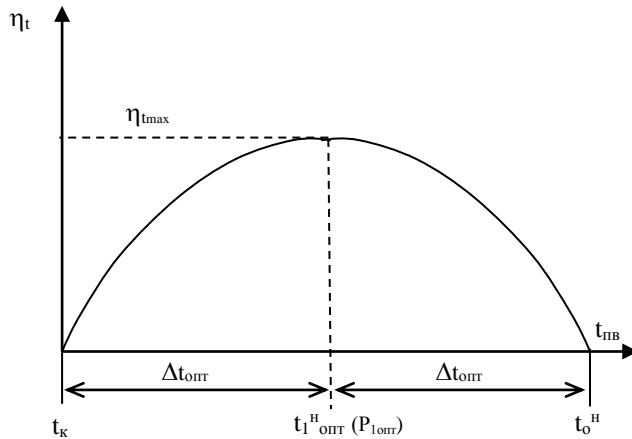


Рис. 3.4. Зависимость термического КПД ПТУ от давления отбора пара на регенеративный подогреватель при  $n=1$

### Определение долей отборов пара на подогреватели

Расчет доли отбора пара на смешивающий подогреватель основан на уравнении смешения пара и воды в потоке. В соответствии с уравнением смешения в потоке сумма энтальпий входящих потоков в подогреватель равна сумме энтальпий выходящих из него потоков (энтальпии полные с учетом доли расхода рабочего тела).

Начинается расчет с первого подогревателя  $\Pi_1$  по ходу движения пара (рис.3.5).

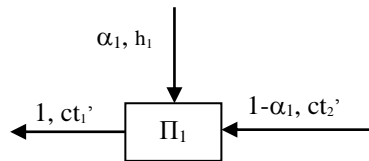


Рис. 3.5. Схема потоков подогревателя  $\Pi_1$

$$ct_1' = \alpha_1 h_1 + (1 - \alpha_1) ct_2', \rightarrow \alpha_1 = \frac{ct_1' - ct_2'}{h_1 - ct_2'}. \quad (3.5)$$

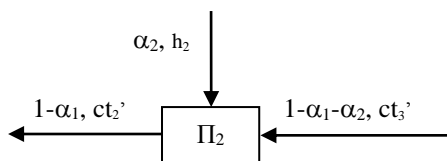


Рис. 3.6. Схема потоков подогревателя  $\Pi_2$

Аналогичные уравнения составляются для подогревателей  $\Pi_2$  и  $\Pi_3$  в соответствии со схемами их потоков (рис.3.6 и 3.7). Решая эти уравнения, можно определить  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$ .

$$(1 - \alpha_1)ct'_2 = \alpha_2 h_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)ct'_3, \rightarrow$$

$$\rightarrow \alpha_2 = (1 - \alpha_1) \frac{ct'_2 - ct'_3}{h_2 - ct'_3}. \quad (3.6)$$

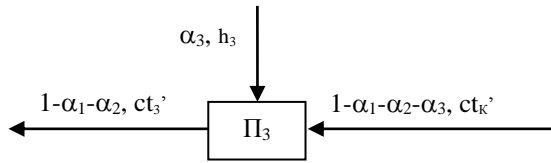


Рис. 3.7. Схема потоков подогревателя П3

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2)ct'_3 = \alpha_3 h_3 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)ct'_k, \rightarrow$$

$$\rightarrow \alpha_3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \frac{ct'_3 - ct'_k}{h_3 - ct'_k}. \quad (3.7)$$

### Определение теплоты, подведенной в цикл ПТУ

Теплота подводится к рабочему телу в паровом котле при  $P_o = \text{const}$  (процесс 6-1). Она определяется как разница энтальпий этого процесса

$$q_1 = h_o - ct'_1. \quad (3.8)$$

### Теплота, отведенная из цикла ПТУ

Удельная теплота, отведенная в цикл ПТУ от рабочего тела  $q_2$ , рассчитывается как разница энтальпий изобарного ( $P_k = \text{const}$ ) процесса 2-3 с учетом того, что в конденсатор турбины пара поступает меньше на величину отборов пара, идущего на подогреватели,

$$q_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_k - ct'_k). \quad (3.9)$$

### Техническая работа расширения пара в турбина

Удельная техническая работа паровой турбины  $l_T$  определяется как сумма работ отсеков турбины с неизменным расходом пара (рис.3.8). Для наглядности этого расчета рядом с процессом расширения пара в турбине в  $h, s$ - диаграмме построена расходная  $h, \alpha$ - диаграмма этого процесса. Из этих диаграмм видно, что удельную работу турбины можно представить в виде суммы работ отсеков турбины: от  $P_o$  до  $P_1$  с относительным расходом пара 1, от  $P_1$  до  $P_2$  —  $1 - \alpha_1$ , от  $P_2$  до  $P_3$  —  $1 - \alpha_1 - \alpha_2$ , от  $P_3$  до  $P_k$  —  $1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3$ . Удельная работа турбины на рис.3.8 представлена в виде заштрихованной площади в расходной  $h, \alpha$ - диаграмме. Из этого рисунка видно, что видов расчетных выражений удельной работы турбины с отборами пара может быть несколько:

$$l_T = h_o - h_1 + (1 - \alpha_1)(h_1 - h_2) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_2 - h_3) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_3 - h_k) =$$

$$= h_o - h_k - \alpha_1(h_1 - h_k) - \alpha_2(h_2 - h_k) - \alpha_3(h_3 - h_k) =$$

$$= h_o - \alpha_1 h_1 - \alpha_2 h_2 - \alpha_3 h_3 - (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)h_k. \quad (3.10)$$

В энергетике для расчета работы турбины используют коэффициенты недовыработки, представляющие отношение разницы энтальпий (тепло-перепада) места отбора и на выходе из турбины к максимально-возможной удельной работе турбины ( $h_o - h_k$ ). Для нашей схемы таких коэффициентов недовыработки три:

$$y_1 = \frac{h_1 - h_k}{h_o - h_k}, \quad y_2 = \frac{h_2 - h_k}{h_o - h_k}, \quad y_3 = \frac{h_3 - h_k}{h_o - h_k}. \quad (3.10)$$

Используя коэффициенты недовыработки и вторую форму записи выражения 3.9, удельную работу турбины можно представить в виде выражения



адиабатном процессе расширения пара в турбине. В результате этого процесс 1-2' смещается в сторону увеличения энтропии.

Необратимость процесса расширения пара в турбине характеризуется внутренним относительным КПД турбины  $\eta_{oi}$ . Этот КПД представляет отношение действительной работы к теоретической применительно ко всем отсекам турбины:

$$\eta_{oi} = \frac{h_o - h_{ki}}{h_o - h_k} = \frac{h_o - h_{li}}{h_o - h_1} = \frac{h_o - h_{2i}}{h_o - h_2} = \frac{h_o - h_{3i}}{h_o - h_3} . \quad (3.13)$$

Используя внутренний относительный КПД, определяются параметры в конце необратимых адиабатных процессов:

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k) ; \quad h_{li} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_1) ;$$

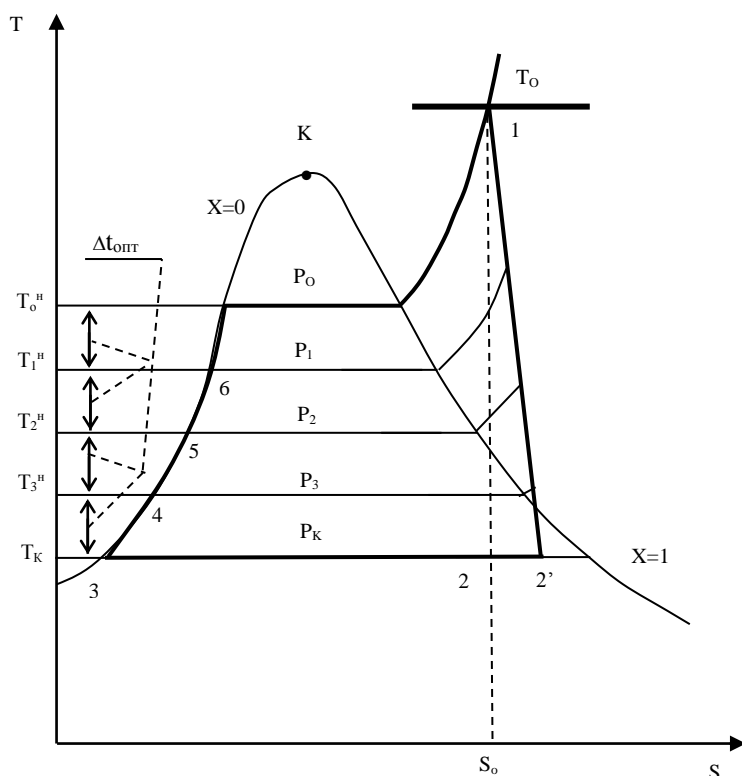


Рис. 3.9. Необратимый реальный цикл ПТУ с тремя смешивающими регенеративными подогревателями в T,s - диаграмме

$$h_{2i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_2) ; \quad h_{3i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_3) .$$

Остальные энтальпии цикла такие же, как и в обратимом цикле ПТУ (см. рис.3.10).

### Определение долей отборов пара на подогреватели

Расчет долей отборов пара на смешивающие подогреватели аналогичен обратимому циклу ПТУ за исключением того, что энтальпии пара в отборах турбины будут иметь большие значения, чем в обратимом цикле.

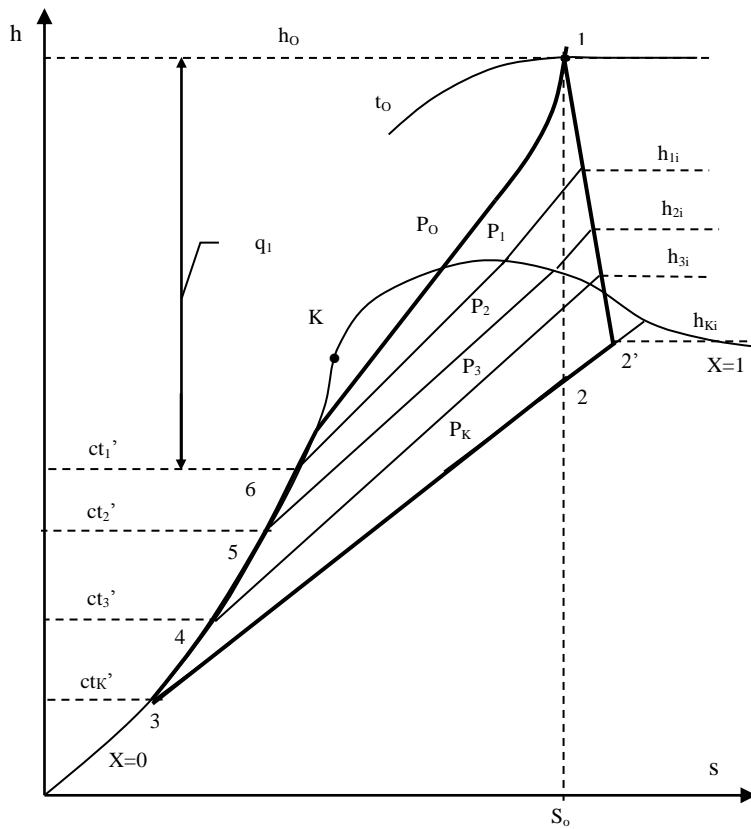


Рис. 3.10. Необратимый реальный цикл ПТУ с тремя смешивающими подогревателями в h,s- диаграмме

Начинается расчет долей отбора пара также с первого подогревателя  $\Pi_1$  по ходу движения пара.

$$ct'_1 = \alpha_{1i} h_{1i} + (1 - \alpha_{1i}) ct'_2 \rightarrow \alpha_{1i} = \frac{ct'_1 - ct'_2}{h_{1i} - ct'_2}. \quad (3.14)$$

$$(1 - \alpha_{1i}) ct'_2 = \alpha_{2i} h_{2i} + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i}) ct'_3 \rightarrow$$

$$\rightarrow \alpha_{2i} = (1 - \alpha_{1i}) \frac{ct'_2 - ct'_3}{h_{2i} - ct'_3}. \quad (3.15)$$

$$(1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i}) ct'_3 = \alpha_{3i} h_{3i} + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i}) ct'_K \rightarrow$$

$$\rightarrow \alpha_{3i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i}) \frac{ct'_3 - ct'_K}{h_{3i} - ct'_K}. \quad (3.16)$$

#### Определение теплоты, подведенной в цикле ПТУ

Теплота, подведенная к рабочему телу в паровом котле при  $P_0 = \text{const}$  (процесс 6-1), имеет тоже значение, что и в обратимом цикле. Это обусловлено тем, что не учитывается работа сжатия в питательном насосе.

$$q_{1i} = q_1 = h_0 - ct'_1.$$

#### Теплота, отведенная из цикла ПТУ

Удельная теплота, отведенная в цикле ПТУ от рабочего тела  $q_{2i}$ , рассчитывается как разница энтальпий изобарного ( $P_K = \text{const}$ ) процесса 2'-3, умноженная на величину относительного расхода пара в конденсатор турбины:

$$q_{2i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{Ki} - ct'_K). \quad (3.17)$$



### Техническая работа расширения пара в турбине

Удельная техническая работа паровой турбины  $l_{Ti}$  определяется так же, как в обратимом цикле в виде суммы работ отсеков турбины с неизменным расходом пара (рис.3.11). Однако в этом случае энтальпии и доли отборов пара на подогреватели имеют значения необратимого цикла:

$$\begin{aligned} l_{Ti} &= h_o - h_{1i} + (1 - \alpha_{1i})(h_{1i} - h_{2i}) + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i})(h_{2i} - h_{3i}) + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{3i} - h_{ki}) = \\ &= h_o - h_{ki} - \alpha_{1i}(h_{1i} - h_{ki}) - \alpha_{2i}(h_{2i} - h_{ki}) - \alpha_{3i}(h_{3i} - h_{ki}) = \\ &= h_o - \alpha_{1i}h_{1i} - \alpha_{2i}h_{2i} - \alpha_{3i}h_{3i} - (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})h_{ki}. \end{aligned} \quad (3.18)$$

Следующие коэффициенты недовыработки для необратимого цикла имеют значения:

$$y_{1i} = \frac{h_{1i} - h_{ki}}{h_o - h_{ki}}; \quad y_{2i} = \frac{h_{2i} - h_{ki}}{h_o - h_{ki}}; \quad y_{3i} = \frac{h_{3i} - h_{ki}}{h_o - h_{ki}}. \quad (3.19)$$

Используя коэффициенты недовыработки и вторую форму записи выражения 3.18, удельную работы турбины можно представить в виде выражения

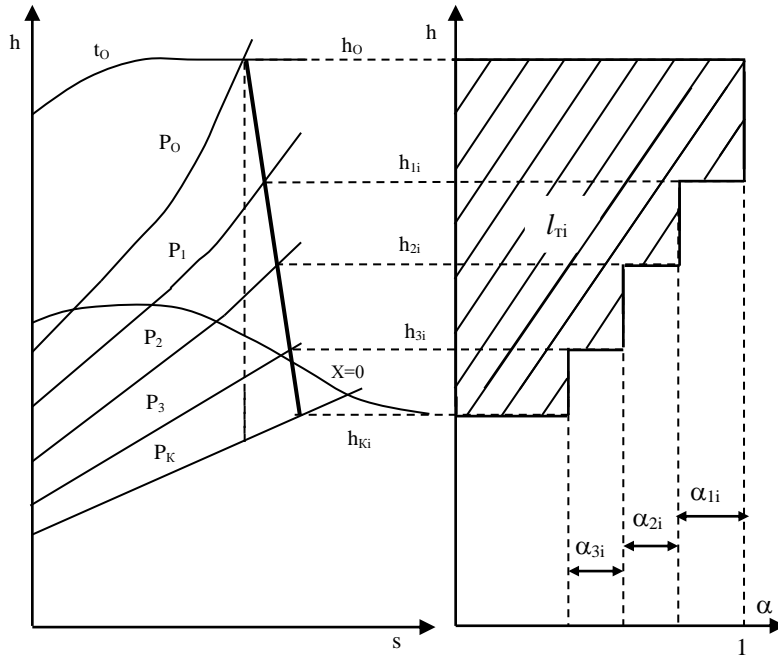


Рис. 3.11. Необратимый – реальный процесс расширения пара в турбине с тремя регенеративными отборами пара в  $h,s$  – и  $h,\alpha$  - диаграммах

$$l_{Ti} = (h_o - h_{ki})(1 - \alpha_{1i}y_{1i} - \alpha_{2i}y_{2i} - \alpha_{3i}y_{3i}) = (h_o - h_{ki})\left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_{ji}y_{ji}\right). \quad (3.20)$$

Поскольку работа насосов в данных расчетах не учитывается, то работа регенеративного цикла ПТУ равна работе турбины:

$$l_i = l_{Ti}.$$

### КПД цикла ПТУ

Внутренний абсолютный КПД необратимого регенеративного цикла ПТУ определяется как

$$\eta_i = l_{Ti}/q_1 = l_{Ti}/(h_o - ct_1'). \quad (3.21)$$

В регенеративном цикле ПТУ внутренний абсолютный КПД **нельзя** представлять в виде произведения термического КПД на внутренний относительный КПД турбины ( $\eta_i \neq \eta_t \eta_{oi}$ ), т.к. при расчете работы турбины используются доли отборов пара из турбины.

Удельный расход пара и удельный расход теплоты на выработанный кВт·ч реального цикла ПТУ определяется по традиционным формулам

$$d_i = \frac{3600}{l_{ti}} \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

$$q_i = \frac{3600}{\eta_i} \text{ кДж/(кВт·ч)}.$$

При известных значениях КПД механического  $\eta_m$  и электрического генератора  $\eta_g$  определяются следующие показатели экономичности цикла ПТУ:

Электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta^э = \eta_i \eta_m \eta_g ;$$

Удельный расход пара на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ

$$d_э = \frac{3600}{l_{ti} \eta_m \eta_g} \text{ кг/(кВт·ч)};$$

Удельный расход теплоты на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ

$$q_э = \frac{3600}{\eta^э} \text{ кДж/(кВт·ч)}.$$

Электрическая мощность ПТУ  $N^э$  и расход пара на турбину  $D$  определяются соотношением

$$N^э = D l_{ti} \eta_m \eta_g.$$

#### 4. Теплофикационный цикл ПТУ

Цикл ПТУ, предназначенный для отпуска тепловой и электрической энергии, называется теплофикационным. В таком цикле имеется отбор пара из турбины, предназначенный для снабжения теплотой потребителя.

В качестве примера теплофикационного цикла рассмотрим цикл ПТУ с вторичным перегревом пара, имеющим два отбора пара из турбины: один - на смешивающий регенеративный подогреватель, а другой - на тепловой потребитель (рис. 4.1).

Цикл этой схемы ПТУ в T,s- и h,s- диаграммах показан на рис. 4.2 и 4.3. Работа сжатия воды в насосах не учитывается при расчете и изображении цикла ПТУ, поэтому процессы и изобары в области жидкости совпадают с линией  $x=0$ .

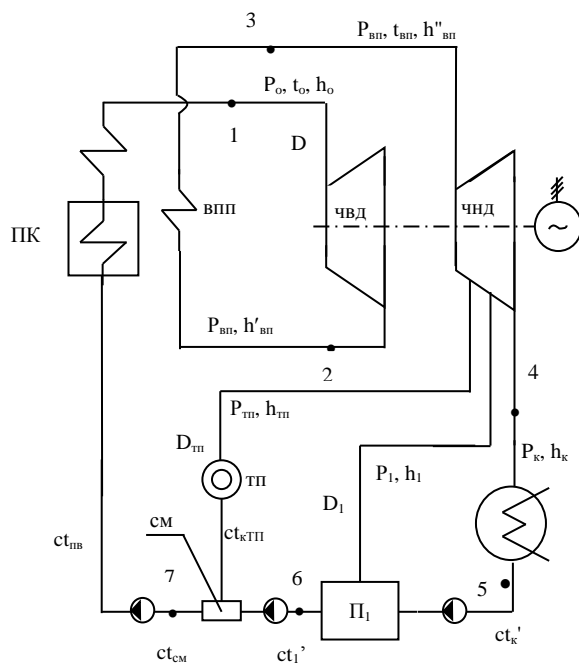


Рис. 4.1. Схема теплофикационной паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем: ПК – паровой котел; ВПП – вторичный пароперегреватель; ЧВД и ЧНД – часть высокого и низкого давления турбины; ТП – тепловой потребитель; П<sub>1</sub> – смешивающий регенеративный подогреватель; СМ – смеситель воды

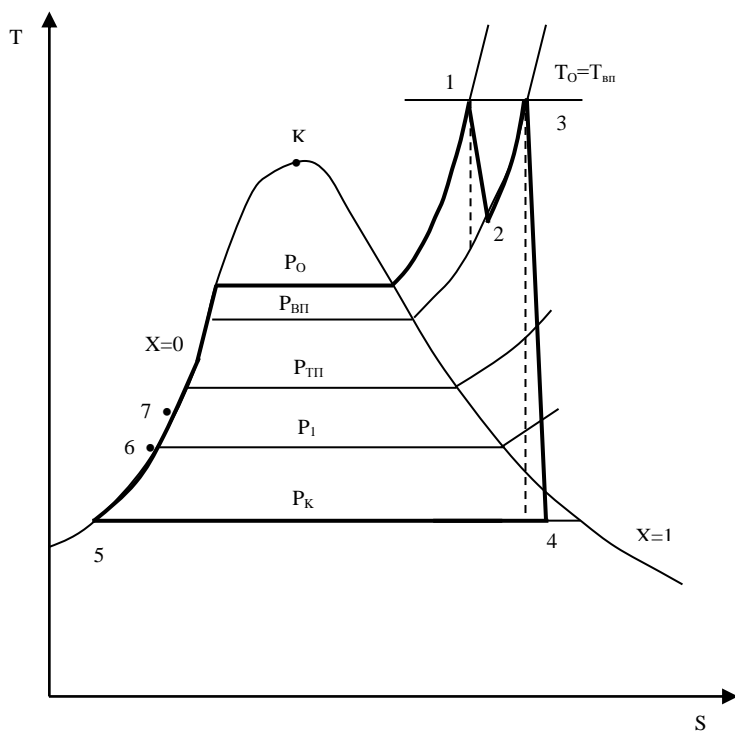


Рис. 4.2. Теплофикационный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в  $T, s$ -диаграмме

Основные обозначения параметров рабочего тела данного цикла:

$P_o, t_o, h_o$  – давление, температура и энтальпия пара перед ЧВД турбины (точка 1);

$P_{вп}, h_{вп}'$  – давление и энтальпия пара на выходе из ЧВД турбины или на входе в ВПП (точка 2);

$P_{вп}, t_{вп}, h_{вп}''$  – давление, температура и энтальпия на выходе из ВПП или на входе в ЧНД турбины (точка 3);

$P_k, h_{ki}$  – давление и энтальпия на выходе из ЧНД турбины (точка 4);

$P_{тп}, h_{тпi}$  – давление и энтальпия отбора пара ПТУ на тепловой потребитель;

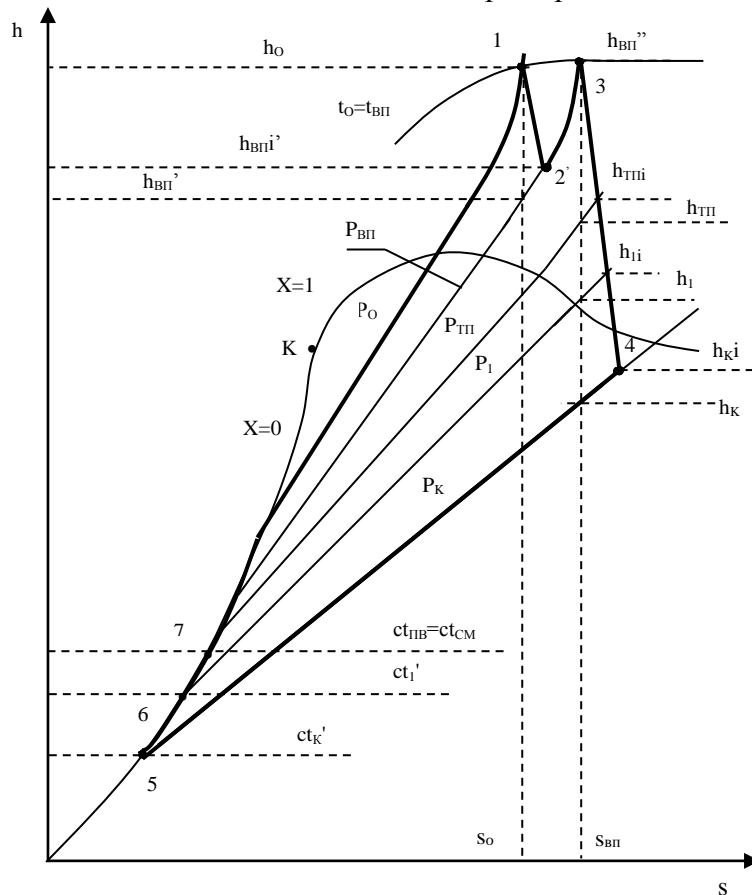


Рис.4.3. Теплофикационный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в  $h,s$ - диаграмме

$P_1, h_{1i}$  – давление и энтальпия отбора пара ПТУ на спешивающий регенеративный подогреватель;

$ct_K'$  – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из конденсатора турбины (точка 5);

$ct_1'$  – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из подогревателя  $П_1$  (точка 6),

$ct_{ктп}$  – энтальпия воды, возвращающейся от теплового потребителя в цикл ПТУ;

$ct_{см}$  – энтальпия воды после узла смешения (точка 7);

$ct_{пв} = ct_{см}$  – энтальпия питательной воды на входе в паровой котел, она равна энтальпии смеси, т.к. работа сжатия воды в насосах не учитывается в данном расчете.

#### 4.1. Расчет теплофикационной ПТУ

##### Исходные данные:

параметры рабочего тела ПТУ, приведенной на рис.4.1:  $P_0, t_0$ , – давление и температура пара перед турбиной,  $P_{вп}, t_{вп}$  – давление и температура пара на выходе из ВПП,  $P_K$ , – давление в конденсаторе турбины,  $P_{тп}, P_1$  – давления отборов пара ПТУ на тепловой потребитель и на спешивающий регенеративный подогреватель,  $t_{ктп}$  – температура возврата конденсата от теплового потребителя;

$\eta_{oi}^{чвд}$  и  $\eta_{oi}^{чнд}$  – внутренние относительные КПД ЧВД и ЧНД турбины;

$D$  – расход пара на турбину,  $Q_{тп}$  – теплота, отпускаемая потребителю.

**Цель расчета** – определить внутреннюю мощность турбины  $N_i$ , внутренний абсолютный КПД ПТУ  $\eta_i$ , КПД использования теплоты топлива  $\eta_Q$  и коэффициент выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Работу насосов в расчетах не учитывать.

### Определение основных параметров воды и водяного пара

Для расчета ПТУ необходимы значения энтальпий во всех характерных точках ее цикла (рис.4.3):

точка 1 – энтальпия  $h_o$  и энтропия  $s_o$  определяются по  $P_o$ ,  $t_o$ , – давлению и температуре пара перед турбиной;

точка 2 – энтальпия  $h_{вп}'$  рассчитывается как

$$h_{вп}' = h_o - \eta_{oi}^{ЧВД} (h_o - h_{вп}'),$$

где  $h_{вп}'$  определяется по обратимому процессу ЧВД турбины при давлении  $P_{вп}$  и энтропии  $s_o$ ;

точка 3 – энтальпия  $h_{вп}''$  энтропия  $s_{вп}$  определяются по  $P_{вп}$ ,  $t_{вп}$  давлению и температуре пара на выходе из ВПП;

точка 4 и отборы пара из турбины энтальпии:  $h_{ki}$ ,  $h_{тпi}$ ,  $h_{1i}$  рассчитываются по формулам

$$h_{ki} = h_{вп}'' - \eta_{oi}^{ЧНД} (h_{вп}'' - h_k);$$

$$h_{тпi} = h_{вп}'' - \eta_{oi}^{ЧНД} (h_{вп}'' - h_{тп});$$

$$h_{1i} = h_{вп}'' - \eta_{oi}^{ЧНД} (h_{вп}'' - h_1),$$

где  $h_k$ ,  $h_{тп}$ ,  $h_1$  – энтальпии обратимого процесса ЧНД турбины, определяются по энтропии  $s_{вп}$  и давлениям  $P_k$ ,  $P_{тп}$ ,  $P_1$  соответственно;

точка 5 – энтальпия воды в состоянии насыщения  $ct_k'$ , определяется по давлению  $P_k$ ;

точка 6 – энтальпия воды в состоянии насыщения  $ct_1'$ , определяется по давлению  $P_1$ ;

точка 7 – энтальпия воды  $ct_{см}$ , определяется по уравнению смещения потоков после определения расходов пара из отборов турбины;

$ct_{ктп}$  – энтальпия конденсата возвращающегося от теплового потребителя определяется по давлению  $P_{тп}$  и температуре  $t_{ктп}$ .

### Определение расходов пара в элементах ПТУ

Расчет теплофикационной ПТУ проще выполнять с абсолютными, а не относительными расходами рабочего тела.

Расход пара на тепловой потребитель из отбора турбины рассчитывается на основании заданной тепловой мощности потребителя теплоты

$$D_{тп} = \frac{Q_{тп}}{h_{тпi} - ct_{ктп}}. \quad (4.1)$$

Расход пара на смешивающий регенеративный подогреватель определяется из уравнения смешения потоков (рис.4.4)

$$(D - D_{тп})ct_1' = D_1 h_{1i} + (D - D_{тп} - D_1)ct_k'.$$

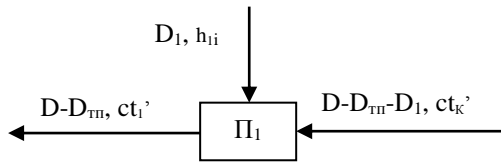


Рис. 4.4. Схема потоков подогревателя  $\Pi_1$

$$D_1 = (D - D_{\text{тп}}) \frac{ct'_1 - ct'_k}{h_{1i} - ct'_k}. \quad (4.2)$$

### Определение энтальпии питательной воды

Энтальпия питательной воды равна энтальпии воды на выходе из смесителя  $ct_{\text{пв}} = ct_{\text{см}}$ , т.к. работа насоса в расчете не учитывается.

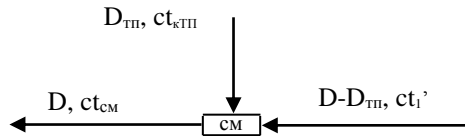


Рис. 4.5. Схема потоков смесителя

Энтальпия  $ct_{\text{см}}$  определяется из уравнения смешения потоков в смесителе (рис.4.5):

$$\begin{aligned} Dct_{\text{см}} &= D_{\text{тп}}ct_{\text{ктп}} + (D - D_{\text{тп}})ct'_1, \\ ct_{\text{см}} &= \frac{D_{\text{тп}}ct_{\text{ктп}} + (D - D_{\text{тп}})ct'_1}{D}, \end{aligned} \quad (4.3)$$

### Определение внутренней мощности турбины

Внутренняя мощность турбины определяется как сумма мощностей отсеков турбины с постоянными расходами (аналогично регенеративной ПТУ)

$$\begin{aligned} N_i &= D(h_o - h'_{\text{вп}} + h''_{\text{вп}} - h_{\text{тп}}) + (D - D_{\text{тп}})(h_{\text{тп}} - h_{1i}) + \\ &\quad + (D - D_{\text{тп}} - D_1)(h_{1i} - h_{\text{к}}). \end{aligned} \quad (4.4)$$

### Показатели тепловой экономичности ПТУ

Внутренний абсолютный КПД теплофикационной ПТУ определяется как

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_1} = \frac{N_i}{D(h_o - ct_{\text{см}} + h''_{\text{вп}} - h'_{\text{вп}})}, \quad (4.5)$$

где  $Q_1$  – теплота, подведенная в цикле ПТУ к рабочему телу.

КПД использования теплоты топлива определяется как отношение полезной произведенной электрической и тепловой мощности ПТУ к подведенной теплоте

$$\eta_Q = \frac{N_i + Q_{\text{тп}}}{Q_1}. \quad (4.6)$$

Коэффициент выработки электрической энергии на тепловом потреблении определяется как отношение мощности турбины, произведенной потоком пара, идущим из отбора на тепловой потребитель, к величине отпущенной потребителю теплоты

$$\begin{aligned}
 e &= \frac{N_{\text{тп}}}{Q_{\text{тп}}} = \frac{D_{\text{тп}} (h_o - h'_{\text{вп}} + h''_{\text{вп}} - h_{\text{тп}})}{D_{\text{тп}} (h_{\text{тп}} - ct_{\text{ктп}})} = \\
 &= \frac{h_o - h'_{\text{вп}} + h''_{\text{вп}} - h_{\text{тп}}}{h_{\text{тп}} - ct_{\text{ктп}}} .
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

### Библиографический список

1. Коновалов В.И. Техническая термодинамика / Иван. гос. энерг. ун-т.- Иваново, 1995. - 464 с.
2. Коновалов В.И. Термодинамические циклы современных и перспективных паровых и парогазовых теплоэнергетических установок / Иван. энерг. ин-т.- Иваново, 1982, 68 с.
3. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справоч. - М.: Энергоиздат, 1984, 80 с.
4. Чухин, И. М. Методические указания к расчету термодинамической эффективности циклов паротурбинных установок / И.М. Чухин; Иван. гос. энерг. ун-т – Иваново, 2002, 56 с. (№ 1446)