

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра ЮНЕСКО  
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

Н. Г. Хутская  
Г. И. Пальченок  
А. В. Новик

# ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Учебно-методическое пособие  
по дисциплине «Термодинамика»  
для студентов специальности  
1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии  
и энергетический менеджмент»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию  
в области энергетики и энергетического оборудования*

Минск  
БНТУ  
2022

УДК 621.1.016.4(075.8)

ББК 31.31я7

X98

**Р е ц е н з е н т ы:**

кафедра энергосбережения, гидравлики и теплотехники  
Белорусского государственного технологического университета  
(зав. каф., канд. техн. наук, доцент *А. С. Дмитриченко*);  
научный сотрудник Института тепло- и массообмена  
им. А. В. Лыкова НАН Беларуси *Д. С. Слижук*

**Хутская, Н. Г.**

X98 Циклы паросиловых установок : учебно-методическое пособие по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / Н. Г. Хутская, Г. И. Пальчёнок, А. В. Новик. – Минск : БНТУ, 2022. – 56 с.

ISBN 978-985-583-806-8.

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

**УДК 621.1.016.4(075.8)**

**ББК 31.31я7**

**ISBN 978-985-583-806-8**

© Хутская Н. Г., Пальчёнок Г. И.,  
Новик А. В., 2022

© Белорусский национальный  
технический университет, 2022

## СОДЕРЖАНИЕ

Теплосиловые паровые циклы. Цикл Ренкина .....	4
Роль начальных и конечных параметров в цикле паросиловой установки .....	15
Цикл паросиловой установки при необратимом протекании процесса расширения .....	21
Система КПД и основные характеристики цикла ПСУ .....	23
Цикл паросиловой установки с промежуточным перегревом пара .....	27
Регенерация в цикле паросиловой установки .....	30
Теплофикационные циклы .....	37
Задачи .....	44
Примеры .....	49
Список литературы .....	56

## ТЕПЛОСИЛОВЫЕ ПАРОВЫЕ ЦИКЛЫ. ЦИКЛ РЕНКИНА

В современной теплоэнергетике в основном используются теплосиловые установки. В качестве рабочего тела в них применяется водяной пар – наиболее дешевое и доступное рабочее тело. Идеальным циклом теплосиловой установки является цикл Ренкина. Цикл предложен в середине 19 века шотландским физиком Ренкиным.



Рис. 1. Создатель цикла Ренкин

**Уильям Джон Макуорн Ранкин (Ренкин)** (англ. *William John Macquorn Rankine*; 5 июля 1820, Эдинбург – 24 декабря 1872, Глазго) – шотландский инженер, физик и механик, один из создателей технической термодинамики. Учился в Эдинбургском университете с 1836 года по 1838 год, был вынужден покинуть его, так и не окончив, из-за стесненного финансового положения. В 1849 году независимо от Клаузиуса получил общие уравнения термодинамики, выражающие соотношение между количеством теплоты и механической энергией. Исследовал

термодинамические свойства газов и пара в 1850 году и составил таблицы водяных паров получивших широкое применение. В 1859 году построил полную теорию паровой машины; в частности, разработал идеальный термодинамический цикл парового двигателя, названного в его честь. Ввел ряд терминов, широко применяемых в механике и термодинамике: потенциальная энергия, адиабатический и изотермические процессы, адиабата.

В паровом котле теплота, выделяемая при сгорании топлива в топке, передается рабочему телу – воде, которая превращается в пар заданных параметров. Из котла пар поступает в паровую тур-

бину. При расширении в турбине поток пара приобретает значительную кинетическую энергию. На лопатках рабочего колеса турбины эта энергия превращается в кинетическую энергию вращения рабочего колеса и затем в электроэнергию при помощи электрогенератора, вращаемого турбиной. На выходе из турбины пар поступает в конденсатор, где отдает тепло охлаждающей воде и конденсируется, а затем с помощью насоса направляется обратно в котел.

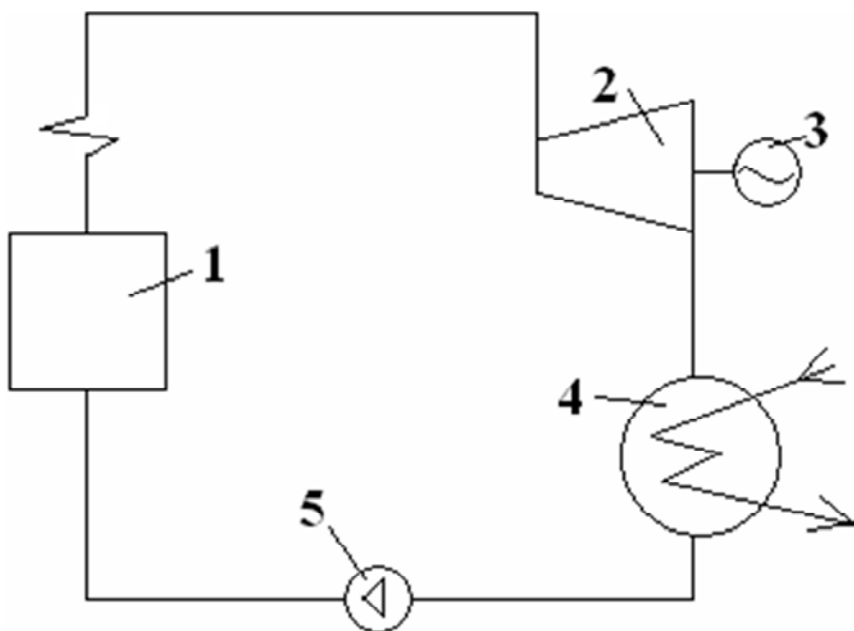


Рис. 2. Цикл Ренкина. Схема:  
1 – парогенератор (паровой котел); 2 – паровая турбина;  
3 – электрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – насос

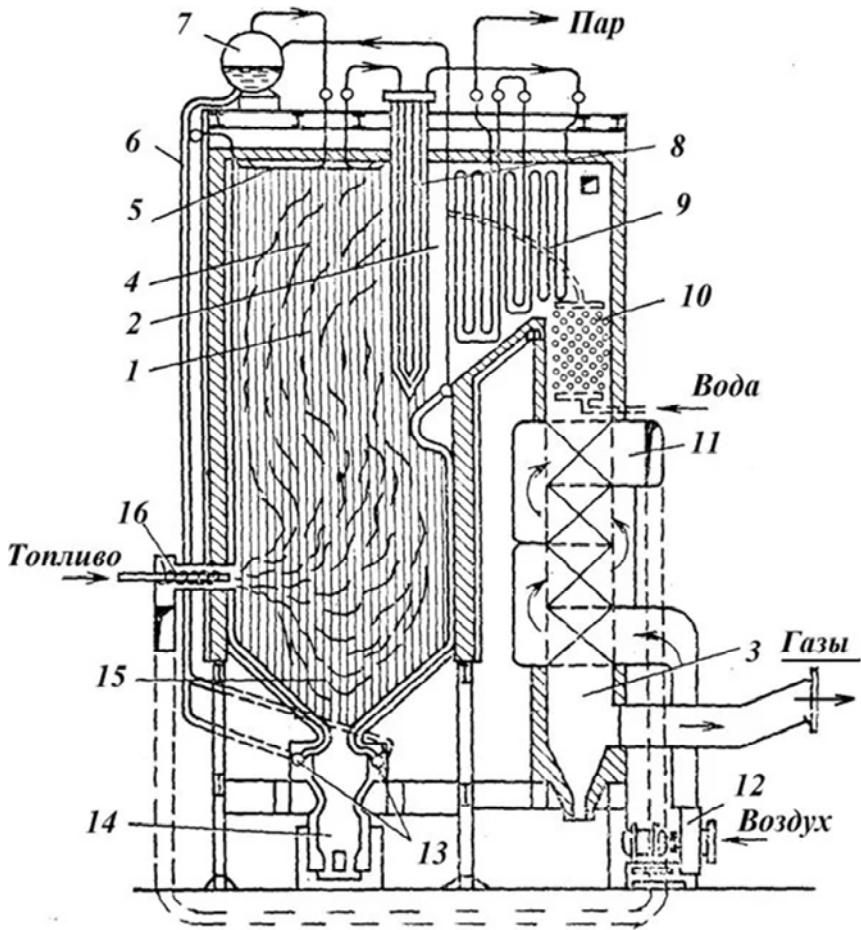


Рис. 3. Парогенератор (схема)

Парогенератор (паровой котел) – система теплообменников, в которых производится в требуемом количестве пар заданных параметров из непрерывно поступающей воды за счет теплоты, получаемой при сжигании органического топлива.

Процесс образования перегретого пара из воды состоит из 3-х этапов: подогрева питательной воды до температуры насыщения, получения насыщенного пара и перегрева сухого насыщенного пара до требуемой температуры.

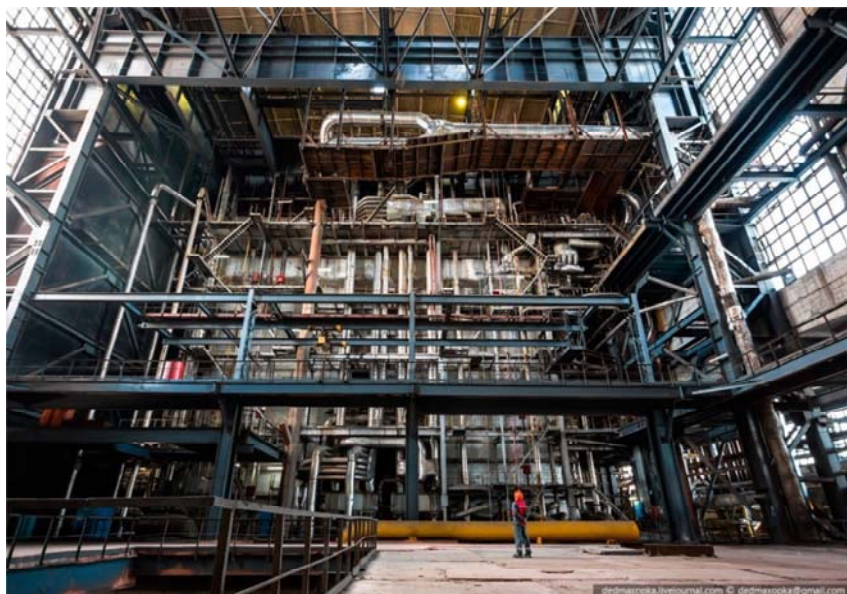


Рис. 4. Парогенератор. Общий вид

Подогрев питательной воды до температуры насыщения происходит в экономайзере, процесс парообразования – в испарительной поверхности нагрева, перегрев пара – в пароперегревателе.

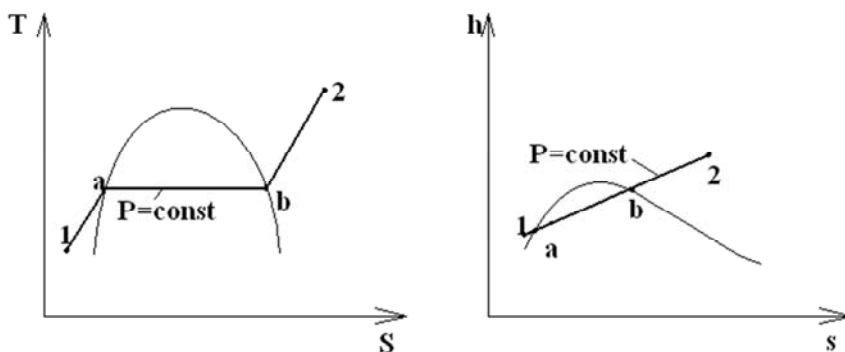


Рис. 5. Процесс получения перегретого пара в парогенераторе

Теплота, идущая на подогрев питательной воды, выделяется при сгорании топлива. Топливо поступает в горелки, в которых смешивается с подогретым воздухом и сгорает в топочной камере парового котла. Продукты сгорания, пройдя газовый тракт котла и отдав свою теплоту поверхностям нагрева котла, поступают в систему очистки дымовых газов, а затем дымососом подаются в дымовую трубу.

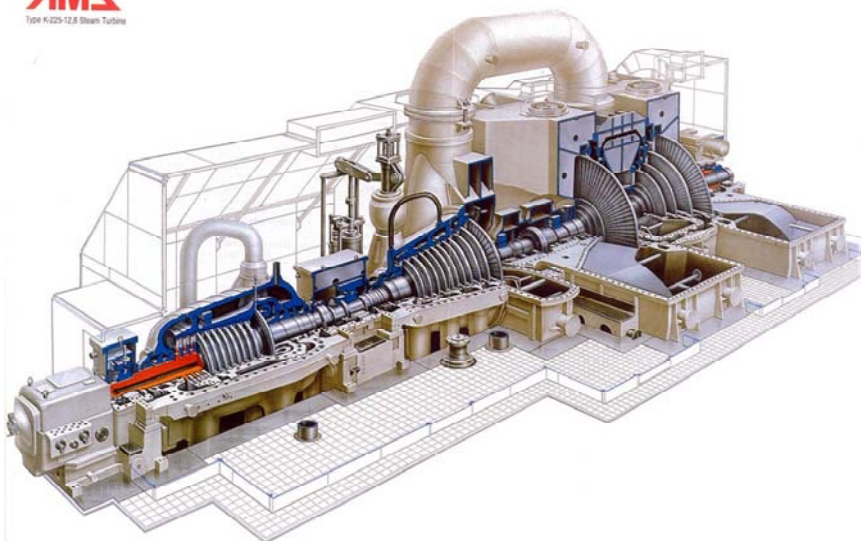


Рис. 6. Паровая турбина. Общий вид

Перегретый пар поступает в турбину. Турбина – это ротационный тепловой двигатель лопаточного типа. Струя рабочего тела поступает через направляющие аппараты (сопла) на криволинейные лопатки, закрепленные на окружности рабочего колеса, с поворотом. За счет поворота потока возникает окружная сила, создающая крутящий момент, приводящий во вращение рабочее колесо, закрепленное на валу. С турбиной соединен электрогенератор, вырабатывающий электроэнергию, которая после повышения напряжения в трансформаторе направляется по линиям электропередачи потребителю.





Рис. 7. Паровая турбины. Лопаточный аппарат

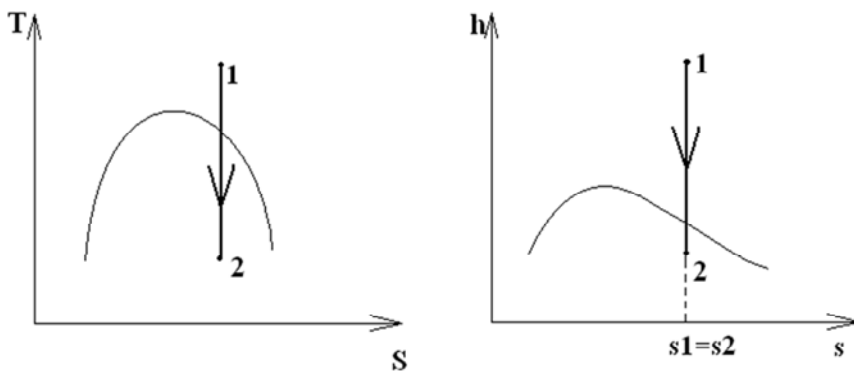


Рис. 8. Процесс адиабатного расширения пара в турбине

Пар, отработавший в турбине, направляется в конденсатор – теплообменный аппарат, предназначенный для превращения отработавшего в турбине пара в жидкое состояние (конденсат). Конденсация пара происходит в результате соприкосновения его с поверхностью тела,

имеющего более низкую температуру, чем температура насыщения пара при давлении в конденсаторе.

Пар конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых движется охлаждающая вода. За счет резкого уменьшения удельного объема пара, создается низкое давление отработавшего пара или вакуум.

Конденсат откачивается из конденсатора насосом и подается в котел в результате чего обеспечивается замкнутый цикл движения рабочего тела.



Рис. 9. Конденсатор

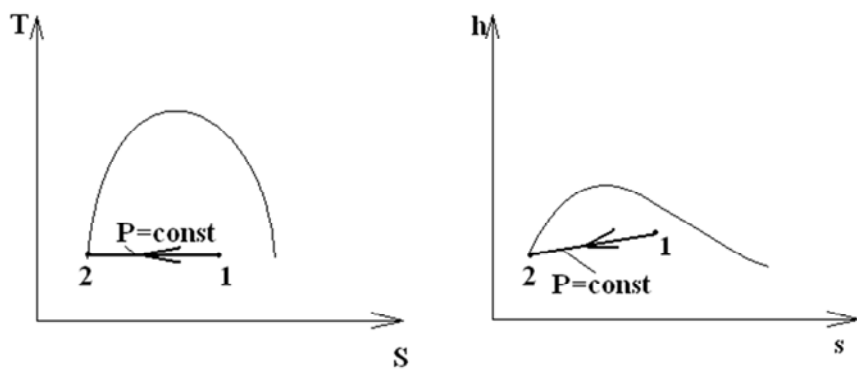


Рис. 10. Процесс конденсации пара в конденсаторе

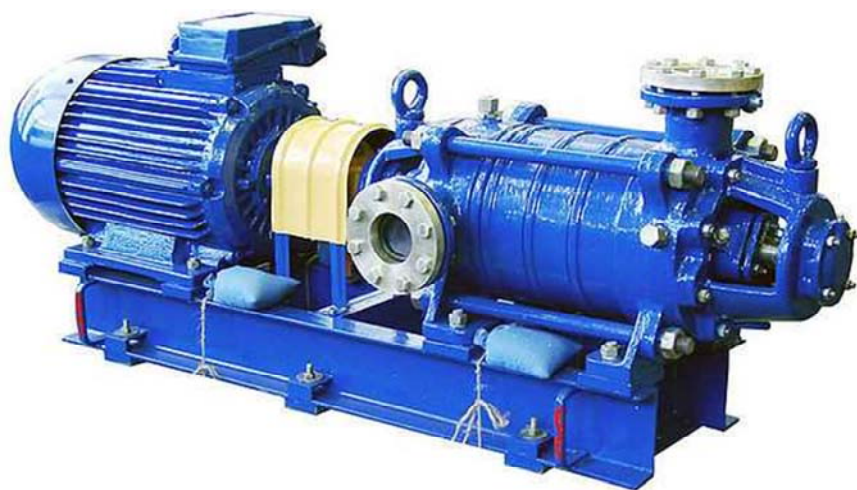


Рис. 11. Питательный насос

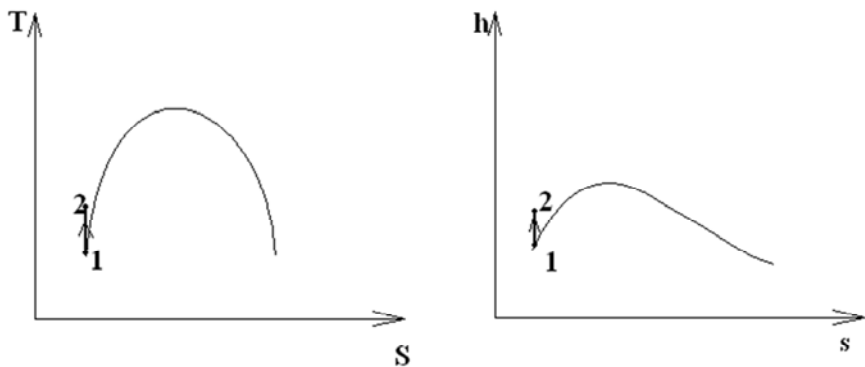


Рис. 12. Адиабатное повышение давления воды в насосе

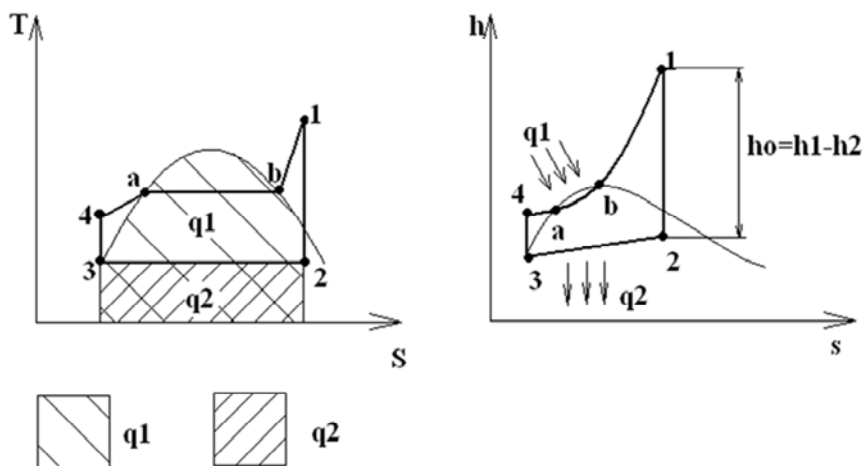


Рис. 13. Цикл Ренкина в  $T,S$ - и  $h,s$ -диаграммах:  
 1-2 – адиабатное расширение пара в турбине;  
 2-3 – изобарный отвод теплоты в конденсаторе;  
 3-4 – адиабатное повышение давления воды в насосе;  
 4-1 – изобарный подвод тепла в парогенераторе, насосе

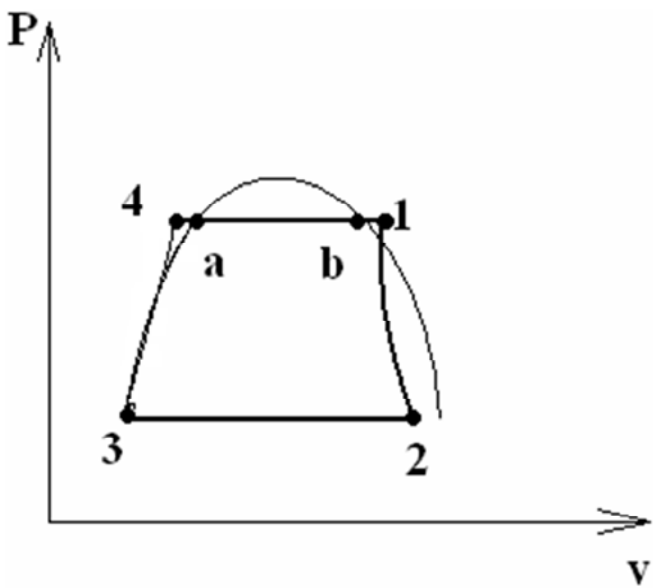


Рис 14. Цикл Ренкина в  $p,v$ -диаграмме

Диаграммы приведены для докритических параметров. Критические параметры для воды:  $P_{кр} = 22,1$  МПа,  $t_{кр} = 374$  °С. Критическая точка – точка в которой исчезают отличия между жидкостью и паром.

Для сверхкритических параметров диаграмма выглядит так:

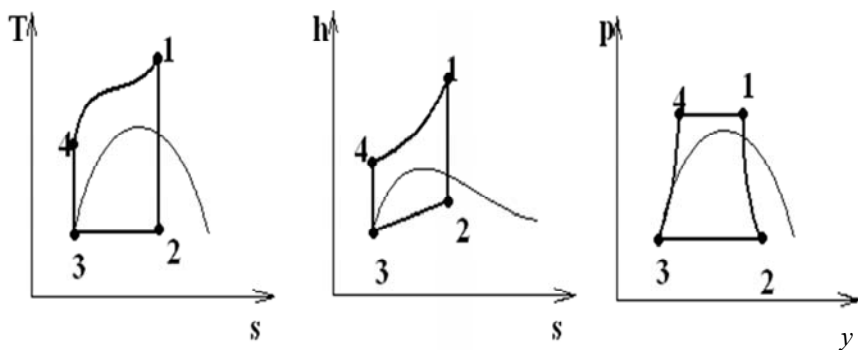


Рис. 15. Цикл Ренкина для сверхкритических параметров

Определим термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_4} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4};$$

$$\eta_t = \frac{l_{\text{турб}} - l_{\text{нас}}}{q_1};$$

$$l_{\text{турб}} = h_1 - h_2 = h_0;$$

$$l_{\text{нас}} = h_4 - h_3,$$

где  $q_1$  – тепло подводимое в паровом котле.

$q_2$  – тепло отводимое в конденсаторе.

$h_0$  – располагаемый теплоперепад.

Для докритических параметров:

$$l_{\text{турб}} \ll l_{\text{нас}},$$

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4 + h_3 - h_3} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_3) - (h_4 - h_3)}.$$

Для докритических параметров работой насоса можно пренебречь, тогда:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3},$$

где  $h_3$  – определяется по таблицам водяного пара как энтальпия насыщенной жидкости ( $h'$ ) при давлении в конденсаторе.

$$\eta_t \approx 0,4.$$

Для установок со сверхкритическими параметрами работой насоса пренебрегать нельзя.

## РОЛЬ НАЧАЛЬНЫХ И КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ В ЦИКЛЕ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

### *Влияние начальной температуры*

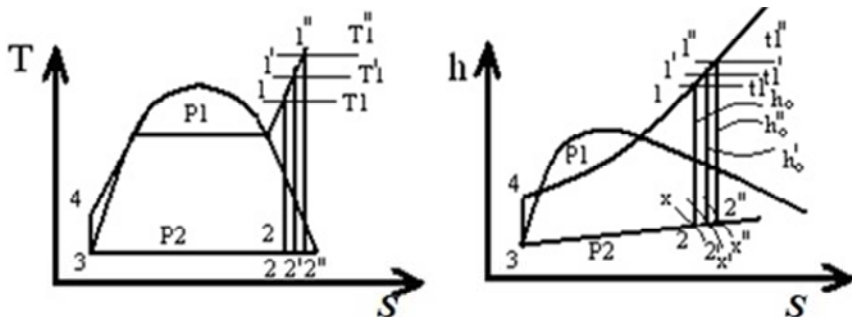


Рис. 16. Влияние начальной температуры на КПД цикла паросиловой установки

При одинаковой температуре отвода тепла, среднеинтегральная температура подвода тепла растет с ростом температуры перед турбиной  $t_1$ , следовательно, растет КПД, т. е.  $\eta_t < \eta_t' < \eta_t''$ . Увеличение начальной температуры эквивалентно добавке высокоэффективного цикла  $11''2''21$ .

Изобара  $P_1$  идет круче, чем изобара  $P_2$ , поэтому располагаемый теплоперепад  $h_0$  с ростом температуры возрастает ( $h_0'' > h_0' > h_0$ ).

С ростом температуры конечная влажность (на выходе из турбины) уменьшается, т. е. растет степень сухости ( $x'' > x' > x$ ), следовательно повышение начальной температуры пара перед турбиной оказывает положительный эффект на эффективность цикла. Термодинамический КПД цикла растет.

### *Влияние начального давления*

Чем выше давление  $P_1$  тем больше степень заполнения цикла и, соответственно, выше эффективность цикла: ( $\eta_t < \eta_t' < \eta_t''$ ). Однако по мере роста давления  $P_2$  при той же температуре влажность пара на выходе из турбины возрастает, что вызывает эрозийный

износ в последних ступенях турбины за счет удара капель о рабочие лопатки. Допустимая степень влажности  $y = 1 - x = 0,12$ ;  $x = 0,88$ .

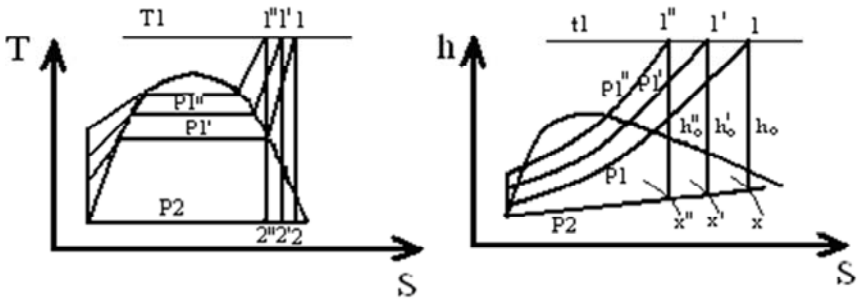


Рис. 17. Влияние начального давления на КПД цикла паросиловой установки

Для каждой начальной температуры существует свое оптимальное давление, при котором, термический КПД максимален. Из сказанного видно, что чем выше начальная температура и давление пара, тем выше КПД цикла Ренкина.

В настоящее время на электростанциях приняты начальные параметры пара:  $P_1 = 23,5$  мПа (240 атм.),  $t_1 = 565$  °С.

Дальнейшее повышение параметров ограничивается свойствами существующих конструкционных материалов. При высоких давлениях и температурах прочностные характеристики перлитных сталей уменьшаются и их приходится заменять более дорогостоящими аустенитными сталями, т. е. некоторое увеличение КПД, компенсируется увеличением капитальных затрат на установку. С этой точки зрения дальнейшее увеличение начальных параметров нецелесообразно.

#### *Влияние конечных параметров на кпд цикла ПСУ*

Термический КПД цикла ПСУ определяется располагаемым теплорепадом  $h_0$

$$\eta_t = \frac{h_0}{q_1}$$



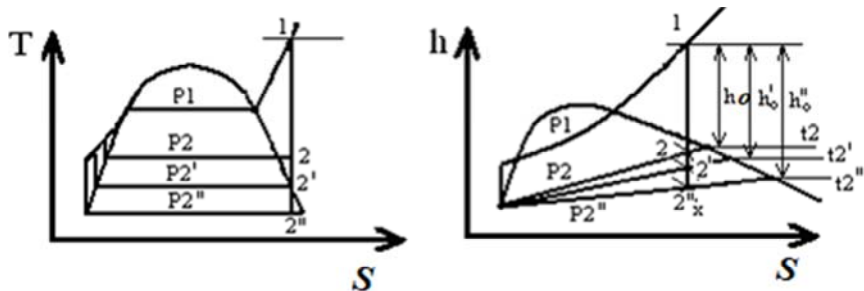


Рис. 18. Влияние конечных параметров на КПД цикла паросиловой установки

Уменьшение конечного давления и соответственно конечной температуры (поскольку в области влажного пара давление и температура насыщения однозначно связаны) означает увеличение располагаемого теплоперепада и соответственно термодинамического КПД.

Конечное давление  $P_2$  определяется конечной температурой.

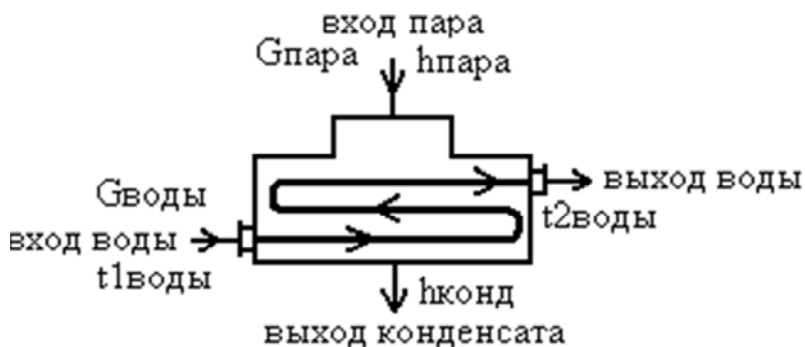


Рис. 19. Потoki рабочего тела в конденсаторе

### Тепловой баланс конденсатора

Теплота, отданная паром в конденсаторе, равна теплоте, воспринятой охлаждающей водой:

$$Q_{\text{пара}} = Q_{\text{охлажд. воды}};$$

$$G_{\text{пара}} = (h_{\text{пара}} - h_{\text{конд.}}) = G_{\text{воды}} C_{p_{\text{воды}}} (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}}),$$

где  $G_{\text{пара}}$  – расход пара в конденсатор (кг/с);

$h_{\text{пара}}$  – энтальпия пара на выходе из турбины (кДж/кг);

$G_{\text{воды}}$  – расход охлаждающей воды, кг/с;

$C_{p_{\text{воды}}}$  – теплоемкость воды,  $C_{p_{\text{воды}}} = 4,187$  кДж/кг·К;

$t_{1\text{воды}}$  и  $t_{2\text{воды}}$  – температура воды на входе и выходе из конденсатора.

Энтальпия конденсата:

$$h_{\text{конд.}} = C_{p_{\text{воды}}} t_{\text{конд.}}, \text{ кДж/кг};$$

$$t_{\text{конд.}} = t_s - \Delta t_{\text{конд.}},$$

где  $t_s$  – температура насыщения пара при давлении в конденсаторе;

$\Delta t_{\text{конд.}}$  – переохлаждение конденсатора;

$\Delta t_{\text{конд.}} = 1-5$  °С.

Переохлаждение конденсатора связано с наличием воздуха в паре и соответствующим снижением парциального давления пара.

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

Нагрев воды в конденсаторе  $\Delta t_{\text{воды}}$  может составлять (6–7 °С) для одноходовых конденсаторов до (10–12 °С для 3 и 4 ходовых).

Кратность охлаждения:

$$m = \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{пара}}} = \frac{h_{\text{пара}} - h_{\text{конд.}}}{C_{p_{\text{воды}}} (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}})} = \frac{h_{\text{пара}} - C_{p_{\text{воды}}} t_{\text{конд.}}}{C_{p_{\text{воды}}} (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}})};$$

$h_{\text{пара}} - h_{\text{конд.}} \approx r$  – скрытая теплота парообразования;

$r \approx 2200$  кДж/кг;

$t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}} = \Delta t_{\text{в}}$  – изменяется обратно пропорционально  $m$  (кратности охлаждения).

Оптимальная кратность охлаждения:

– одноходовые компрессоры  $m = 80-120$ ;

– двухходовые  $m = 60-70$ ;

– трех и четырех ходовых  $m = 40-50$ .

Температура конденсации пара в конденсаторе:

$$t_{\text{конд.}} = t_{\text{воды}} + \Delta t_{\text{в}} + \delta t;$$

$$t_{\text{воды}} = 10 - 25 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{в}} = 6 - 12 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\delta t = \frac{n}{31,5 + t_{\text{воды}}} (d_k + 7,5),$$

где  $\delta t$  – температурный набор на выходе из конденсатора (разность между  $t_{\text{пара}}$  поступающего в конденсатор и  $t_{\text{воды}}$  на выходе из конденсатора);

$n$  – коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора  $n = 5-7$ .

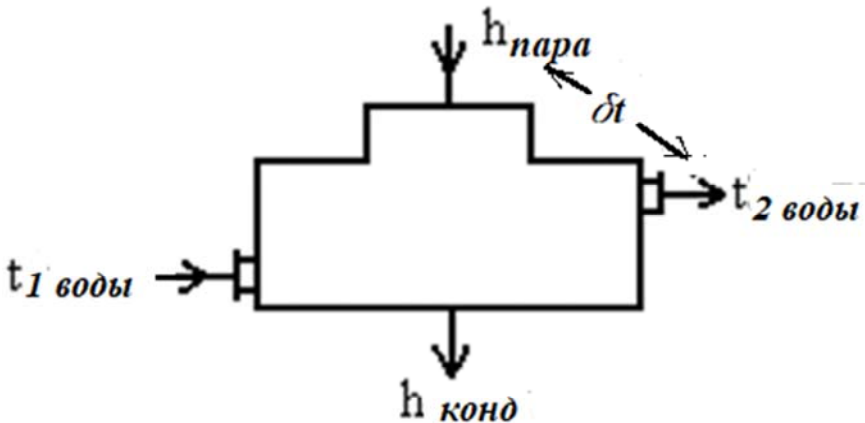


Рис. 20. Температурный напор в конденсаторе

$$d_k = \frac{G_{\text{пара}}}{F}, \text{ кг/ м}^2\text{с},$$

где  $d_k$  – удельная паровая нагрузка конденсатора

$$d_k = 40 - 50;$$

$$\delta t = 4 - 10;$$

$$t_{\text{конд.}} = t_{\text{воды}} + \Delta t_{\text{воды}} + \delta t = (10 + 6 + 4) - (25 + 12 + 10) = 20 \div 47 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\delta t = t_{\text{пара}} - t_{2\text{воды}}.$$

$P_k = 2,34 - 10,6$  кПа – давление в конденсаторе.

В современных установках  $t_{\text{конд.}} \approx 29$  °С.

$P_k = 4$ кПа = 0,004 МПа = 0,04 Бар.

## ЦИКЛ ПАРСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ПРИ НЕОБРАТИМОМ ПРОТЕКАНИИ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

При обратимом протекании процесса теплота, отведенная в конденсаторе:

$$q_{2Т} = h_{2Т} - h'_2.$$

При необратимом протекании процесса теплота, отведенная в конденсаторе:

$$q_{2Д} = h_{2Д} - h'_2.$$

Потеря работы:

$$\begin{aligned} \Delta l = \Delta h &= l_T^Д - l_T^Т = (q_1 - q_{2Т}) - (q_1 - q_{2Д}) = \\ &= q_{2Д} - q_{2Т} = h_{2Д} - h_{2Т}. \end{aligned}$$

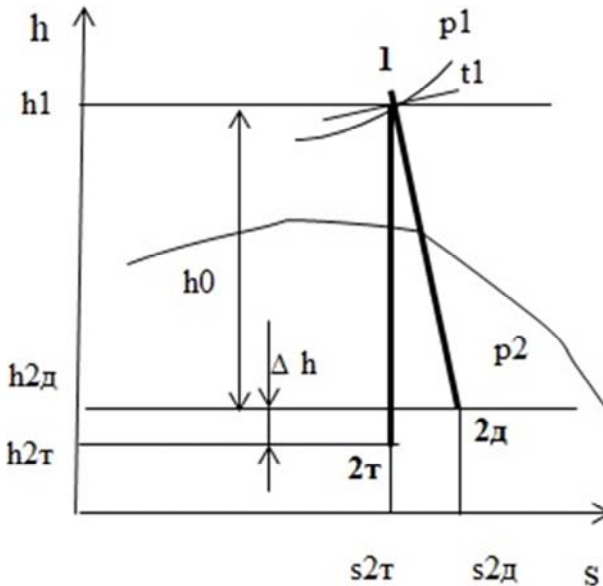


Рис. 21. Процесс необратимого расширения пара в турбине

Если бы процесс расширения пара в турбине был обратимым (1–2Г), т. е. отсутствовало трение и другие потери, то в кинетическую энергию, а, следовательно, в работу был бы преобразован весь теплоперепад:

$$h_0 = h_1 - h_{2Г} = l_T^{\text{теор}}.$$

Вследствие необратимых потерь получаемая в турбине работа в действительном процессе расширения:

$$h_1 - h_{2Д} = l_T^{\text{действ}};$$

$$h_{2Д} > h_{2Г}.$$

Следовательно,

$$l_T^{\text{действ}} < l_T^{\text{теор}}.$$

Внутренний относительный КПД турбины:

$$\eta_{oi} = \frac{l_T^Д}{l_T^Г} = \frac{h_1 - h_{2Д}}{h_1 - h_{2Г}}.$$

В современных турбинах:

$$\eta_{oi} = 0,85 - 0,9.$$

Абсолютный внутренний КПД:

$$\eta_i = \frac{l_T^Д}{q_1} = \frac{h_1 - h_{2Д}}{h_1 - h_2'} = \frac{h_1 - h_{2Д}}{h_1 - h_{2Г}} \cdot \frac{h_1 - h_{2Г}}{h_1 - h_2'} = \eta_{oi} \cdot \eta_t.$$

## СИСТЕМА КПД И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛА ПСУ

Часть работы турбины затрачивается из-за механических потерь в элементах турбины (подшипниках) на привод масляного насоса и системы регулирования турбины. Эти затраты характеризуются механическим КПД турбины, представляющим отношение механической работы, переданной турбиной электрогенератору, к работе, произведенной паром при его расширении в турбине:

$$\eta_M = \frac{l_T^M}{l_T^D}.$$

Для современных машин:

$$\eta_M = 0,97 - 0,995.$$

Работа, переданная электрогенератору, частично расходуется на потери в электрогенераторе.

КПД электрогенератора:

$$\eta_G = \frac{l_{\text{Э}}}{l_T^M} = 0,97 - 0,99,$$

где  $l_{\text{Э}}$  – работа, переданная внешнему потребителю (электроэнергия, отдаваемая в сеть).

Абсолютный КПД турбогенераторной установки:

$$\eta^{\text{ТГ}} = \frac{l_{\text{Э}}}{q_1} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_G \approx 0,37;$$

$$\eta_t = 0,4 - 0,45.$$

$\eta_{oi} \cdot \eta_M = \eta_{oe}$  – относительный эффективный КПД.

В электроэнергию превращается примерно 37 % теплоты, подведенной к рабочему телу в цикле (без учета затрат на привод насоса).

В паровом котле пар нагревается до температуры, превышающей  $t_1$ , при движении по паропроводу из котельной к турбине пар вследствие потерь несколько охлаждается. Этот процесс характеризует КПД пароперегревателя.

$$\eta_{\text{ПП}} = 0,99.$$

Если рассматривать процессы в паровом котле, то не вся теплота, выделившаяся при сгорании топлива, идет на нагрев воды и образование пара. Часть теплоты теряется вследствие потерь в котле с уходящими газами, при механической и химической неполноте сгорания топлива, в окружающую среду. Степень совершенства котла характеризуется тепловым КПД котла, зависящим от вида сжигаемого топлива:

$$\eta_{\text{К}} = 0,89 - 0,93.$$

при сжигании твердого топлива – нижнее значение, при сжигании газообразного – верхнее.

Эффективный абсолютный КПД всей теплосиловой установки определяется как отношение работы, отданной внешнему потребителю (электроэнергия в сеть), к количеству теплоты, полученному при сгорании топлива:

$$\eta_{\text{е}}^{\text{ТСУ}} = \frac{l_{\text{Э}}}{q_1} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{ПП}} \cdot \eta_{\text{К}} \approx 0,33.$$

Таким образом, тепловой баланс паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина:

$$q = l_{\text{Э}} + q_{2\text{Д}} + \Delta q_{\text{М}} + \Delta q_{\text{Г}} + \Delta q_{\text{ПП}} + \Delta q_{\text{К}}.$$

Расход пара на турбину (конденсационную):

$$D_0 = \frac{3600 N_{\text{Э}}}{h_0 \eta_{oi} \eta_{\text{М}} \eta_{\text{Г}}}, \text{ кг/час,}$$

где  $N_{\text{Э}}$  – мощность, кВт;

$h_0$  – располагаемый теплоперепад на турбину, кДж/кг.



Удельный расход пара на турбину:

$$d_0 = \frac{D_0}{N_{\text{Э}}} = \frac{3600}{h_0 \eta_{oi} \eta_M \eta_{\Gamma}}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Для современных турбоустановок:

$$d_0 = 3,1 - 3,2, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Для турбин:

$$N_{\text{Э}} = 300 \text{ МВт}, D_0 = 930 - 960 \text{ т/час};$$

$$N_{\text{Э}} = 800 \text{ МВт}, D_0 = 2500 - 2600 \text{ т/час.}$$

Расход теплоты на турбоустановку:

$$Q_0 = D_0 (h_1 - h_{\text{П.В.}}), \text{ кДж/час.}$$

где  $h_1$  – энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг;

$h_{\text{П.В.}}$  – энтальпия питательной воды за насосом.

Удельный расход теплоты:

$$q = \frac{Q}{N_{\text{Э}}} = \frac{D_0 (h_1 - h_{\text{П.В.}})}{N_{\text{Э}}} = d_0 (h_1 - h_{\text{П.В.}}), \text{ кДж/кВт} \cdot \text{ч.}$$

В соответствии с энергетическим балансом электростанции теплота, выделившаяся при сгорании топлива:

$$B \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{ТСУ}} = 3600 \cdot N_{\text{Э}},$$

где  $B$  – расход топлива, кг/час;

$Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг (для условного топлива

$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 29\,300$  кДж/кг или 7000 ккал/кг);

$\eta_{\text{ТСУ}}$  – КПД электростанции.

Соответственно, расход топлива:

$$B = \frac{3600 \cdot N_{\text{Э}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{ТСУ}}}, \text{ кг/час.}$$

Удельный расход топлива:

$$b = \frac{B}{N_{\text{Э}}} = \frac{3600}{Q_{\text{H}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{ТСУ}}}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч.}$$

При рассмотрении условного топлива используется величина  $b_{\text{у}}$  – удельный расход условного топлива.

В мировой энергетике:

$$b_{\text{у}} = 0,318 - 0,385, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Если бы  $\eta_{\text{ТСУ}} = 100\%$ , то:

$$b_{\text{у}} = \frac{3600}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{3600}{29\,300} \approx 0,123, \text{ кг у.т./кВт} \cdot \text{ч.}$$

## ЦИКЛ ПАРСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Если в турбине течет пар, имеющий значительную влажность, то ухудшается гидродинамический режим проточной части турбины, снижается относительный внутренний КПД  $\eta_{oi}$ , что приводит к снижению эффективного КПД всей установки. Одним из способов, позволяющих снизить влажность пара на выходе из турбины, является перегрев пара. Применение перегрева пара приводит к увеличению термического КПД, одновременно сдвигает в  $T, S$ -диаграмме точку, соответствующую состоянию пара за турбиной, в область более высоких степеней сухости.

Одним из путей снижения конечной влажности пара является применение промежуточного перегрева пара (рис. 22). После того как поток пара, совершающего работу в турбине, расширился до некоторого давления, большего, чем  $p_2$ , он выводится из турбины и направляется в дополнительный пароперегреватель, размещаемый в газоходе котла. Там температура пара повышается, после чего пар вновь поступает в турбину, где расширяется до давления в конденсаторе.

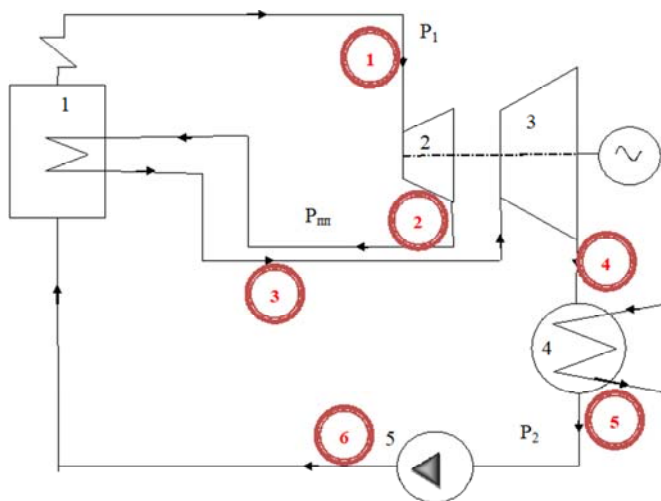


Рис. 22. Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара:  
1 – парогенератор; 2 – цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины;  
3 – цилиндр низкого давления паровой турбины; 4 – конденсатор;  
5 – питательный насос

В случае применения промежуточного перегрева турбина выполняется в виде двухцилиндрового агрегата (ЦВД и ЦНД). Оба цилиндра размещаются на одном валу.

Цикл в  $T,S$ -диаграмме (рис. 23) состоит из обычного цикла Ренкина (1-2-7-5-6-1) и дополнительного цикла (2-3-4-7-2), линия 2-3 – изобара.

Подведенная теплота:

$$q_1 = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2).$$

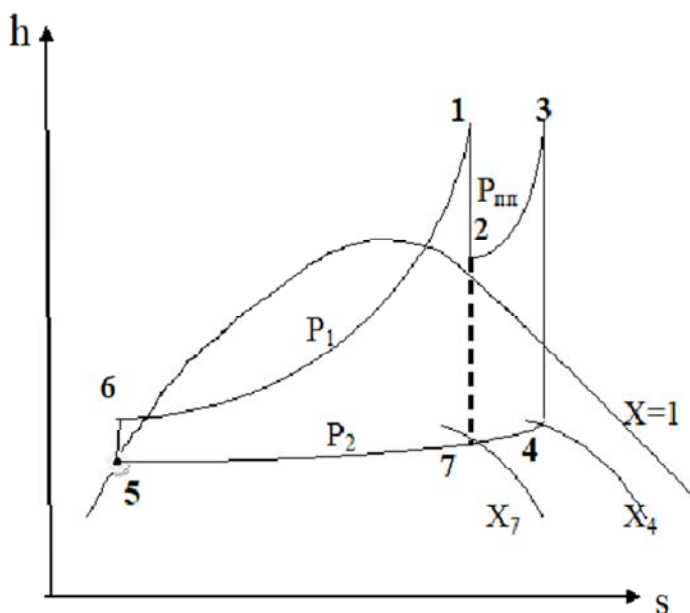


Рис. 23 Цикл ПСУ с промежуточным перегревом в  $h,s$ -диаграмме:  
 1-2 – адиабатное расширение пара в ЦВД паровой турбины;  
 2-3 – изобарный подвод теплоты к пару в промежуточном пароперегревателе;  
 3-4 – адиабатное расширение пара в ЦНД паровой турбины;  
 4-5 – изобарный отвод тепла от пара в конденсаторе; 5-6 – адиабатное повышение давления воды в питательном насосе; 6-1 – изобарный подвод тепла в парогенераторе; 1-7 – адиабатное расширение пара в паровой турбине (без промежуточного перегрева);  
 $X_4$  – степень сухости пара в конце процесса адиабатного расширения в турбине в цикле с промежуточным перегревом;  
 $X_7$  – степень сухости пара в конце процесса адиабатного расширения в турбине в цикле без промежуточного перегрева;  $X_4 > X_7$

Отведенная теплота:

$$q_2 = (h_4 - h_5).$$

Термический КПД цикла:

$$\begin{aligned}\eta_t &= \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) - (h_4 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} = \\ &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}.\end{aligned}$$

Если термический КПД дополнительного цикла

$$\eta_t^{\text{доп}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_7)}{h_3 - h_2}$$

больше, чем термический КПД основного цикла

$$\eta_t^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_7) - (h_6 - h_5)}{h_1 - h_6},$$

то термический КПД цикла с промперегревом будет больше термического КПД цикла Ренкина без перегрева.

Промперегрев, который вошел в энергетику как средство борьбы с высокой влажностью в последних ступенях турбины, является средством повышения термического КПД цикла. Из рассмотрения  $T, s$ -диаграммы следует, что если промперегрев пара осуществляется от не слишком низкой температуры до температуры, близкой к  $T_1$ , то термический КПД дополнительного цикла будет заведомо выше термического КПД основного.

В современных паросиловых установках обычно применяется не только однократный, но и двукратный промежуточный перегрев пара.

## РЕГЕНЕРАЦИЯ В ЦИКЛЕ ПАРСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Для повышения термического КПД цикла применяется регенерация теплоты (рис. 24).

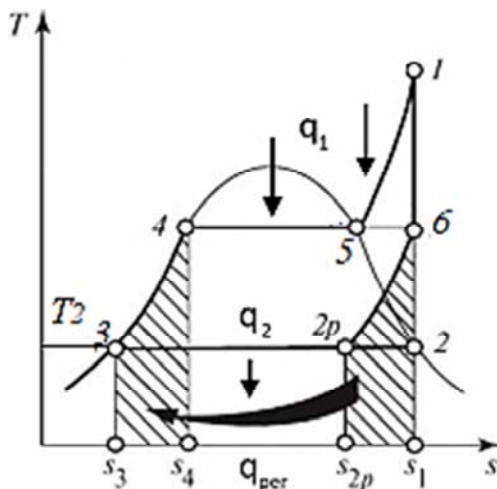


Рис. 24. Цикл паросиловой установки с предельной регенерацией

В процессе регенерации заменяется процесс адиабатного расширения пара в турбине 1-6-2 на политропный 1-6-2<sub>р</sub> таким образом чтобы линии 6-2<sub>р</sub> и 3-4 были эквидистантны (параллельны).

$$\eta_{t \text{ пред. регенер}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(S_{2p} - S_3)}{h_1 - h_4} = 1 - \frac{T_2(S_2 - S_4)}{h_1 - h_4}.$$

$S_2 = S_1$ ;  $S_4 = S_3$  при давлении  $P_1$ .

В реальных паросиловых циклах регенерация осуществляется с помощью регенеративных поверхностных и смешивающих теплообменников, в каждый из которых поступает пар из промежуточных ступеней турбины (регенеративный отбор)

Пар конденсируется в регенеративных теплообменниках, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего

пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды (рис. 25).

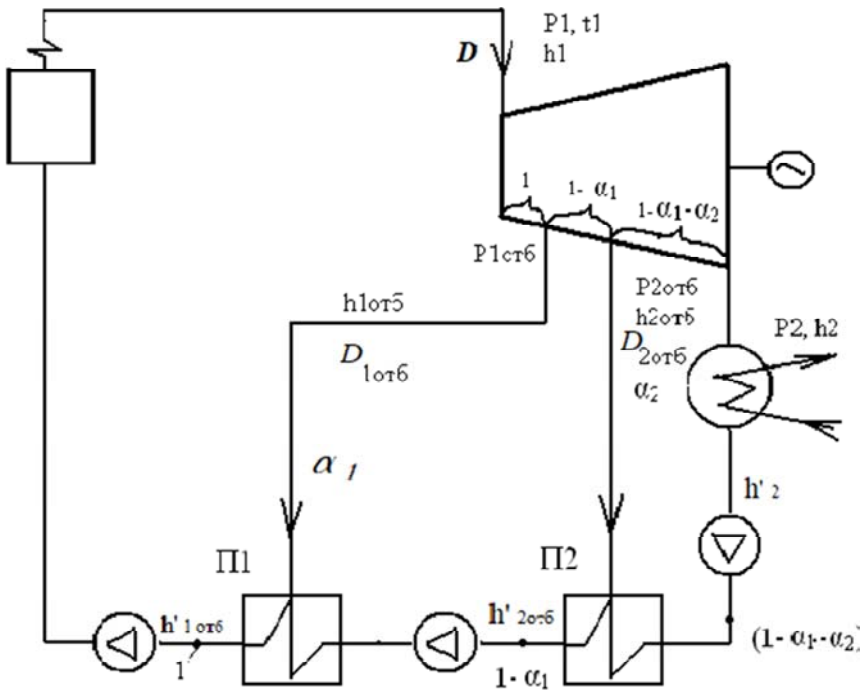


Рис. 25. Схема паросиловой установки с регенеративным подогревом питательной воды

При применении не поверхностных, а смешивающих регенеративных подогревателей согласно схеме установки требуется несколько насосов, поскольку повышение давления воды должно быть ступенчатым: давление воды, поступающей в смешивающий подогреватель, должно быть равно давлению пара, отбираемого из турбины в этот подогреватель. В данной схеме число насосов на единицу больше числа отборов.

Обозначим через  $\alpha$  долю пара, идущего в отбор:

$$\alpha_1 = \frac{D_{1отб}}{D}; \quad \alpha_2 = \frac{D_{2отб}}{D}.$$

В подогревателе П2 материальный баланс теплоносителя:

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2) + \alpha_2 = 1 - \alpha_1.$$

В подогревателе П1 материальный баланс теплоносителя:

$$(1 - \alpha_1) + \alpha_1 = 1,$$

где  $(1 - \alpha_1)$  и  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$  – конденсат;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – пар;

$1 - \alpha_1$  и  $1$  – конденсат подогретый.

Цикл ПСУ с регенерацией нельзя строго изобразить в  $T,S$ -диаграмме, так как эта диаграмма строится для поставки количества рабочего тела в цикле. При регенерации количество рабочего тела изменяется в разных частях цикла. Однако условная  $T,S$ -диаграмма приведена на рис. 26.



Рис. 26. Регенеративный подогреватель



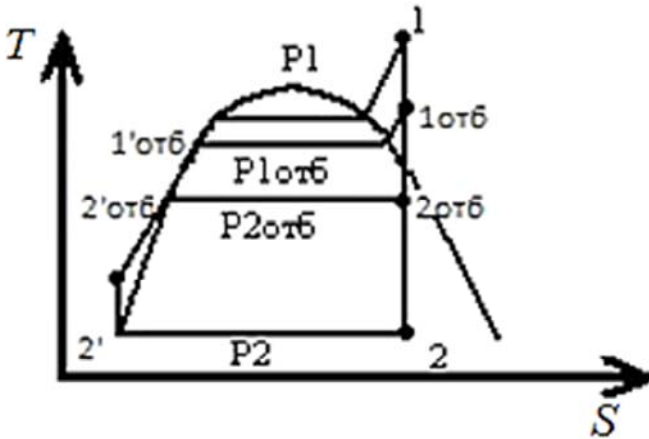


Рис. 27.  $T,S$ -диаграмма цикла ПСУ с регенерацией

$1'_{отб}$ ,  $2'_{отб} \dots 2'$  – определяются по справочнику «Термодинамические свойства воды и водяного пара» С. А. Ривчина, таблице 2 [2, с. 14], как параметры кипящей жидкости (параметры с одним штрихом) при заданных давлениях.

Величина  $\alpha$  (доля пара, идущего в отбор) выбирается из тех соображений, чтобы в результате смешения пара, поступившего в отбор и воды, недогретой до кипения, была получена вода при температуре кипения, соответствующей давлению пара в отборе.

Составим тепловые балансы подогревателей.

Теплота, отданная паром в подогревателе, равна теплоте, воспринятой питательной водой

*Подогреватель П2:*

$$\alpha_2(h_{2отб} - h'_{2отб}) = (1 - \alpha'_1 - \alpha_2)(h'_{2отб} - h'_2);$$

$$\alpha_2 h_{2отб} - \alpha_2 h'_{2отб} = (1 - \alpha_1)(h'_{2отб} - h'_2) - \alpha'_2 h'_{2отб} + \alpha_2 h'_2;$$

$$\alpha_2(h_{2отб} - h'_2) = (h'_{2отб} - h'_2) - \alpha_1(h'_{2отб} - h'_2);$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h'_{2отб} - h'_2)}{h_{2отб} - h'_2}.$$

Подогреватель П1:

$$\alpha_1(h_{1\text{отб}} - h'_{1\text{отб}}) = 1 - \alpha_1(h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}});$$

$$\alpha_1 h_{1\text{отб}} - \alpha_1 h'_{1\text{отб}} = h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}} - \alpha_1 h'_{1\text{отб}} + \alpha_1 h'_{2\text{отб}};$$

$$\alpha_1(h_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}) = h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}};$$

$$\alpha_1 = \frac{h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}}{h_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}} \text{ — доля пара, идущего в отбор.}$$

Параметры пара, отбираемого из турбины (давление в отборах), известны заранее.

Определим термический КПД цикла ПСУ с регенерацией.

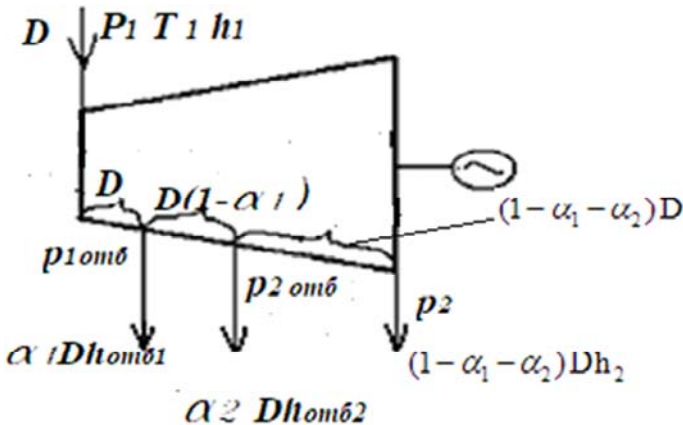


Рис. 28. Потoki пара в турбине

*Первый* способ определения работы турбины.

В турбину поступает пар в количестве  $D$ . Этот пар работает в турбине от начальной точки 1 ( $p_1$  и  $t_1$ ) до давления  $p_{1\text{отб}}$  (энтальпия при этом  $h_{\text{отб}1}$ ). Работа, совершаемая этим потоком пара:  $D(h_1 - h_{\text{отб}1})$ . При этом давлении из турбины забирается количество пара  $\alpha_1 D$  и подается в первый подогреватель для подогрева питательной воды, идущей в котел. В турбине остается количество пара  $(1 - \alpha_1)D$ , который работает до  $p_{2\text{отб}}$  (энтальпия при этом  $h_{\text{отб}2}$ ). Работа, совершаемая этим потоком пара):  $(1 - \alpha_1)D(h_{\text{отб}1} - h_{\text{отб}2})$ .

При давлении  $p_{2\text{отб}}$  из турбины забирается количество пара:  $\alpha_2 D$  и подается во второй подогреватель для подогрева питательной воды, идущей в котел. В турбине остается количество пара:  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2) D$ , который работает до  $p_2$  (энтальпия при этом  $h_2$ ). Работа, совершаемая этим потоком пара:  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2) D (h_{\text{отб}2} - h_2)$ . Суммарная работа турбины:

$$L = D(h_1 - h_{\text{отб}1}) + D(1 - \alpha_1)(h_{\text{отб}1} - h_{\text{отб}2}) + \\ + D(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{\text{отб}2} - h_2).$$

*Второй способ определения работы турбины:*

$$L = D(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_1 - h_2) + D\alpha_2(h_1 - h_{\text{отб}2}) + D\alpha_1(h_1 - h_{\text{отб}1}).$$

*Третий способ определения работы турбины:*

$$L = D(h_1 - h_2) - D\alpha_2(h_{\text{отб}2} - h_2) - D\alpha_1(h_{\text{отб}1} - h_2).$$

$$L = lD;$$

$L = 3600ND$ ; если  $D$  кг/час – расход пара на турбину;

$L = ND$ ; если  $D$  кг/с.

$N$  – электрическая мощность турбины, кВт.

$$D = \frac{3600N}{h_0 \eta_m \eta_r (1 - \sum_{i=1}^n \alpha_i y_i)},$$

где  $y_i$  – коэффициент недовыработки отбора, рассчитывается по формуле:

$$y = \frac{(h_{\text{отб}i} - h_2)}{h_1 - h_2}.$$

Располагаемый теплоперепад на турбину  $h_0$ :

$$h_0 = h_1 - h_2.$$

Удельная работа  $l$  (кДж/кг):

$$\begin{aligned} l &= h_1 - h_{\text{отб1}} + h_{\text{отб1}} - h_{\text{отб2}} - \alpha_1 h_{\text{отб1}} + \alpha_1 h_{\text{отб2}} + h_{\text{отб2}} - \\ &\quad - h_2 - \alpha_1 h_{\text{отб2}} + \alpha_1 h_2 - \alpha_2 h_{\text{отб2}} + \alpha_2 h_2 = \\ &= (h_1 - h_2) - \alpha_1 (h_{\text{отб1}} - h_2) - \alpha_2 (h_{\text{отб2}} - h_2). \end{aligned}$$

Термический КПД:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1};$$

$$q_1 = h_1 - h_{\text{п.в.}},$$

где  $h_{\text{п.в.}}$  – энтальпия питательной воды, т. е. энтальпия воды за последним регенеративным подогревателем перед котлом.

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - \sum_{\alpha=1}^n \alpha_i \cdot (h_{\text{отб}i} - h_2)}{h_1 - h_{\text{п.в.}}}.$$

Таким образом задачей регенерации является подогрев воды от температуры в конденсаторе до температуры, близкой к температуре кипения пара в парогенераторе. Регенерация дает увеличение КПД за счет роста средней интегральной температуры подвода тепла. Расход пара на турбину, по сравнению с чисто конденсационным вариантом, оказывается больше, что благотворно сказывается на конструкции *первых* ступеней турбины.

Пропуск пара в конденсатор, по сравнению с чисто конденсационным вариантом, уменьшается, что благотворно сказывается на конструкции *последних* ступеней турбины.

Как показывает анализ, увеличение числа ступеней регенеративного подогрева приводит к повышению термического КПД цикла, ибо при этом регенерация приближается к предельной. Однако каждая последняя ступень вносит все меньший вклад в увеличение КПД. В мощных паротурбинных установках с высокими параметрами число регенеративных подогревателей достигает 10.

## ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ЦИКЛЫ

В процессе выработки электроэнергии на ТЭС большое количество теплоты передается холодному источнику – охлаждающей конденсатор воде, и, таким образом, бесполезно теряется. *Идея теплофикации сводится к тому, что увеличивается температура  $t_2$ , а теплота  $q_2$  не выбрасывается в окружающую среду, а утилизируется.*

Для производственных и бытовых нужд потребляется значительное количество теплоты в виде горячей воды и пара в технологических процессах, для отопления зданий и горячего водоснабжения.

В обычных конденсаторных установках давление в конденсаторе  $p_k = 4$  кПа, то есть температура насыщения при этом давлении  $t_k = 28\text{--}29$  °С. Теплота, отдаваемая охлаждающей воде в таком конденсаторе, имеет низкий температурный потенциал и не может использоваться для производственных и бытовых нужд: обычно для технологических целей используется насыщенный водяной пар давлением от 0,25 до 2–3 МПа, а для отопления – насыщенный водяной пар с давлением 0,15–0,26 МПа или горячая вода с температурой до 180 °С.

Повышение нижней температуры цикла приведет к некоторому уменьшению термического КПД, и, следовательно, выработки электроэнергии. С точки зрения экономичности цикла это невыгодно. Однако возможность получения большего количества теплоты для технологических и бытовых нужд за счет некоторого сокращения выработки Э/Э весьма выгодна (не надо строить специальные отопительные котельные, имеющие относительно невысокие КПД и требующие повышенного расхода топлива).

*Теплофикация* – комбинированная выработка тепла и электроэнергии на электростанциях.

Теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) отпускают электроэнергию потребителю, так же как и КЭС, и кроме этого тепловую энергию в виде пара и горячей воды для технологических нужд производства и горячей воды для коммунально-бытового потребления (отопление, горячее водоснабжение). При такой комбинированной выработке тепловой и электрической энергии в тепловую сеть отдается главным образом теплота отработавшего в турбинах пара (или газа), что приводит к снижению расхода топлива на 25–30 % по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии на КЭС и теплоты в район-

ных котельных. Поскольку для производственных и бытовых нужд требуется пар или вода в относительно широком диапазоне температур и давлений, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов в зависимости от характера потребления теплоты.

На рис. 29 представлена схема ТЭЦ с так называемыми турбинами с ухудшенным вакуумом. Давление в конденсаторе такой турбины поддерживается таким, чтобы температура насыщения пара была достаточно высокой для нужного нагрева охлаждающей воды в конденсаторе. Вода, нагретая в конденсаторе до необходимой температуры, направляется потребителю для отопления. Пар в турбину входит с параметрами: расход  $D$  (кг/с); давление  $p_1$ , температура  $T_1$ , энтальпия  $h_1$  (кДж/кг). Пар на выходе из турбины с параметрами: давление  $p_2$ , энтальпия  $h_2$ . Энтальпия конденсата после конденсатора –  $h'_2$  (кДж/кг). Вода, поступающая в конденсатор, характеризуется расходом воды  $G_{\text{воды}}$  (кг/с), температурой воды на входе  $t_{1\text{воды}}$ , температура воды на выходе  $t_{2\text{воды}}$ .

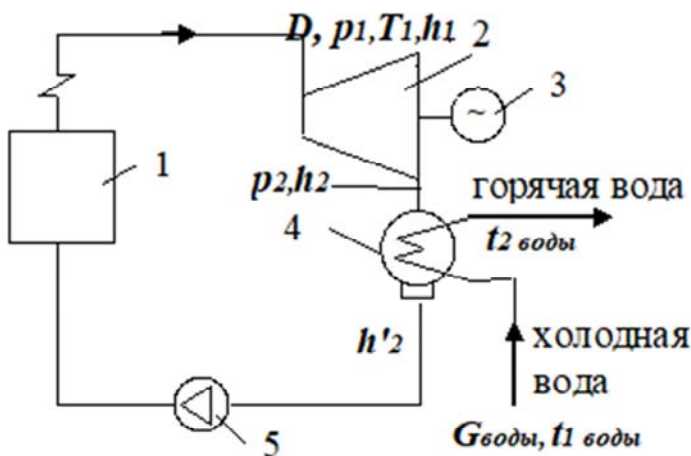


Рис.29. ТЭЦ с турбинами с ухудшенным вакуумом:  
 1 – паровой котел; 2 – турбина; 3 – электрогенератор;  
 4 – конденсатор; 5 – питательный насос

Полезная работа:

$$L = D(h_1 - h_2), \text{ кВт.}$$

Теплота, воспринятая охлаждающей водой в конденсаторе:

$$Q_T = G_{\text{воды}} C_{\text{рводы}} (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}}), \text{ кВт.}$$

Теплота, отданная паром в конденсаторе:

$$Q_{\text{п}} = D(h_2 - h'_2), \text{ кВт.}$$

На рис. 30 изображена схема ТЭЦ, в которой применены так называемые турбины с противодавлением. В установках этого типа конденсатор отсутствует, а отработавший пар из турбины направляется по паропроводу на производство, где он отдает теплоту и конденсируется, конденсат с производства возвращается для питания котлов. Давление пара на выходе из турбины определяется потребностями производства.

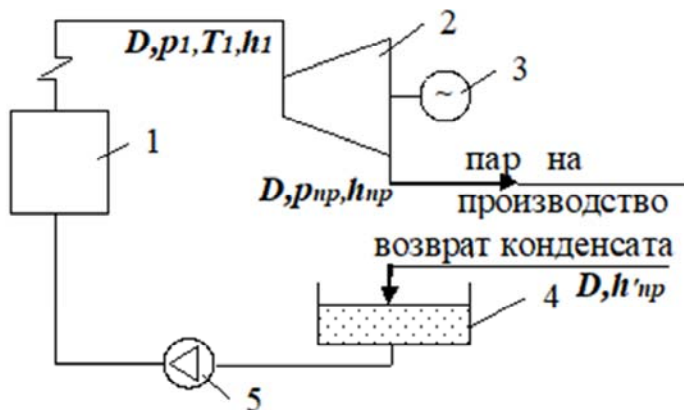


Рис. 30. ТЭЦ с турбинами с противодавлением:  
1 – паровой котел; 2 – турбина; 3 – электрогенератор;  
4 – питательный бак; 5 – питательный насос

Пар в турбину входит с параметрами: расход  $D$  (кг/с), давление  $p_1$ , температура  $T_1$ , энтальпия  $h_1$  (кДж/кг). Пар на выходе из турбины: давление  $p_{\text{пр}}$ , энтальпия  $h_{\text{пр}}$  (кДж/кг). Конденсат, возвращаемый с производства: расход  $D$  (кг/с), энтальпия конденсата  $h'_{\text{пр}}$  (кДж/кг).

Полезная работа:

$$L = D(h_1 - h_{\text{пр}}), \text{ кВт.}$$

Теплота, пошедшая на производство:

$$Q_{\text{пр}} = D(h_{\text{пр}} - h'_{\text{пр}}).$$

На рис. 31 и 32 показаны схемы ТЭЦ с турбинами с отбором пара. В этих схемах часть пара достаточно высоких параметров отбирается из промежуточных ступеней турбины. Отобранный пар может быть либо направлен на производство (так называемый производственный отбор), откуда в установку возвращается конденсат (рис. 31), либо в специальные подогреватели-теплообменники, в которых этот пар нагревает воду, используемую для отопительных целей (так называемый теплофикационный отбор) (рис. 32). Следует заметить, что на современных ТЭЦ наиболее распространены турбины с отбором пара.

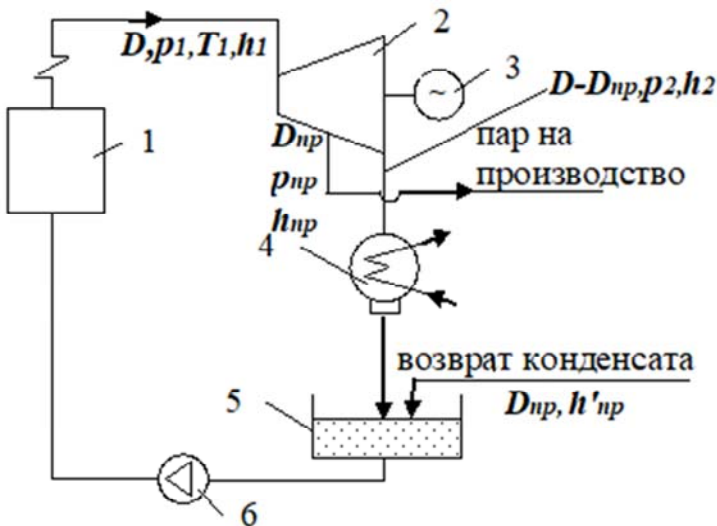


Рис. 31. ТЭЦ с турбинами с производственным отбором:  
1 – паровой котел; 2 – турбина; 3 – электрогенератор;  
4 – конденсатор; 5 – питательный бак; 6 – питательный насос



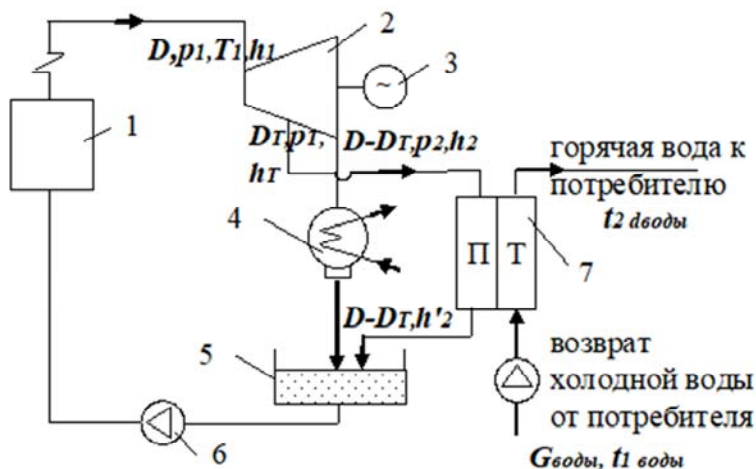


Рис 32. ТЭЦ с теплофикационным отбором:

1 – паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – питательный бак; 6 – питательный насос; 7 – подогреватель-теплообменник

Пар в турбину с производственным отбором входит с параметрами: расход  $D$  (кг/с), давление  $p_1$ , температура  $T_1$ , энтальпия  $h_1$  (кДж/кг). Расход пара в производственный отбор  $D_{пр}$ . Давление в производственном отборе  $p_{пр}$ , энтальпия  $h_{пр}$  (кДж/кг). Пар на выходе из турбины имеет параметры: давление  $p_2$ , энтальпия  $h_2$  (кДж/кг), расход пара в конденсатор  $D - D_{пр}$ . Конденсат, возвращаемый с производства: расход  $D_{пр}$  (кг/с), энтальпия конденсата  $h'_{пр}$  (кДж/кг).

Полезная работа:

$$L = D(h_1 - h_{пр}) + (D - D_{пр})(h_{пр} - h_2);$$

$$L = D(h_1 - h_T) + (D - D_T)(h_T - h_2), \text{ кВт.}$$

Теплота, пошедшая на производство:

$$Q_{пр} = D_{пр}(h_{пр} - h'_{пр}), \text{ кВт.}$$

Пар в турбину с теплофикационным оборотом входит с параметрами: расход  $D$  (кг/с), давление  $p_1$ , температура  $T_1$ , энтальпия  $h_1$  (кДж/кг). Расход пара в теплофикационный отбор  $D_T$ . Давление в теплофикационном отборе  $p_T$ , энтальпия  $h_T$  (кДж/кг). Пар на вы-

ходе из турбины: давление  $p_2$ , энтальпия  $h_2$  (кДж/кг), расход пара в конденсатор  $D-D_T$ . Конденсат, возвращаемый из теплофикационного отбора: расход  $D_T$  (кг/с), энтальпия конденсата  $h'_T$  (кДж/кг).

Полезная работа:

$$L = D(h_1 - h_T) + (D - D_T)(h_T - h_2), \text{ кВт.}$$

Теплота, отданная паром в подогревателе-теплообменнике:

$$Q_T = D_T(h_T - h'_T), \text{ кВт.}$$

Теплота, воспринятая водой в подогревателе-теплообменнике:

$$Q_{\text{воды}} = G_{\text{воды}} c_{\text{рводы}} (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}}), \text{ кВт.}$$

На рис. 33 изображена схема с ТЭЦ с производственным и теплофикационным отборами.

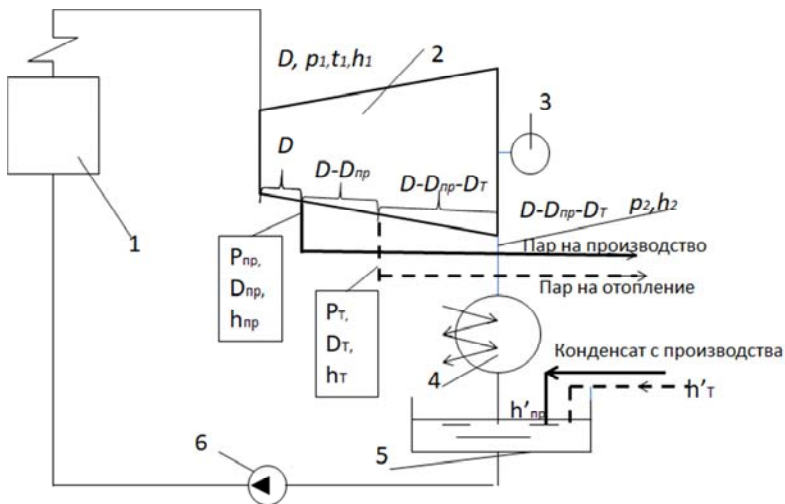


Рис. 33. ТЭЦ с турбинами с производственным и теплофикационным отборами:

1 – паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор;  
4 – конденсатор; 5 – питательный бак; 6 – питательный насос

Пар в турбину входит с параметрами: расход  $D$  (кг/с), давление  $p_1$ , температура  $T_1$ , энтальпия  $h_1$  (кДж/кг). Расход пара в производственный отбор  $D_{\text{пр}}$ . Давление в производственном отборе  $p_{\text{пр}}$ , энтальпия  $h_{\text{пр}}$  (кДж/кг). Расход пара в теплофикационный отбор  $D_{\text{T}}$ . Давление в теплофикационном отборе  $p_{\text{T}}$ , энтальпия  $h_{\text{T}}$  (кДж/кг). Пар на выходе из турбины: давление  $p_2$ , энтальпия  $h_2$  (кДж/кг), расход пара в конденсатор  $D-D_{\text{пр}}-D_{\text{T}}$ . Конденсат, возвращаемый с производства: расход  $D_{\text{пр}}$  (кг/с), энтальпия конденсата  $h'_{\text{пр}}$  (кДж/кг).

Конденсат, возвращаемый из теплофикационного отбора: расход  $D_{\text{T}}$ , кг/с, энтальпия конденсата  $h'_{\text{T}}$ , кДж/кг.

Полезная работа:

$$L = D(h_1 - h_{\text{пр}}) + (D - D_{\text{пр}})(h_{\text{пр}} - h_{\text{T}}) + (D - D_{\text{пр}} - D_{\text{T}})(h_{\text{T}} - h_2).$$

Тепловая нагрузка производственного отбора:

$$Q_{\text{пр}} = D_{\text{пр}}(h_{\text{пр}} - h'_{\text{пр}}), \text{ кВт.}$$

Теплофикационная нагрузка:

$$Q_{\text{T}} = D_{\text{T}}(h_{\text{E}} - h'_{\text{T}}), \text{ кВт.}$$

## ЗАДАЧИ

1. При проектировании мощной тепловой станции были сделаны расчеты на начальные параметры  $p_1 = 20$  МПа и  $t_1 = 560$  °С с промежуточным перегревом пара до 560 °С при давлении 6,0 МПа. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить термический КПД цикла, не учитывая работу питательного насоса. Представить цикл в  $T,S$ -диаграмме.

2. Вычислить значение внутреннего относительного КПД паровой турбины, если состояние пара перед турбиной соответствует давлению  $p_1 = 13$  МПа и температуре  $t_1 = 565$  °С. Давление в конденсаторе 4 кПа. Внутренние потери вследствие необратимости процесса расширения составляют 225 кДж/кг.

3. Удельный расход пара на выработку электроэнергии в турбогенераторе мощностью  $N = 25$  МВт  $d = 2$  кг/МДж. Каковы термический КПД цикла и часовой расход пара  $D$ ? Параметры пара перед турбиной:  $p_1 = 9$  МПа,  $t_1 = 540$  °С. Давление пара на выходе из турбины (противодавление)  $p_2 = 0,65$  МПа. Температура питательной воды  $t_{п.в.} = 140$  °С. Работу насоса не учитывать.

4. Паросиловая установка работает по регенеративному циклу с отборами при давлениях 1 и 0,2 МПа, параметры пара перед турбиной  $p_1 = 9$  МПа и  $t_1 = 500$  °С, давление в конденсаторе  $p_2 = 0,004$  МПа. Определить  $\eta_r$  регенеративного цикла и сравнить его с  $\eta_r$  цикла Ренкина, осуществляемого при тех же начальных параметрах и том же конечном давлении. Работу насоса не учитывать.

5. В паротурбинной установке, работающей с начальными параметрами  $p_1 = 11$  МПа и  $t_1 = 550$  °С, осуществляется два отбора: при  $p_a = 4$  МПа отбирается 20 000 кг/час пара на производство, при  $p_b = 2,5$  МПа отбирается 10 000 кг/час на отопление. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить внутреннюю мощность турбины, если расход пара  $D = 100$  т/час. Работу питательного насоса не учитывать.

6. При одинаковом начальном давлении  $p_1 = 10$  МПа построить кривую зависимости цикла ПСУ от начальной температуры, приняв ее равной 400, 500, 600 °С. Давление в конденсаторе одинаково  $p_2 = 50$  гПа. Работу питательного насоса не учитывать. Представить циклы в  $T,S$ -диаграмме.

7. Теплофикационная турбина с противодавлением работает с входными параметрами пара  $p_1 = 9,0$  МПа и  $t_1 = 540$  °С, противо-

давление  $p_2 = 0,2$  МПа. Отработанный пар отправляется на производство и полностью возвращается на ТЭЦ в виде конденсата с энтальпией  $h_k = 400$  кДж/кг. Определить выработку электроэнергии на единицу отданного потребителю тепла.

8. Паротурбинная установка работает при параметрах пара перед турбиной  $p_1 = 9$  МПа и  $t_1 = 535$  °С. Построить кривую зависимости  $\eta_t$  цикла от давления в конденсаторе  $p_2$ , которое принять равным 20, 40, 80 гПа. Работу насоса не учитывать.

9. При одинаковой начальной температуре  $t_1 = 500$  °С построить кривую зависимости  $\eta_t$  цикла ПСУ от начального давления  $p_1$ , приняв его равным 5,0; 10,0; 20,0 МПа. Давление в конденсаторе одинаково  $p_2 = 40$  гПа. Работу питательного насоса не учитывать. Представит циклы в  $T,S$ -диаграмме.

10. К соплам паровой турбины поступает пар с параметрами  $p_1 = 17$  МПа и  $t_1 = 560$  °С. После изоэнтропного расширения до  $t_2 = 300$  °С он направляется в промежуточный пароперегреватель, где его температура повышается до  $t_3 = 520$  °С. Затем пар расширяется в последующих ступенях турбины до давления в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить: 1)  $\eta_t$  цикла со вторичным перегревом; 2) насколько уменьшается влажность на выходе из турбины; 3) насколько увеличился  $\eta_t$  цикла в результате введения вторичного перегрева.

11. Паровая турбина мощностью 25 МВт работает при начальных параметрах  $p_1 = 10$  МПа и  $t_1 = 510$  °С. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа, Теплота сгорания топлива  $Q_p^p = 30$  МДж/кг. Определить расход пара  $D$  и часовой расход топлива  $B$ , если  $\eta_{пр} = 0,85$ .

12. Сравнить  $\eta_t$  цикла Ренкина, регенеративного цикла с одним отбором при давлении пара 3 МПа и регенеративного цикла с двумя отборами при давлениях пара 3 и 0,2 МПа. Для всех трех случаев начальные параметры пара  $p_1 = 10$  МПа,  $t_1 = 540$  °С, конечное давление  $p_2 = 0,004$  МПа. Работу питательного насоса не учитывать.

13. Турбина, в которую поступает пар с параметрами  $p_1 = 9,0$  МПа и  $t_1 = 540$  °С, имеет один регенеративный отбор при  $p_{отб} = 0,3$  МПа в смешивающий подогреватель. Давление за турбиной  $p_2 = 40$  гПа. Найти термический КПД регенеративного цикла. Работу насоса не учитывать.

14. Мощность паротурбинной установки  $N = 50$  МВт. Определить удельный расход топлива  $b$  и удельный расход теплоты  $q$  на 1 МДж

выработанной электроэнергии, а также часовой расход топлива  $B$ , если пар на входе в турбину имеет параметры:  $p_1 = 4$  МПа,  $t_1 = 450$  °С, давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Известны КПД  $\eta_{oi} = 0,79$ ,  $\eta_m = 0,96$ ,  $\eta_r = 0,98$ ,  $\eta_{пр} = 0,88$ . Теплота сгорания топлива  $Q_p^h = 15$  МДж/кг.

15. Определить суточную экономию топлива, получающуюся в результате замены турбинной установки, работающей при параметрах  $p_1 = 3,5$  МПа и  $t_1 = 450$  °С на установку с начальными параметрами  $p_1 = 30$  МПа и  $t_1 = 650$  °С. Давление в конденсаторах одинаковое  $p_2 = 40$  гПа, мощность установки  $N = 50$  МВт, теплота сгорания топлива  $Q_p^h = 30$  МДж/кг, КПД парогенераторов  $\eta_{пр} = 0,8$  в старой и  $0,9$  в новой установке. Работу насосов не учитывать.

16. Определить параметры пара перед конденсатором, где давление  $p_2 = 40$  гПа, если параметры пара перед турбиной  $p_1 = 9$  МПа и  $t_1 = 510$  °С, а внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{oi} = 0,87$ . Построить процесс в  $h,s$ - и  $T,S$ -диаграммах.

17. Определить зависимость  $\eta_t$  ПСУ от начальных параметров пара, если при начальных и конечных давлениях соответственно  $p_1 = 3,0$  МПа и  $p_2 = 40$  гПа, пар перед турбиной: 1) имеет сухость  $X = 0,9$ ; 2) сухой насыщенный; 3) перегретый до температуры  $450$  °С.

18. На ТЭЦ установлена турбина мощностью  $N = 12$  МВт, в которой работает пар с начальными параметрами  $p_1 = 4$  МПа и  $t_1 = 500$  °С. Турбина имеет два отбора, первый – производственный при  $p_{1отб} = 1,0$  МПа, расход пара в отбор  $D_{1отб} = 50$  т/час; второй отбор – теплофикационный при  $p_{2отб} = 0,12$  МПа и  $D_{2отб} = 40$  т/час. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить часовой расход пара через турбину.

19. Как будет изменяться КПД цикла ПСУ, а также какие изменения произойдут с рабочим телом в конце расширения, если изменить начальные параметры пара  $p_1 = 1,5$  МПа и  $t_1 = 350$  °С следующим образом: в первом случае повысить температуру до  $550$  °С при неизменном давлении  $p_1$ , во втором увеличить давление до  $5$  МПа при неизменной температуре  $t_1$ , в третьем одновременно повысить давление и температуру до  $5$  МПа и  $550$  °С. Расширение вести до давления  $p_2 = 0,005$  МПа. Работу насоса не учитывать. Изобразить в  $h,s$ - и  $T,S$ -диаграммах.

20. Определить параметры состояния пара за турбиной и подсчитать внутренний КПД установки, если  $p_1 = 11$  МПа,  $t_1 = 550$  °С,  $p_2 =$

40 гПа и внутренний относительный КПД  $\eta_{oi} = 0,85$ . Работу насоса не учитывать.

21. Определить внутренний относительный КПД турбины, если внутренние потери вследствие необратимости процесса расширения пара в турбине 140 кДж/кг. Состояние пара перед турбиной  $p_1 = 10$  МПа,  $t_1 = 500$  °С, давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа.

22. При проектировании мощной тепловой станции были сделаны расчеты на начальные параметры  $p_1 = 20$  МПа и  $t_1 = 500$  °С с промежуточным перегревом пара до 500 °С при давлении 6 МПа. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить термический КПД цикла, не учитывая работу питательного насоса. Представить цикл в  $T,S$ -диаграмме.

23. Вычислить значение внутреннего относительного КПД паровой турбины, если состояние пара перед турбиной соответствует давлению  $p_1 = 10$  МПа и температуре  $t_1 = 560$  °С. Давление в конденсаторе 4 кПа. Внутренние потери вследствие необратимости процесса расширения составляют 250 кДж/кг.

24. Удельный расход пара на выработку электроэнергии в турбогенераторе мощностью  $N = 30$  МВт  $d = 2$  кг/МДж. Каковы термический КПД цикла и часовой расход пара  $D$ . Параметры пара перед турбиной:  $p_1 = 10$  МПа,  $t_1 = 560$  °С. Давление пара на выходе из турбины (противодавление)  $p_2 = 0,7$  МПа. Температура питательной воды  $t_{п.в.} = 120$  °С. Работу насоса не учитывать.

25. Паросиловая установка работает по регенеративному циклу с отборами при давлениях 1 и 0,1 МПа, параметры пара перед турбиной  $p_1 = 10$  МПа и  $t_1 = 400$  °С, давление в конденсаторе  $p_2 = 0,004$  МПа. Определить  $\eta_t$  регенеративного цикла и сравнить его с  $\eta_t$  цикла Ренкина, осуществляемого при тех же начальных параметрах и том же конечном давлении.

26. В паротурбинной установке, работающей с начальными параметрами  $p_1 = 10$  МПа и  $t_1 = 550$  °С, осуществляется два отбора: при  $p_a = 5$  МПа отбирается 30 000 кг/час пара на производство, при  $p_b = 2$  МПа отбирается 15 000 кг/час на отопление. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить внутреннюю мощность турбины, если паропроизводительность парогенератора  $D = 120$  т/час. Работу питательного насоса не учитывать.

27. При одинаковом начальном давлении  $p_1 = 12$  МПа построить кривую зависимости цикла ПСУ от начальной температуры, приняв

ее равной 300, 400, 500 °С. Давление в конденсаторе одинаково  $p_2 = 5$  кПа. Работу питательного насоса не учитывать. Представить циклы в  $T,S$ -диаграмме.

28. Теплофикационная турбина с противодавлением работает с входными параметрами пара  $p_1 = 7,0$  МПа и  $t_1 = 520$  °С, противодавление  $p_2 = 0,4$  МПа. Отработанный пар отправляется на производство и полностью возвращается на ТЭЦ в виде конденсата с энтальпией  $h_k = 320$  кДж/кг. Определить выработку электроэнергии на единицу отданного потребителю тепла.

29. Паротурбинная установка работает при параметрах пара перед турбиной  $p_1 = 8$  МПа и  $t_1 = 500$  °С. Построить кривую зависимости  $\eta_t$  цикла от давления в конденсаторе  $p_2$ , которое принять равным 40, 60, 80 гПа. Работу насоса не учитывать.

30. При одинаковой начальной температуре  $t_1 = 400$  °С построить кривую зависимости  $\eta_t$  цикла ПСУ от начального давления  $p_1$ , приняв его равным 5,0; 10,0; 20,0 МПа. Давление в конденсаторе одинаково  $p_2 = 40$  гПа. Работу питательного насоса не учитывать. Представит циклы в  $T,S$ -диаграмме.

31. К соплам паровой турбины поступает пар с параметрами  $p_1 = 10$  МПа и  $t_1 = 500$  °С. После изоэнтропного расширения до  $t_2 = 300$  °С он направляется в промежуточный пароперегреватель, где его температура повышается до  $t_3 = 500$  °С. Затем пар расширяется в последующих ступенях турбины до давления в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить: 1)  $\eta_t$  цикла со вторичным перегревом; 2) насколько уменьшается влажность на выходе из турбины; 3) насколько увеличился  $\eta_t$  цикла в результате введения вторичного перегрева.

32. Паровая турбина мощностью 20 МВт работает при начальных параметрах  $p_1 = 10$  МПа и  $t_1 = 400$  °С. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа, Теплота сгорания топлива  $Q_n^p = 30$  МДж/кг. Определить термический КПД цикла, расход пара  $D$  и часовой расход топлива  $B$ , если  $\eta_{пт} = 0,85$ .



## ПРИМЕРЫ

1. Паровая турбина работает при начальных параметрах  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С. Давление в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить термический КПД с учетом и без учета работы насоса, работу турбины и питательного насоса. Ориентироваться на рис. 34.

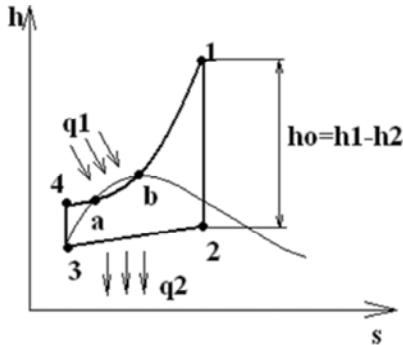


Рис. 34

*Решение.*

По табл. 3 [2, с. 20] по  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С определяются  $h_1 = 3459,2$  кДж/кг,  $s_1 = 6,5631$  кДж/кг · К. Для определения  $h_2$  по табл. 2 [2, с. 14] по  $p_2$  находим параметры на пограничных кривых:  $h'_2 = 121,41$  кДж/кг,  $h''_2 = 2554,1$  кДж/кг,  $s'_2 = 0,4224$  кДж/кг · К,  $s''_2 = 8,4747$  кДж/кг · К.

Определяется степень сухости в точке 2 с учетом того, что  $s_2 = s_1$ :

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{6,5631 - 0,4224}{8,4747 - 0,4224} = 0,763.$$

Энтальпия в точке 2:

$$h_2 = h''_2 \cdot x_2 + h'_2(1 - x_2) = 2554,1 \cdot 0,763 + 121,41(1 - 0,763) = 1977,56.$$

Точка 3 лежит на нижней пограничной кривой:

$$h_3 = h'_2 = 121,41, \text{ кДж/кг};$$

$$s_3 = s'_2 = 0,4224, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}.$$

Точка 4 лежит на пересечении изобары  $p_1$  и изоэнтропы 3–4. По табл. 3 [2, с. 20] по давлению  $p_1$  определяется интервал, в котором лежит значение энтропии при  $s_4 = s_3$ .

$p_1 = 14 \text{ МПа}$	
$h, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/кг} \cdot \text{К}$
97,0	0,2933
?	0,4224
138,4	0,4322

$$h_4 = 97,0 + (138,4 - 97) \cdot \frac{0,4224 - 0,2933}{0,4322 - 0,2933} = 135,2, \text{ кДж/кг.}$$

Термический КПД с учетом работы насоса:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} = \frac{(3459,2 - 135,2) - (1977,56 - 121,41)}{3459,2 - 135,2} = 0,424.$$

Термический КПД без учета работы насоса:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_3)} = \frac{3459,2 - 1977,56}{3459,2 - 121,41} = 0,444.$$

Работа турбины:

$$l^T = h_1 - h_2 = 3459,2 - 1977,56 = 1481,64.$$

Работа насоса:

$$l^H = h_4 - h_3 = 135,2 - 121,41 = 13,79.$$

2. К соплам паровой турбины поступает пар с параметрами  $p_1 = 14 \text{ МПа}$  и  $t_1 = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ . После изоэнтропного расширения до  $p_{\text{ин}} = 8 \text{ МПа}$  он направляется в промежуточный пароперегреватель, где

его температура повышается до начальной. Затем пар расширяется в последующих ступенях турбины до давления в конденсаторе  $p_2 = 40$  гПа. Определить: 1)  $\eta_t$  цикла со вторичным перегревом; 2) насколько уменьшается влажность на выходе из турбины; 3) насколько увеличился  $\eta_t$  цикла в результате введения вторичного перегрева.

*Решение.*

По табл. 3 [2, с. 20] по  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С определяются  $h_1 = 3459,2$  кДж/кг,  $s_1 = 6,5631$  кДж/кг · К. По  $p_{\text{нп}} = 8$  МПа и  $s_2 = s_1$  определяется  $h_2 = 3273,1$  кДж/кг. По  $p_{\text{нп}} = 8$  МПа и  $t_1 = 550$  °С определяются  $h_3 = 3520,4$  кДж/кг,  $s_3 = 6,8783$  кДж/кг.

Определим  $x_4$ :

$$x_4 = \frac{s_3 - s_2'}{s_2'' - s_2'} = \frac{6,8783 - 0,4224}{8,4747 - 0,4224} = 0,798.$$

Найдем  $h_4$ :

$$\begin{aligned} h_4 &= h_2'' \cdot x_4 + h_2'(1 - x_4) = \\ &= 2554,1 \cdot 0,798 + 121,41 \cdot (1 - 0,798) = 2062,69, \text{ кДж/кг;} \end{aligned}$$

$$h_5 = 121,41, \text{ кДж/кг } (h_3 \text{ в задаче 1);}$$

$$h_6 = 135,2, \text{ кДж/кг } (h_4 \text{ в задаче 1).}$$

Термический КПД цикла с промежуточным перегревом

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) - (h_4 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} = \\ &= \frac{(3459,2 - 135,2) + (3520,4 - 3273,1) - (2062,69 - 121,41)}{(3459,2 - 135,2) + (3520,4 - 3273,1)} = 0,456. \end{aligned}$$

Влажность на выходе из турбины уменьшилась на  $0,798 - 0,763 = 0,035$  (или 3,5 %), термический КПД увеличился на  $0,456 - 0,424 = 0,032$  (или 3,2 %).

3. Паросиловая установка работает по регенеративному циклу с отборами при давлениях  $p_{1\text{отб}} = 6$  МПа,  $p_{2\text{отб}} = 4$  МПа,  $p_{3\text{отб}} = 2$  Мпа.

Параметры пара перед турбиной  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С, давление в конденсаторе  $p_2 = 4$  кПа. Определить  $\eta_r$  регенеративного цикла и сравнить его с  $\eta_r$  цикла Ренкина, осуществляемого при тех же начальных параметрах и том же конечном давлении.

*Решение.*

По табл. 3 [2, с. 20] по  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С определяются  $h_1 = 3459,2$  кДж/кг,  $s_1 = 6,5631$  кДж/кг · К.

По  $p_{1\text{отб}} = 6$  МПа и  $s_1 = 6,5631$  кДж/кг · К определяется  $h_{1\text{отб}} = 3191,4$  кДж/кг. По  $p_{2\text{отб}} = 4$  МПа и  $s_l = 6,5631$  кДж/кг · К определяется  $h_{2\text{отб}} = 3075$  кДж/кг. По  $p_{3\text{отб}} = 2$  Мпа определяется  $h_{3\text{отб}} = 2912$  кДж/кг.

По табл. 2 [2, с. 14] по  $p_{1\text{отб}} = 6$  МПа определяется  $h'_{1\text{отб}} = 1213,9$  кДж/кг, по  $p_{2\text{отб}} = 4$  МПа находим  $h'_{2\text{отб}} = 1087,5$  кДж/кг, по  $p_{3\text{отб}} = 2$  Мпа определяем  $h'_{3\text{отб}} = 908,6$  кДж/кг.

Определим доли пара, идущего в отборы. Для этого составим тепловые балансы регенеративных подогревателей.

Подогреватель 1:

$$\alpha_1(h_{1\text{отб}} - h'_{1\text{отб}}) = (1 - \alpha_1)(h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}).$$

Левая часть уравнения – теплота, отданная паром, правая – теплота, воспринятая питательной водой.

Отсюда:

$$\alpha_1 = \frac{h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}}{h_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}} = \frac{1213,9 - 1087,5}{3191,4 - 1087,5} = 0,006.$$

Подогреватель 2:

$$\alpha_2(h_{2\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h'_{2\text{отб}} - h'_{3\text{отб}}).$$

Отсюда:

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h'_{2\text{отб}} - h'_{3\text{отб}})}{h_{2\text{отб}} - h'_{3\text{отб}}} = \frac{(1 - 0,006)(1087,5 - 908,6)}{3075 - 908,6} = 0,043.$$

Подогреватель 3:

$$\alpha_3(h_{3\text{отб}} - h'_{3\text{отб}}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h'_{3\text{отб}} - h'_2).$$

Отсюда:

$$\alpha_3 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h'_{3\text{отб}} - h'_2)}{h_{3\text{отб}} - h'_2} = \frac{(1 - 0,006 - 0,043)(908,6 - 121,41)}{2912 - 121,41} = 0,268.$$

Определим работу турбины:

$$\begin{aligned} l^T &= (h_1 - h_2) - \alpha_1(h_{1\text{отб}} - h_2) - \alpha_2(h_{2\text{отб}} - h_2) - \alpha_3(h_{3\text{отб}} - h_2) = \\ &= (3459,2 - 1977,56) - 0,006(3191,4 - 1977,56) - \\ &- 0,043(3075 - 1977,56) - 0,268(2912 - 1977,56) = 1176,8, \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Определим подведенную в цикле теплоту:

$$q_1 = h_1 - h_{\text{п.в.}}$$

Здесь  $h_{\text{п.в.}}$  – энтальпия питательной воды – энтальпия кипящей жидкости в первом по ходу пара отборе.

$$h_{\text{п.в.}} = h_{1\text{отб}} = 1213,9, \text{ кДж/кг};$$

$$q_1 = 3459,2 - 1213,9 = 2245,3, \text{ кДж/кг}.$$

Термический КПД регенеративного цикла:

$$\eta_t = \frac{l^T}{q_1} = \frac{1176,8}{2245,3} = 0,524.$$

Для цикла Ренкина термический КПД без учета работы насоса равен 0,444 (задача 1).

4. В паротурбинной установке, работающей с начальными параметрами  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С, осуществляется два отбора: при  $p_{\text{произв. отб}} = 6$  МПа отбирается 30 т/час пара на производство, при  $p_{\text{теплофик. отб}} = 1,5$  МПа отбирается 15 т/час на отопление. Давление в конденсаторе  $p_2 = 4$  кПа. Определить внутреннюю мощность турбины, если расход пара  $D = 150$  т/час. Работу питательного насоса не учитывать.

*Решение.*

По табл. 3 [2, с. 20] по  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С находим  $h_1 = 3459,2$  кДж/кг,  $s_1 = 6,5631$  кДж/кг · К. Определение энтальпии в конце процесса расширения пара в турбине см. в задаче 1.

$$h_2 = 1977,56, \text{ кДж/кг.}$$

Определим энтальпии пара в отборах.

По табл. 3 [2, с. 20] по  $p_{\text{произв. отб}} = 6$  МПа и  $s_1 = 6,5631$  кДж/кг · К:

$$h_{\text{произв. отб.}} = 3191,4, \text{ кДж/кг.}$$

По  $p_{\text{теплофик. отб}} = 1,5$  МПа и  $s_1 = 6,5631$  кДж/кг · К:

$$h_{\text{теплофик. отб.}} = 2849,2, \text{ кДж/кг.}$$

Внутренняя мощность турбины (полезная работа):

$$\begin{aligned} L &= D(h_1 - h_{\text{произв. отб.}}) + (D - D_{\text{пр}})(h_{\text{произв. отб.}} - h_{\text{теплофик. отб.}}) + \\ &\quad + (D - D_{\text{пр}} - D_T)(h_{\text{теплофик. отб.}} - h_2) = \\ &= \frac{150000}{3600}(3459,2 - 3191,4) + \frac{150000 - 30000}{3600}(3191,4 - 2849,2) + \\ &\quad + \frac{(150000 - 30000 - 15000)}{3600}(2849,2 - 1977,56) = 47990,5, \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Тепловая нагрузка производственного отбора:

$$Q_{\text{пр}} = D_{\text{пр}}(h_{\text{произв. отб.}} - h'_{\text{произв. отб.}});$$

$$Q_{\text{пр}} = \frac{30000}{3600} (3191,4 - 1213,9) = 16479,2, \text{ кВт.}$$

Теплофикационная нагрузка:

$$Q_{\text{T}} = D_{\text{T}} (h_{\text{теплофик. отб.}} - h'_{\text{теплофик. отб.}}), \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{T}} = \frac{15000}{3600} (2849,2 - 844,7) = 2004,5.$$

Здесь  $h'_{\text{произв.отб.}} = 1213,9$ , кДж/кг;

$h'_{\text{теплофик.отб.}} = 844,7$ , кДж/кг.

Энтальпии кипящей жидкости при давлениях соответственно в производственных и теплофикационных отборах, определяются по табл. 2 [2, с. 14].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика : учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Изд. дом МЭИ, 2008. – 495 с.: ил.
2. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара : справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергоатомиздат, 1980. – 424 с.
3. Теплотехника : учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – 7-е изд., испр. – М. : Высшая школа, 2009. – 671 с.: ил.
4. Кудинов, В. А. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник для академического бакалавриата / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк. – 3-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2015. – 567 с.: ил. – (Бакалавр. Академический курс).
5. Рабинович, О. М. Сборник задач по технической термодинамике : учебное пособие / О. М. Рабинович. – 5-е изд., перераб. – Стереотипное издание. – М. : Альянс, 2015. – 344 с. : ил. + диаграмма.
6. Зубарев, В. Н. Практикум по технической термодинамике : учебное пособие / В. Н. Зубарев, А. А. Александров, В. С. Охотин. – 3-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 303 с.
7. Сборник задач по технической термодинамике : учебное пособие / Т. Н. Андрианова [и др.]; под общ. ред. Т. Н. Андриановой. – М. : Издательский дом МЭИ, 2006. – 354 с.



Учебное издание

**ХУТСКАЯ** Наталия Геннадьевна  
**ПАЛЬЧЁНОК** Геннадий Иванович  
**НОВИК** Андрей Владимирович

## **ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК**

Учебно-методическое пособие  
по дисциплине «Термодинамика»  
для студентов специальности  
1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии  
и энергетический менеджмент»

Редактор *А. В. Кочемарова*  
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 13.10.2022. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 3,31. Уч.-изд. л. 1,81. Тираж 100. Заказ 559.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.