

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ)

Кафедра отопления и вентиляции

Определение характеристик теплофикационной паровой турбины

Методические указания
для студентов направления
140100 Теплоэнергетика

Нижний Новгород - 2009

УДК 621.1.016 (075.8)

Определение характеристик теплофикационной паровой турбины. Методические указания для студентов направления 140100 Теплоэнергетика.

Нижний Новгород, издание ННГАСУ, 2009 г.

В методических указаниях приведены краткие теоретические сведения и расчетные формулы, необходимые для выполнения курсовой работы. Даны примеры расчета цикла с построением диаграммы режимов теплофикационной турбины и варианты заданий.

Составили: д.т.н., профессор Дыскин Л.М.

ассистент Козлов С.С.

ВВЕДЕНИЕ

Рациональное использование топливноэнергетических ресурсов нашей страны во многом зависит от успешного развития теплофикации промышленных предприятий и жилых массивов. Теплофикация – это централизованное снабжение теплотой внешних потребителей от ТЭЦ (теплоэлектроцентралей) на базе комбинированного производства теплоты и электроэнергии.

Теплофикация может давать существенную экономию топлива по сравнению с отдельным тепловым и электрическим снабжением, при котором электроэнергия вырабатывается на чисто силовых установках, например, на паротурбинных конденсационных электростанциях (КЭС), а теплота – в специальных котельных. При комбинированной выработке на тепловых электрических станциях теплота получается за счет использования частично или полностью отработанного в турбине пара, т.е. пара, использовавшегося для выработки электрической энергии.

Удельный расход топлива для выработки теплоты в отдельных отопительных котельных гораздо выше, чем на теплоэлектроцентралях. Важен и тот факт, что при комбинированном способе теплота вырабатывается на более совершенном энергетическом оборудовании теплоэлектроцентралей с высокими параметрами пара, что способствует повышению термического КПД теплового цикла. Если учесть экономию топлива от применения комбинированной выработки электроэнергии и теплоты, то КПД выработки только электроэнергии комбинированным способом на ТЭЦ достигает 75-80%, в то время как на самых современных паротурбинных конденсационных электрических станциях (КЭС), предназначенных для выработки только электрической энергии, эффективный КПД не превышает 32-35%.

Помимо экономии топлива, правильно запроектированные ТЭЦ дают экономию и других затрат, главным образом при капитальной строитель-

стве отдельных установок для производства электрической энергии и теплоты.

В настоящей работе необходимо выполнить расчет теплофикационного цикла паровой турбины, построить диаграмму режимов теплофикационной турбины с одним регулируемым отбором пара, определить экономичность такого цикла и сравнить его по затратам топлива с отдельной выработкой электрической энергии и теплоты.

1. ЦИКЛ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Паровая турбина является основным элементом энергетической установки теплофикационного цикла.

На рис. 1 представлена принципиальная схема паротурбинной установки с одним регулируемым отбором пара для подогрева сетевой воды. В этой установке определенное количество пара после срабатывания в части высокого давления (ЧВД) 1 турбины направляется в подогреватель сетевой воды (бойлер) 2, через который циркулирует вода из системы отопления при помощи насоса 3. Остальная часть пара через регулирующей орган 4 поступает в часть низкого давления (ЧНД) 5 турбины, где производится дополнительная механическая работа вращения ротора, преобразуемая турбогенератором 6 в электрическую энергию.

Отработанный в ЧНД турбины пар направляется в конденсатор 7, где происходит его конденсация за счет охлаждения циркуляционной водой, протекающей в трубках 8.

Затем конденсат из конденсатора 7 и подогревателя 2 направляется в деаэрационный бак 9, где происходит освобождение конденсата от растворенных в нем агрессивных газов (кислорода и углекислоты) с целью уменьшения коррозии оборудования. После деаэрации воды питательным насосом 10 подается в парогенератор 11, где за счет теплоты сгорания топлива происходит процесс парообразования и последующий перегрев пара в пароперегревателе 12. Перегретый пар через регулирующей орган 13 поступает в ЧВД паровой турбины.

Система регулирующих органов 13 (регулирующий клапан ЧВД) и 4 (поворотная диафрагма ЧНД) позволяет с помощью автоматических устройств регулировать подачу пара в ЧВД, ЧНД и теплофикационный отбор в зависимости от режима работы. Например, в летний период года отпада-

ет необходимость в теплофикационном отборе, в этом случае поворотная диафрагма 4 перед ЧНД полностью открыта и весь пар поступает в ЧНД и конденсатор турбины. Турбина работает по электрическому графику в конденсационном режиме.

В зимний период года включен регулятор давления 14 отборного пара, который автоматически воздействует на сервомоторы 15, 16 соответствующих регулирующих органов 4 и 13, изменяя расход пара на турбину, в отбор и конденсатор в количествах, предусмотренных тепловым графиком работы.

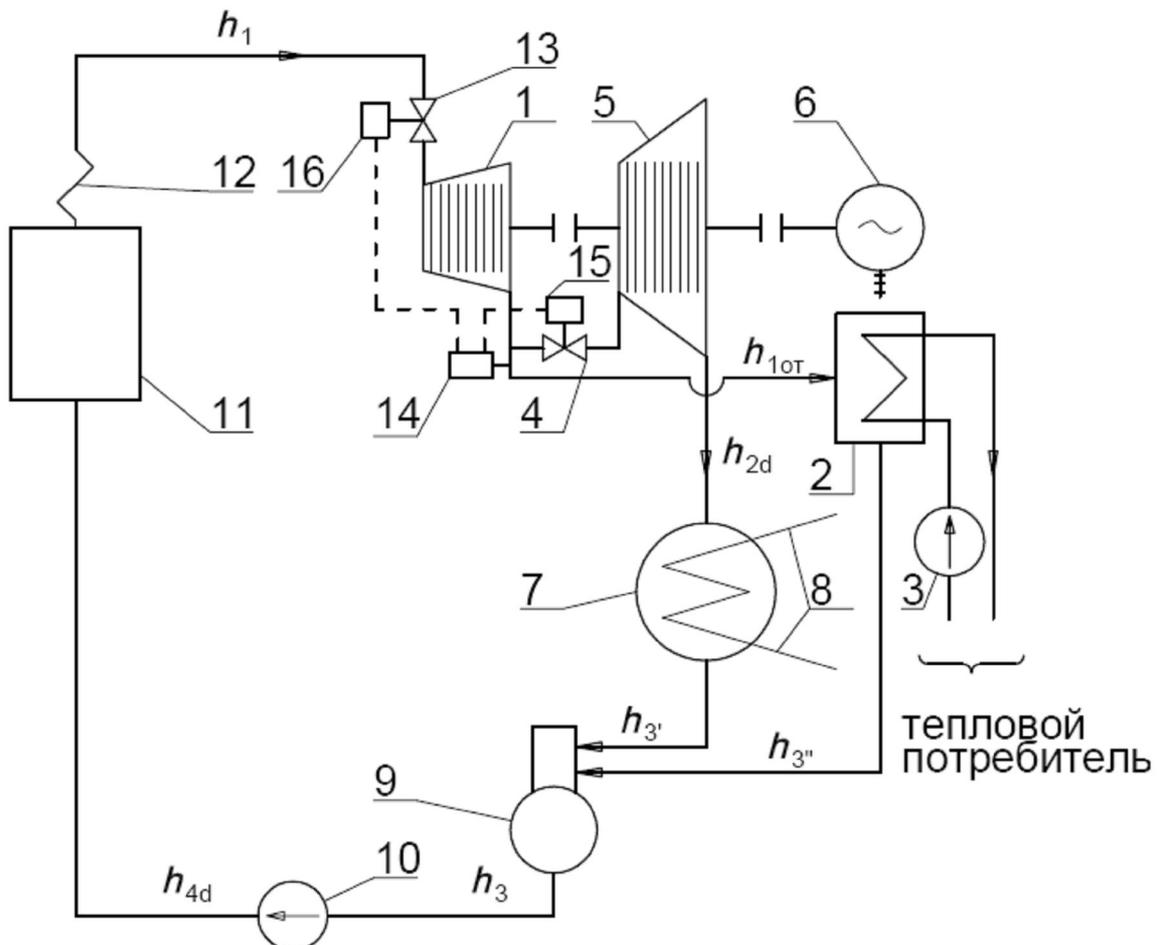


Рис. 1 – Принципиальная схема паротурбинной установки теплофикационного цикла

Изменение состояния пара в цикле Ренкина, используемом в современных паротурбинных установках, иллюстрируется в h, s – диаграмме,

представленной на рис. 2. Питательный насос 10 (рис. 1) повышает давление воды до величины p_1 и подает ее в парогенератор 11. Изоэнтропный процесс в питательном насосе изображен условно в h, s – диаграмме линиями 3-4. Действительный адиабатный процесс повышения давления воды в насосе от давления в деаэраторе 9 до давления p_1 перед парогенератором представлен линией 3-4_д. Далее вода поступает в парогенератор, где вначале происходит предварительный ее подогрев до температуры кипения при постоянном давлении по линии 4-5. Изобарно-изотермический процесс парообразования кипящей воды в парогенераторе обозначен линией 5-6. Затем пар поступает в пароперегреватель 12, где температура повышается до T_1 по изобаре 6-1. Пренебрегая потерями температуры и давления в паропроводе от пароперегревателя до турбины, считаем, что точка 1 показывает исходное состояние острого пара перед турбиной. Таким образом, подвод теплоты к рабочему телу осуществляется в парогенераторе и пароперегревателе по изобаре 4-5-6-1. Количество теплоты, подведенной к 1 кг рабочего тела, определяется разностью энтальпий рабочего тела в начале и в конце процесса:

$$q_1 = h_1 - h_{4д}, \quad \text{кДж/кг.} \quad (1.1)$$

В дальнейшем пар расширяется в части высокого давления турбины до давления в камере отбора $p_{от}$ (рис. 2). При этом происходит превращение кинетической энергии пара в механическую работу вращения ротора. Действительный адиабатный процесс расширения пара в ЧВД турбины с учетом потерь на трение происходит по линии 1-1_{от} и определяется разностью энтальпий в точках 1 и 1_{от}. Эта разность есть действительный теплоперепад в ЧВД:

$$H'_д = h_1 - h_{1от}, \quad (1.2)$$

где h_1 – энтальпия острого пара; $h_{1от}$ – энтальпия пара в отборе.

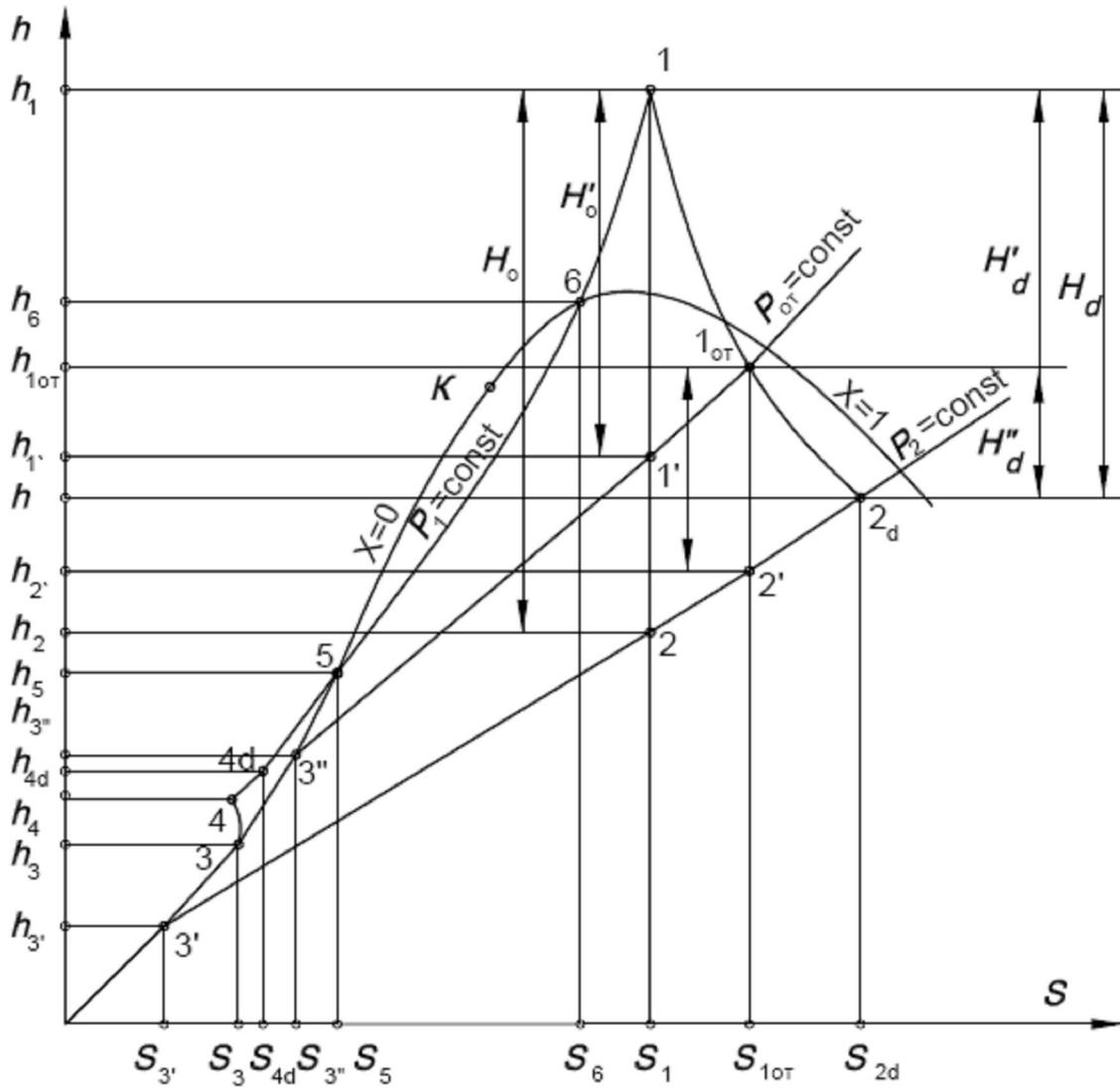


Рис. 2 – Диаграмма h - s теплофикационного цикла турбины с регулируемым отбором пара

Идеальный обратимый процесс расширения пара в ЧВД определяется линией $1-1'$, а разность энтальпий в точках 1 и $1'$ есть располагаемый теплотеплоперепад в ЧВД:

$$H'_o = h_1 - h_{1'}, \quad (1.3)$$

где $h_{1'}$ – энтальпия пара в конце изэнтропного расширения в ЧВД.

Адиабатное обратимое расширение пара в ЧНД турбины происходит по линии $1_{от}-2'$. Действительный теплотеплоперепад в ЧНД равен:

$$H''_d = h_{1_{от}} - h_{2_d}, \quad (1.4)$$

где $h_{2д}$ – энтальпия пара в конце процесса расширения в ЧНД.

Располагаемый теплоперепад в ЧНД равен:

$$H_o'' = h_1 - h_{2'}, \quad (1.5)$$

где $h_{2'}$ – энтальпия пара в конце обратимого расширения в ЧНД.

Суммарный действительный теплоперепад в турбине представляется разностью энтальпий в точках 1 и 2_д:

$$H_d = h_1 - h_{2д}. \quad (1.6)$$

Суммарный располагаемый теплоперепад в турбине определяется разностью энтальпий в точках 1 и 2:

$$H_o = h_1 - h_2. \quad (1.7)$$

Отработанный в ЧНД турбины пар поступает в конденсатор, где происходит его конденсация при постоянных давлении и температуре. Процесс конденсации пара в конденсаторе в h, s – диаграмме изображается линией 2_д-3'. Конденсация пара, поступающего в отбор, происходит в подогревателе сетевой воды (бойлере) в результате охлаждения водой, циркулирующей в системе отопления. Этот процесс также является изобарно-изотермическим и изображается линией 1_{от}-3''.

Таким образом, в теплофикационной турбине с регулируемым отбором пара теплота теряется только с той частью отработанного пара, которая поступает в конденсатор из ЧНД турбины. Количество этой теплоты, уносимой охлаждающей водой в атмосферу, определится (рис. 2):

$$q_2 = h_{2д} - h_{3'}. \quad (1.8)$$

Таким образом, термический КПД действительной теплофикационной установки, работающей в конденсационном режиме, определяется из уравнения:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_{4д}) - (h_{2д} - h_{3'})}{h_1 - h_{4д}} = \frac{(h_1 - h_{2д}) - (h_{4д} - h_{3'})}{h_1 - h_{4д}}. \quad (1.9)$$

Относительный внутренний КПД ЧВД турбины определяется:

$$\eta_{oi}^{\text{чвд}} = \frac{H'_d}{H'_o} = \frac{h_1 - h_{1\text{от}}}{h_1 - h_{1'}}. \quad (1.10)$$

Относительный внутренний КПД ЧНД турбины определится:

$$\eta_{oi}^{\text{чнд}} = \frac{H''_d}{H''_o} = \frac{h_{1\text{от}} - h_{2д}}{h_{1\text{от}} - h_{2'}}. \quad (1.11)$$

Относительный внутренний КПД всей турбины соответственно равен:

$$\eta_{oi}^{\text{т}} = \frac{H_d}{H_o} = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2}. \quad (1.12)$$

Относительный внутренний КПД питательного насоса равен:

$$\eta_{oi}^{\text{н}} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4д} - h_3}. \quad (1.13)$$

Соответственно для обратимого (идеального) цикла термический КПД теплофикационного цикла в конденсационном режиме определяется выражением:

$$\eta_t^{\text{обр}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (1.14)$$

Здесь, в конденсационном режиме при отсутствии отбора, $h_3 = h_{3'}$.

Относительный внутренний КПД действительного цикла, учитывающий внутренние потери в турбине и насосе, равен:

$$\eta_{oi}^{\text{ц}} = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^{\text{т}} - \left(\frac{h_4 - h_3}{\eta_{oi}^{\text{н}}} \right)}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}. \quad (1.15)$$

Абсолютный внутренний КПД действительного теплофикационного цикла определяется формулой

$$\eta_i^{\text{ц}} = \eta_{oi}^{\text{ц}} \cdot \eta_t^{\text{обр}}. \quad (1.16)$$

Абсолютный эффективный КПД теплофикационной установки будет равен:

$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_i^{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}}. \quad (1.17)$$

Здесь: $\eta_{\text{пг}}$ – КПД парогенератора;

$\eta_{\text{г}}$ – КПД электрического генератора;

$\eta_{\text{м}}^{\text{т}}$ – механический КПД турбины.

2. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ

Основной характеристикой теплофикационной турбины является диаграмма режимов, представляющая графическую зависимость мощности турбины от расхода пара, поступающего в конденсатор и в отбор. Из диаграммы режимов можно определить расход свежего пара, количество пара, поступающего в отбор или конденсатор при заданной мощности турбины.

Уравнение мощности турбины с отбором пара имеет вид:

$$N_{\text{э}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot H_{\text{д}} + G_{\text{от}} \cdot H'_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}, \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где $N_{\text{э}}$ – электрическая мощность турбины;

$G_{\text{к}}$ – расход пара в конденсатор, кг/час;

$G_{\text{от}}$ – расход пара в отбор, кг/час;

$H'_{\text{д}}$ – действительный теплоперепад в ЧВД турбины, кДж/кг;

$H_{\text{д}}$ – действительный теплоперепад в турбине, кДж/кг;

$\eta_{\text{м}}^{\text{т}}$ – механический КПД турбины;

$\eta_{\text{г}}$ – КПД электрического генератора.

Уравнение (2.1) позволяет определить мощность турбины для любых расходов пара $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{от}}$. Изменяя попеременно в этом уравнении $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{от}}$ можно найти зависимость $N_{\text{э}}$ от $G_{\text{к}}$ при $G_{\text{от}} = \text{const}$ или от $G_{\text{от}}$ при $G_{\text{к}} = \text{const}$ и построить, таким образом, диаграмму режимов турбины с одним регулируемым отбором пара. С достаточной точностью можно считать, что $N_{\text{э}}$ линейно зависит от $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{от}}$. В действительности зависимость $N_{\text{э}} = f(G_{\text{к}}, G_{\text{от}})$ определяется типом системы парораспределения и характером изме-

нения относительного внутреннего КПД η_{oi} от расхода пара G_k и $G_{от}$.

На диаграмме режимов наносят следующие линии.

1. Линия конденсационного режима.

Режим турбины, когда весь пар проходит через части высокого давления (ЧВД) и низкого давления (ЧНД) и направляется в конденсатор, называют конденсационным. В этом случае пар в отопительный отбор не поступает, т.е. $G_{от} = 0$.

Уравнение (2.1) для этого режима имеет вид:

$$N_9^H = \frac{G_k^{\max} \cdot H_d}{3600} \cdot \eta_m^T \cdot \eta_r, \text{ кВт.} \quad (2.2)$$

Максимальный расход пара в конденсатор G_k^{\max} при номинальной мощности N_9^H и действительном теплоперепаде в турбине H_d определяется расчетом из уравнения (2.2). Откладывая на оси абсцисс N_9^H , а на оси ординат G_k^{\max} , получим точку «К», (см. рис. 3).

При известном максимальном расходе свежего пара G_o^{\max} (см. таблицу 2 приложения) турбина будет развивать максимальную электрическую мощность N_9^{\max} . Линия $m - r$ определяет максимальный пропуск пара через турбину.

Определим потерю энергии холостого хода турбоагрегата по уравнению:

$$N_9^{xx} = N_9^H \cdot \left(\frac{1}{\eta_m^T \cdot \eta_r} - 1 \right), \text{ кВт,} \quad (2.3)$$

где N_9^{xx} – мощность холостого хода (при $n = 3000$ об/мин).

Откладывая N_9^{xx} от точки 0 влево, получим точку 0_1 , условно определяющую состояние неподвижной турбины перед пуском. При условии линейной зависимости $N_9 = f(G_k)$ проведенная прямая $0_1 - K$ есть искомая

линия конденсационного режима турбины. Отрезок G_k^{xx} определяет расход пара на холостой ход турбины в этом режиме.

2. Линия противодействия.

В режиме противодействия весь пар проходит только через часть высокого давления (ЧВД) и направляется в отбор для подогрева сетевой воды в бойлере. В часть низкого давления (ЧНД) турбины и конденсатор пар не поступает, т.е. $G_k = 0$.

Уравнение (2.1) примет вид:

$$N_9^{от} = \frac{G_{от} \cdot H'_d}{3600} \cdot \eta_m^T \cdot \eta_r. \quad (2.4)$$

При расходе пара в отбор, равном максимальному расходу пара в турбину $G_{от} = G_o^{max}$, мощность турбины будет максимальной.

$$N_9^{max} = \frac{G_o^{max} \cdot H'_d}{3600} \cdot \eta_m^T \cdot \eta_r. \quad (2.5)$$

Величина N_9^{max} и G_o^{max} наносим на диаграмму, получаем точку r . Прямая, проходящая через точки 0_1 и r , дает приближенную зависимость мощности от расхода пара в том случае, если весь пар из ЧВД турбины поступает в отбор. Отрезок $G_{от}^{xx}$ определяет расход пара на холостой ход на режиме с отбором пара при нулевом расходе в конденсаторе, $G_k = 0$.

Линия $0_1 - r$ представляет лишь теоретический интерес т.к. указанный режим недопустим для турбины: в любом случае через ЧНД необходимо пропускать некоторое минимальное количество пара для отвода теплоты трения, возникающего в ЧНД при вращении ротора турбины.

Из этих соображений минимальный пропуск пара G_k^{min} через ЧНД должен быть не менее 5-10% от G_k^{max} .

3. Линия постоянных минимальных расходов пара в конденсатор

$$G_k^{min} = \text{const.}$$

В действительных режимах работы при минимальном расходе пара в конденсатор $G_{\text{к}}^{\text{min}}$, расход пара в отбор может изменяться от нуля до $G_{\text{от}} = G_{\text{о}}^{\text{max}} - G_{\text{к}}^{\text{min}}$. Уравнение (2.1), в этом случае, имеет вид:

$$N_3 = \frac{G_{\text{к}}^{\text{min}} \cdot H_{\text{д}} + G_{\text{от}} \cdot H'_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (2.6)$$

Если в этом уравнении считать $G_{\text{от}} = 0$, то значение N_3 зависит только от $G_{\text{к}}^{\text{min}}$. Мощность N_3 будет определяться по минимальному расходу пара в конденсатор $G_{\text{к}}^{\text{min}}$ точкой K_0 , лежащей на прямой $0_1 - K$, (рис. 3).

Ранее было установлено, что изменение N_3 в зависимости от $G_{\text{от}}$ определяется линией $0_1 - r$, следовательно, линия $K_0 - r_0$, проведенная параллельно линии $0_1 - r$, будет удовлетворять уравнению (2.6) при $G_{\text{к}}^{\text{min}} = \text{const}$.

4. Линии постоянных отборов $G_{\text{от}} = \text{const}$.

Для построения линий постоянных отборов можно использовать уравнение (2.1), в котором принимается фиксированный постоянный расход пара в отбор $G_{\text{от}} = \text{const}$, при минимальном расходе пара в конденсатор, $G_{\text{к}}^{\text{min}}$. Тогда:

$$N_{30} = \frac{G_{\text{к}}^{\text{min}} \cdot H_{\text{д}} + G_{\text{от}} \cdot H'_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (2.7)$$

Можно, например, принять фиксированные расходы пара в отбор равными:

$$\begin{aligned} G_{\text{от}}^{\text{I}} &= 0,2 G_{\text{от}}^{\text{max}}, & G_{\text{от}}^{\text{II}} &= 0,4 G_{\text{от}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{от}}^{\text{III}} &= 0,6 G_{\text{от}}^{\text{max}}, & G_{\text{от}}^{\text{IV}} &= 0,8 G_{\text{от}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{от}}^{\text{V}} &= G_{\text{от}}^{\text{max}}. \end{aligned}$$

Отложим эти величины от точки K_0 , определяющей минимальный расход пара в конденсатор, на линии $K_0 - r_0$. Получим соответствующие точки I, II, III, IV, V. На оси абсцисс можно определить мощность турби-

ны, развиваемую на клеммах генератора при минимальном расходе пара в конденсатор и соответствующей величине расхода пара в отбор: $N_{\text{эо}}^{\text{I}}$, $N_{\text{эо}}^{\text{II}}$, $N_{\text{эо}}^{\text{III}}$, $N_{\text{эо}}^{\text{IV}}$, $N_{\text{эо}}^{\text{V}}$.

Линии, проведенные из точек I, II, III, IV и V параллельно линии $0_1 - K$, есть искомые линии постоянных отборов пара $G_{\text{от}} = \text{const}$.

5. Линии постоянных расходов пара в конденсатор $G_{\text{к}} = \text{const}$.

Для построения линий постоянных расходов пара в конденсатор можно также использовать уравнение (2.1), в котором принимается фиксированный постоянный расход пара в конденсатор $G_{\text{к}} = \text{const}$, при нулевом расходе пара в отбор $G_{\text{от}} = 0$:

$$N_{\text{эк}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot H_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (2.8)$$

Примем расход пара в конденсатор равным:

$$\begin{aligned} G_{\text{к}}^1 &= 0,2 G_{\text{к}}^{\text{max}}, & G_{\text{к}}^2 &= 0,4 G_{\text{к}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{к}}^3 &= 0,6 G_{\text{к}}^{\text{max}}, & G_{\text{к}}^4 &= 0,8 G_{\text{к}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{к}}^5 &= G_{\text{к}}^{\text{max}}. \end{aligned}$$

Отложим эти величины на линии $0_1 - K$ и получим соответствующие точки 1, 2, 3, 4, 5.

На оси абсцисс можно определить мощность турбины, развиваемую на клеммах генератора при соответствующей величине расхода пара в конденсатор: $N_{\text{эк}}^1$, $N_{\text{эк}}^2$, $N_{\text{эк}}^3$, $N_{\text{эк}}^4$, $N_{\text{эк}}^5$.

Линии, проведенные из точек 1, 2, 3, 4 и 5 параллельно линии $K_0 - r_0$, есть искомые линии постоянных расходов пара в конденсатор $G_{\text{к}} = \text{const}$.

Линии $G_{\text{к}} = \text{const}$ и $G_{\text{от}} = \text{const}$ в диапазоне мощностей $N_9^{\text{H}} \leq N_9 \leq N_9^{\text{max}}$ проведены пунктиром, т.к. мощность N_9 в этой области достигается за счет увеличения давления пара в отборе $p_{\text{от}}$ и расхода пара в отбор $G_{\text{от}}$ выше номинальных значений.

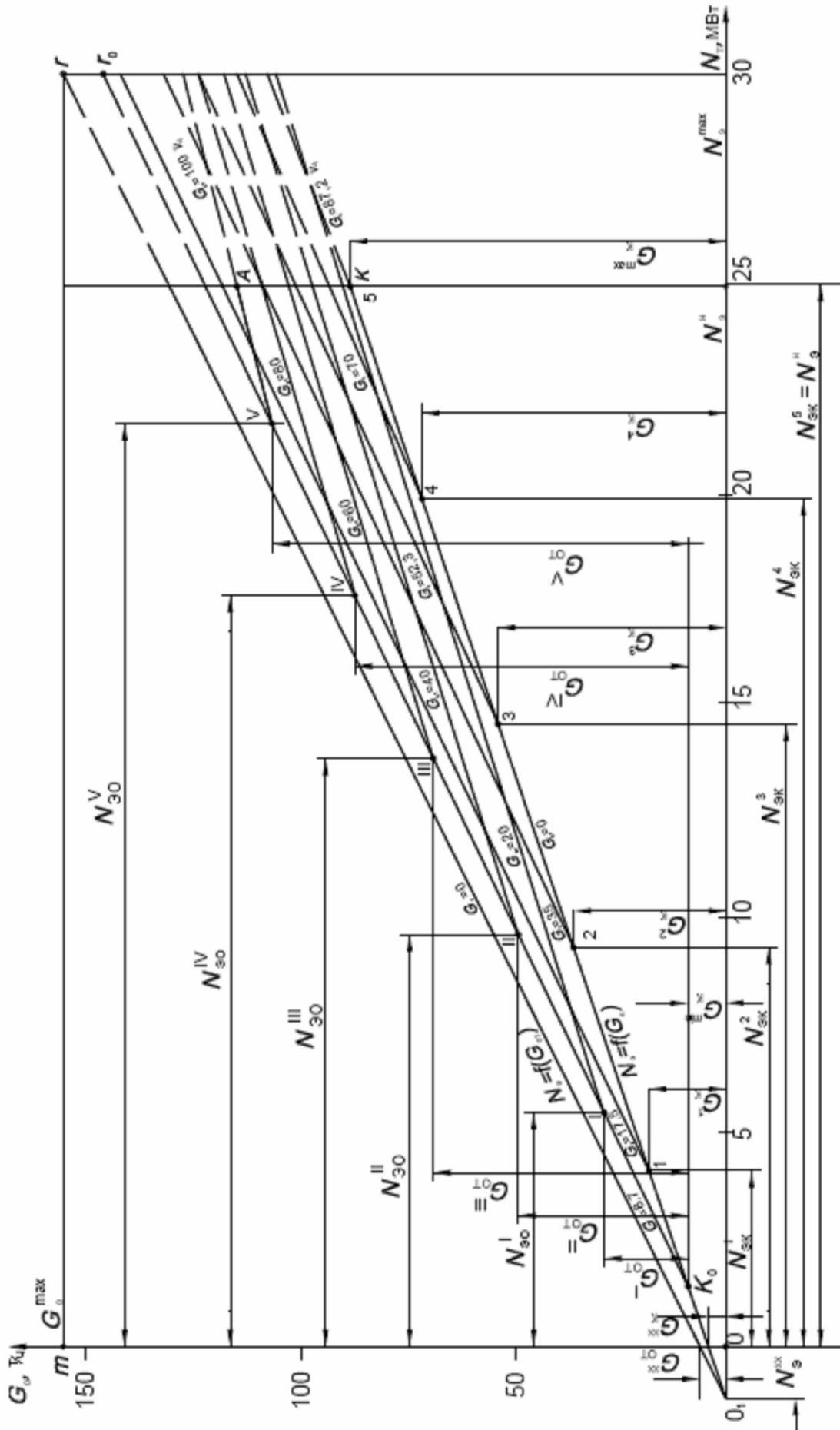


Рис. 3 – Диаграмма режимов турбины Т-25-90

3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА

Рассмотрим энергетическую эффективность теплофикационного цикла для идеальной паротурбинной установки с одним отбором пара. В T, s – диаграмме цикл показан на рис. 4. При выработке турбиной только механической энергии весь пар расширяется до давления в конденсаторе (точка 2) (в идеальном цикле температура T_3' в точке 2 равна температуре окружающей среды). Преобразованная в механическую энергию теплота измеряется площадью $3'-5-6-1-2-3'$, а теплота, отданная в окружающую среду, площадью $3'-2-7-9-3'$. Для возможности осуществления комбинированной выработки электроэнергии и теплоты, теплота должна отпускаться потребителю с температурой, превышающей температуру окружающей среды, например, с температурой T_3'' . Только в этом случае она может быть использована потребителем.

Для этой цели в теплофикационных турбинах в специальных отсеках после части высокого давления отбирается часть пара с соответствующими параметрами для подогрева в теплообменном аппарате (бойлере) сетевой воды, циркулирующей в системе отопления.

Другая часть пара может поступать в часть низкого давления и конденсатор турбины, дополнительно вырабатывая механическую энергию, превращаемую затем в электрическую.

С целью упрощения изложения материала, рассмотрим в диаграмме только ту часть цикла, в которой вырабатывается теплота: площадь $3''-5-6-1-1'-3''$. В этом случае уменьшается удельная выработка механической энергии ℓ_m единицей массы рабочего тела. Это видно из T, s – диаграммы: площадь $3''-5-6-1-1'-3''$ меньше площади $3'-5-6-1-2-3'$. Но в этом случае теплота отработанного в турбине пара (площадь $3''-1'-7-8-3''$) не теряется в

окружающую среду, а используется тепловыми потребителями. Благодаря этому, отпадает потребность в отдельных котельных установках, что создает экономию соответствующего количества топлива.

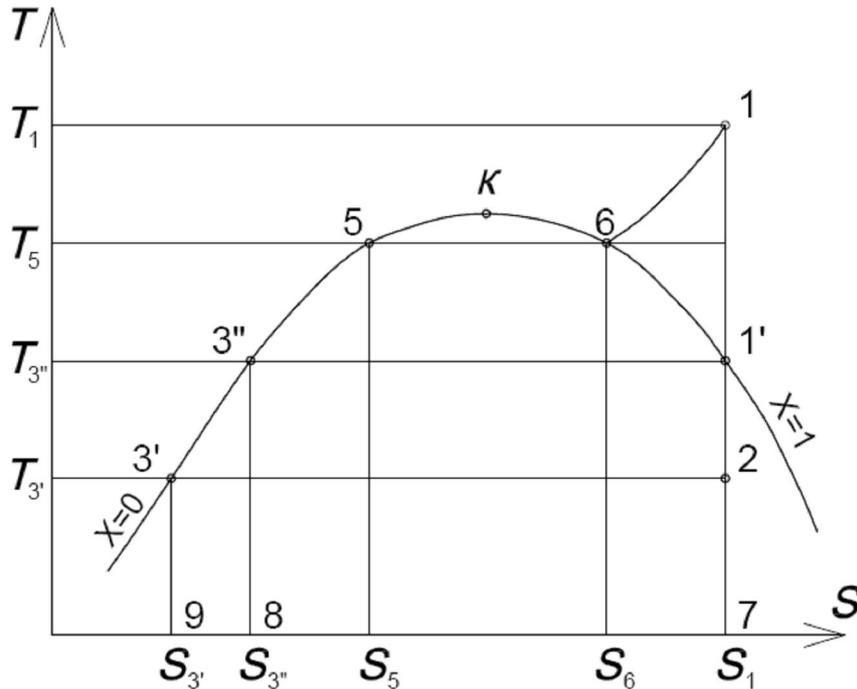


Рис. 4 – Диаграмма T-S теплофикационного цикла

Экономия топлива, которую дает комбинированная выработка теплоты и электроэнергии по сравнению с их отдельной выработкой, при условии получения потребителями в обоих случаях одинаковых количеств электричества и теплоты, равна:

$$B_{\text{ЭК}} = (B_{\text{КЭС}} + B_{\text{КОТ}}) - B_{\text{ТЭЦ}}, \quad (3.1)$$

где $B_{\text{КЭС}}$ – расход топлива на конденсационной электростанции при отдельной выработке электроэнергии и теплоты;

$B_{\text{КОТ}}$ – расход топлива в котельных установках при отдельной выработке электроэнергии и теплоты;

$B_{\text{ТЭЦ}}$ – полный расход топлива на ТЭЦ при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты.

Формула (3.1) справедлива для теплофикационного цикла любых ТЭЦ (паротурбинных, парогазовых, газовых, атомных и др.) и является исходной для любого метода расчета экономии топлива.

Расход топлива в теплофикационном цикле на ТЭЦ будет больше, чем при чисто конденсационном режиме на КЭС, т.к. в первом случае в электроэнергию переходит меньшая доля теплоты, затраченной на производство 1 кг пара.

Однако это увеличение расхода топлива на ТЭЦ ($B_{\text{ТЭЦ}}$) за счет выработки не только электрической энергии, и теплоты, меньше расхода топлива в отдельной котельной

$$B_{\text{ТЭЦ}} - B_{\text{КЭС}} = \Delta B_{\text{ТЭЦ}} < B_{\text{кот.}} \quad (3.2)$$

Так, в случае отдельной схемы теплоэлектрообеспечения для выработки на КЭС такого же количества электроэнергии, как и на ТЭЦ, потребуется расход теплоты:

$$Q_{\text{КЭС}} = \frac{\mathcal{E}_T}{\eta_t^{\text{К}}}, \quad (3.3)$$

где \mathcal{E}_T – количество электроэнергии, выработанной ЧВД турбины на ТЭЦ с отбором пара (соответствует площади 3"-5-6-1-1'-3" на рис. 4); $\eta_t^{\text{К}}$ – термический КПД идеального цикла КЭС.

Если при выработке электроэнергии на ТЭЦ в количестве \mathcal{E}_T внешнему потребителю отпускается $Q_{\text{вп}}$ теплоты, эквивалентной площади 3"-1'-7-8-3", то расход теплоты сгорания топлива в идеальной котельной (с КПД $\eta_t = 1$) составит:

$$Q_{\text{кот}} = Q_{\text{вп}}. \quad (3.4)$$

Суммарный расход теплоты сгорания топлива на ТЭЦ ($Q_{\text{ТЭЦ}}$), эквивалентный площади 8-3"-5-6-1-7-8, составит:

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = \mathcal{E}_T + Q_{\text{вп}}. \quad (3.5)$$

Подставляя уравнения (3.3), (3.4) и (3.5) в уравнение (3.1) и учитывая,

что $B = \frac{Q}{Q_H^p}$, где Q – количество теплоты; Q_H^p – низшая теплотворная способность топлива, получим:

$$Q_{\text{ЭК}} = \left(\frac{\mathcal{E}_T}{\eta_t^k} + Q_{\text{ВП}} \right) - (\mathcal{E}_T + Q_{\text{ВП}}) = \mathcal{E}_T \left(\frac{1}{\eta_t^k} - 1 \right). \quad (3.6)$$

Удельная экономия теплоты на единицу отпущенной теплоты равна:

$$q_{\text{ЭК}} = \frac{Q_{\text{ЭК}}}{Q_{\text{ВП}}} = \bar{\mathcal{E}}_T \left(\frac{1}{\eta_t^k} - 1 \right), \quad (3.7)$$

где $\bar{\mathcal{E}}_T$ – удельная выработка электроэнергии на единицу отпущенной теплоты в идеальном цикле с отбором пара.

Значение \mathcal{E}_T в идеальном цикле с отбором определяется отношением разностей энтальпий.

$$\bar{\mathcal{E}}_T = \frac{h_1 - h_{1'}}{h_{1'} - h_{3''}}, \quad (3.8)$$

где h_1 – энтальпия пара перед турбиной; $h_{1'}$ – энтальпия пара, идущего в отбор; $h_{3''}$ – энтальпия конденсата, поступающего из бойлера.

Значение термического КПД цикла КЭС определяется выражением:

$$\eta_t^k = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{3'}}, \quad (3.9)$$

где h_2 – энтальпия пара, идущего в конденсатор; $h_{3'}$ – энтальпия конденсата, поступающего из конденсатора турбины.

Из формулы (3.7) видно, что в идеальной установке удельная экономия топлива прямо пропорциональна удельной выработке электроэнергии $\bar{\mathcal{E}}_T$. При этом она тем больше, чем ниже термический КПД η_t^k . Количество электроэнергии, вырабатываемой в реальном цикле паром, идущим в отбор турбины с расходом $G_{\text{от}}$, составит:

$$\mathcal{E}_T = G_{\text{от}} (h_1 - h_{1'}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧВД}} \cdot \eta_M^T \cdot \eta_{\Gamma}, \quad (3.10)$$

где $\eta_{oi}^{чвд}$ – относительный внутренний КПД ЧВД турбины, определяющий потери при течении пара внутри ЧВД турбины; $\eta_{г}$ – КПД электрического генератора; $\eta_{м}^T$ – механический КПД турбины.

Количество теплоты, отдаваемой внешнему потребителю в реальном цикле, составит:

$$Q_{вп} = G_{от} (h_{1от} - h_{3''}), \quad (3.11)$$

где $h_{1от}$ – энтальпия пара, поступающего в отбор.

Удельная выработка электроэнергии в реальном цикле с отбором пара равна:

$$\bar{\mathcal{E}}_T = \frac{h_1 - h_{1'}}{h_{1от} - h_{3''}} \cdot \eta_{oi}^{чвд} \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{м}. \quad (3.12)$$

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА

Выбор типа паровой турбины и давления в конденсаторе производится по таблице 1 приложения.

Выбор исходных данных для расчета производится по таблице 2 приложения.

Выполним расчет теплофикационного цикла с одним регулируемым отбором пара паровой турбины типа Т-25-90, имеющей следующие параметры:

- номинальная мощность турбины $N_3^H = 25000$ кВт,
- максимальный расход острого пара $G_0^{\max} = 155$ т/час,
- давление острого пара $p_1 = 9,0$ МПа,
- температура острого пара $T_1 = 480^\circ\text{C}$,
- максимальный расход острого пара в регулируемый отбор

$$G_{от}^{\max} = 1000 \text{ т/час,}$$

- давление пара в регулируемом отборе $p_{от} = 0,12$ МПа,
- давление в конденсаторе $p_2 = 0,003$ МПа,
- относительный внутренний КПД части высокого давления $\eta_{oi}^{чвд} = 0,8$,
- относительный внутренний КПД части низкого давления турбины $\eta_{oi}^{чнд} = 0,7$.

При выполнении работы необходимо изобразить схему паротурбинной установки, диаграмму h, s теплофикационного цикла, диаграмму режимов в соответствии с рис. 1, 2 и 3 на листах формата А4.

4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В ОСНОВНЫХ ТОЧКАХ ЦИКЛА

Для построения теплофикационного цикла в h, s – диаграмме в соответствии с рис. 2 необходимо определить параметры в основных точках цикла.

Точка 1 – состояние острого пара перед турбиной.

Давление $p_1 = 9,0$ МПа, температура $T_1 = 480^\circ\text{C}$ (берутся из таблицы 2 приложения в соответствии с номером варианта задания). По h, s – диаграмме или таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [6] находим:

энтальпия $h_1 = 3334$ кДж/кг, удельный объем $v_1 = 0,035$ м³/кг,

энтропия $s_1 = 6,58$ кДж/кг·К.

Точка 1' – конец изоэнтропного расширения пара в ЧВД турбины.

Определяется на h, s – диаграмме пересечением линий постоянных энтропии $s_1 = 6,58$ кДж/кг·К и давления в отборе $p_{1'} = p_{от} = 0,12$ МПа.

По h, s – диаграмме находим:

энтальпия $h_{1'} = 2415$ кДж/кг, удельный объем $v_{1'} = 1,45$ м³/кг,

энтропия $s_{1'} = 6,58$ кДж/кг·К, температура $T_{1'} = 104,2^\circ\text{C}$.

Температуру T_1 удобнее определять из таблиц насыщенного пара [6] по давлению в отборе $p_{от}$.

Точка 1_{от} – конец действительного процесса расширения пара в ЧВД турбины.

Энтальпию пара в точке 1_{от} определим по формуле:

$$h_{1_{от}} = h_1 - (h_1 - h_{1'}) \cdot \eta_{oi}^{ЧВД}. \quad (4.1)$$

Подставив известные величины, получим:

$$h_{1_{от}} = 3334 - (3334 - 2415) \cdot 0,8 = 2598 \text{ кДж/кг.}$$

Энтропию $s_{1_{от}}$ и удельный объем $v_{1_{от}}$ находим из таблиц [6] или из h, s – диаграммы по известным параметрам $h_{1_{от}}$ и $p_{1_{от}} = p_{от} = 0,12$ МПа:

$$s_{1_{от}} = 7,02 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}, v_{1_{от}} = 1,43 \text{ м}^3/\text{кг}, \text{ температура } T_{1_{от}} = T_{1'} = 104,2^\circ\text{C},$$

т.к. точка 1_{от} находится в области влажного пара.

Точка 2 – конец изоэнтропного расширения пара в турбине.

Определяется пересечением линий постоянной энтропии $s_1 = 6,58$ кДж/кг·К и давления в конденсаторе $p_2 = 0,003$ МПа.

По h, s – диаграмме находим:

энтальпия $h_2 = 1960$ кДж/кг, удельный объем пара $v_2 = 35,4$ м³/кг,

энтропия $s_2 = s_1 = 6,58$ кДж/кг·К, температура $T_2 = 24,1^\circ\text{C}$.

Температуру $T_2 = T_{2'} = T_{2д} = T_{3'}$ удобнее определять из таблиц [6] по давлению p_2 .

Точка 2' – конец изоэнтропного расширения пара в ЧНД турбины.

Определяется пересечением линий постоянных энтальпии $s_{1_{от}} = 7,02$ кДж/кг·К и давления в конденсаторе $p_2 = 0,003$ МПа.

По h, s – диаграмме находим:

энтальпия $h_{2'} = 2085$ кДж/кг, удельный объем $v_{2'} = 36,5$ м³/кг,

энтропия $s_{2'} = 7,02$ кДж/кг·К, температура $T_{2'} = 24,1^\circ\text{C}$.

Точка 2_д – конец действительного процесса расширения пара в ЧНД турбины.

Энтальпию пара в точке 2_д определим по формуле:

$$h_{2д} = h_{1от} - (h_{1от} - h_{2'}) \cdot \eta_{oi}^{ЧНД}. \quad (4.2)$$

Подставив в (4.2) известные величины, получим:

$$h_{2д} = 2598 - (2598 - 2085) \cdot 0,7 = 2239 \text{ кДж/кг}.$$

Из h, s – диаграммы определим:

$$s_{2д} = 7,52 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}, \quad v_{2д} = 40 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad T_{2д} = 24,1^\circ\text{C}, \quad p_{2д} = p_{2'} = p_2 = 0,003 \text{ МПа}.$$

Точка 3' – конец процесса конденсации пара в конденсаторе турбины.

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами [6], по заданному давлению $p_2 = p_{3'} = 0,003 \text{ МПа}$: $T_{3'} = 24,1^\circ\text{C}$, $v_{3'} = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$,
 $h_{3'} = 101 \text{ кДж/кг}$, $s_{3'} = 0,35 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$.

Точка 3'' – конец процесса конденсации пара в подогревателе сетевой воды (бойлере).

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами [6], по заданному давлению $p_{от} = p_{1'} = 0,12 \text{ МПа}$: $T_{3''} = 104,3^\circ\text{C}$, $v_{3''} = 0,00104 \text{ м}^3/\text{кг}$,
 $h_{3''} = 437 \text{ кДж/кг}$, $s_{3''} = 1,34 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$.

Точка 3 – состояние конденсата перед питательным насосом.

Энтальпию в этой точке находим по уравнению:

$$h_3 = \frac{G_k \cdot h_{3'} + G_{от} \cdot h_{3''}}{G_k + G_{от}}. \quad (4.3)$$

Расходы пара G_k и $G_{от}$ определяем из диаграммы режимов для номинального режима $N_9^H = 25 \text{ мВт}$ (см. рис. 3 раздела 4.2):

$G_k = 20 \text{ т/час}$, $G_{от} = 100 \text{ т/час}$. Получим:

$$h_3 = \frac{20000 \cdot 101 + 100000 \cdot 437}{120000} = 381 \text{ кДж/кг}.$$

Остальные параметры кипящей воды в точке 3 находим из таблиц [6]

по величине h_3 : $T_3 = 91^\circ\text{C}$, $p_3 = 0,08$ МПа, $v_3 = 0,00102$ м³/кг,
 $s_3 = 1,21$ кДж/кг·К.

Точка 4 – конец изоэнтропного сжатия конденсата в питательном насосе.

Механическая работа вращения ротора насоса полностью переходит в теплоту. При этом принимаем увеличение температуры и энтальпии конденсата после повышения давления до величины $p_4 = p_1 = 9$ МПа соответственно на $2,5^\circ\text{C}$ и 10 кДж/кг (эти величины можно принять одинаковыми во всех вариантах задания). Тогда параметры в точке 4 будут равны:

$p_4 = 9$ МПа, $T_4 = 93,5^\circ\text{C}$, $v_4 = 0,00102$ м³/кг, $h_4 = 391$ кДж/кг,
 $s_4 = s_3 = 1,21$ кДж/кг·К.

Точка 4_д – конец адиабатного сжатия конденсата в питательном насосе (состояние конденсата перед парогенератором).

Энтальпия в точке 4_д определяется из уравнения:

$$h_{4д} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{oi}^H}, \quad (4.4)$$

где: $\eta_{oi}^H = 0,9$ – внутренний относительный КПД питательного насоса (принимаем одинаковым во всех вариантах задания).

Тогда:

$$h_{4д} = 381 + \frac{391 - 381}{0,9} = 392,1 \text{ кДж/кг.}$$

Находим остальные параметры из таблиц [6] по известным $p_{4д} = p_1$ и $h_{4д}$:

$p_{4д} = 9$ МПа, $T_{4д} = 93,6^\circ\text{C}$, $v_{4д} = 0,00102$ м³/кг, $s_{4д} = 1,215$ кДж/кг·К.

Точка 5 – начало парообразования в парогенераторе.

Параметры находят по давлению $p_5 = p_1$ из таблиц [6]:

$p_5 = 9$ МПа, $T_5 = 311^\circ\text{C}$, $v_5 = 0,0014$ м³/кг,
 $h_5 = 1409$ кДж/кг, $s_5 = 3,36$ кДж/кг·К.

Точка 6 – конец парообразования в парогенераторе.

Параметры находим по давлению $p_6 = p_1$ из таблиц [6]:

$$P_6 = 9 \text{ МПа}, \quad T_6 = 311^\circ\text{С}, \quad v_6 = 0,018 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h_6 = 2727 \text{ кДж/кг}, \quad s_6 = 5,61 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Найденные значения термодинамических параметров записываем в форме таблицы и строим цикл в h, s – диаграмме на листе форматом А4, как показано на рис. 2.

Таблица

Результаты расчета

Номера точек на диаграмме	1	1'	1 _{от}	2	2'	2 _д
Параметры						
p , МПа	9,0	0,12	0,12	0,003	0,003	0,003
T , °С	480	104,2	104,2	24,1	24,1	24,1
v , м ³ /кг	0,035	1,45	1,45	35,4	35,4	40
h , кДж/кг	3334	2415	2598	1960	2089	2239
s , кДж/кг·К	6,58	6,58	7,02	6,58	7,02	7,52

Продолжение таблицы

Номера точек на диаграмме	3'	3''	3	4	4 _д	5	6
Параметры							
p , МПа	0,003	0,12	0,08	9,0	9,0	9,0	9,0
T , °С	24,1	104,2	91	93,5	93,6	311	311
v , м ³ /кг	0,001	0,00104	0,00102	0,00102	0,00102	0,0014	0,018
h , кДж/кг	101	437	381	391	392,1	14,09	2727
s , кДж/кг·К	0,35	1,34	1,21	1,21	1,215	3,36	5,61

4.2. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ

4.2.1. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ КОНДЕНСАЦИОННОГО РЕЖИМА

Пользуясь уравнением (2.2), определим максимальный расход пара в конденсатор $G_{\text{к}}^{\text{max}}$ при заданной мощности турбины $N_{\text{э}}^{\text{H}}$:

$$G_{\text{к}}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{H}} \cdot 3600}{H_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{T}} \cdot \eta_{\text{Г}}}; \text{ кг/час}$$

Здесь $N_{\text{э}}^{\text{H}} = 25000$ кВт – номинальная мощность турбины.

Действительный теплоперепад в турбине $H_{\text{д}} = h_1 - h_{2\text{д}} = 3334 - 2239 = 1095$ кДж/кг. Величины h_1 и $h_{2\text{д}}$ определены в разделе 4.1 (см. таблицу). Механический КПД турбины $\eta_{\text{м}}^{\text{T}} = 0,98$ и электрический КПД генератора $\eta_{\text{Г}} = 0,97$ принимаем постоянными для всех вариантов задания.

Получим:

$$G_{\text{к}}^{\text{max}} = \frac{25000 \cdot 3600}{1095 \cdot 0,98 \cdot 0,97} = 87250 \text{ кг/час.}$$

Наносим точку «К», откладывая известные величины $N_{\text{э}}^{\text{H}}$ и $G_{\text{к}}^{\text{max}}$ на соответствующих осях и в соответствующих выбранных масштабах, как показано на рис. 3.

Определим потерю энергии холостого хода турбогенератора по уравнению (2.3):

$$N_{\text{э}}^{\text{xx}} = N_{\text{э}}^{\text{H}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}}^{\text{T}} \cdot \eta_{\text{Г}}} - 1 \right) = 25000 \left(\frac{1}{0,98 \cdot 0,97} - 1 \right) = 1250 \text{ кВт.}$$

Находим точку 0_1 , откладывая величину $N_{\text{э}}^{\text{xx}} = 1250$ кВт в соответствующем масштабе влево от точки 0. Соединяя точки 0_1 и К, получим искомого линию $0_1 - К$ конденсационного режима. Полученный отрезок $G_{\text{к}}^{\text{xx}} = 4000$ кг/час на оси ординат определяет расход пара, необходимый для обеспечения холостого хода ($n = 3000$ об/мин) при условии попадания все-

го отработанного пара в конденсатор.

4.2.2. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ

Пользуясь уравнением (2.5), определим максимальную мощность турбины при условии расхода пара в отбор, равном максимальному расходу пара в турбину $G_{от} = G_0^{\max}$:

$$N_э^{\max} = \frac{G_0^{\max} \cdot H'_д}{3600} \cdot \eta_M^T \cdot \eta_T.$$

Здесь $G_0^{\max} = 155000$ кг/час – максимальный расход пара в турбину, известен из таблицы 2 приложения; $H'_д = h_1 - h_{1от}$ – действительный теплоперепад в ЧВД.

Энтальпию $h_{1от} = 2598$ кДж/кг определяем на h, s – диаграмме (см. таблицу раздела 4.1). Тогда: $H'_д = 3334 - 2598 = 736$ кДж/кг. Следовательно:

$$N_э^{\max} = \frac{155000 \cdot 736}{3600} \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 30120 \text{ кВт}$$

Откладывая на диаграмме величины G_0^{\max} и $N_э^{\max}$, получим точку r . Соединив точки 0_1 и r , получим искомую линию противодавления $0_1 - r$ при нулевом расходе пара в конденсатор $G_k = 0$.

Отрезок $G_{от}^{xx} = 6500$ кг/час на оси ординат определяет расход пара, необходимый для создания холостого хода при условии попадания всего отработанного пара в отбор.

Для охлаждения ЧНД и отвода теплоты, возникающей при вращении ротора турбины, принимаем минимальный пропуск пара в конденсатор $G_k^{\min} = 0,1 G_k^{\max}$. $G_k^{\min} = 0,1 \cdot 87250 = 8725$ кг/час.

Проведем линию $m - r$, определяющую максимальный расход пара в турбину.

4.2.3. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ МИНИМАЛЬНЫХ ПРОПУСКОВ

ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_{\text{к}}^{\text{min}} = \text{const}$

Отложим на линии конденсационного режима $0_1 - K$ величину $G_{\text{к}}^{\text{min}} = 9725$ кг/час, получим точку K_0 . Затем проводим линию $K_0 - r_0$ параллельно линии $0_1 - r$. Линия $K_0 - r_0$ есть искомая линия постоянного минимального пропуска пара в конденсатор $G_{\text{к}}^{\text{min}} = \text{const}$ при изменении расхода в отбор от $G_{\text{от}} = 0$ до $G_{\text{от}}^{\text{max}} = 10^5$ кг/час.

4.2.4. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ ОТБОРОВ ПАРА

$G_{\text{от}} = \text{const}$

Принимаем фиксированные расходы пара в отбор, равными:

$$G_{\text{от}}^{\text{I}} = 0,2 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 0,2 \cdot 100000 = 20000 \text{ кг/час};$$

$$G_{\text{от}}^{\text{II}} = 0,4 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 40000 \text{ кг/час}; \quad G_{\text{от}}^{\text{III}} = 0,6 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 60000 \text{ кг/час};$$

$$G_{\text{от}}^{\text{IV}} = 0,8 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 80000 \text{ кг/час}; \quad G_{\text{от}}^{\text{V}} = G_{\text{от}}^{\text{max}} = 100000 \text{ кг/час}.$$

Отложив эти величины на линии $K_0 - r_0$ от точки K_0 , получим соответствующие точки I, II, III, IV и V.

На оси абсцисс наносим мощности, развиваемые на клеммах генератора:

$$N_{30}^{\text{I}} = 5,5 \text{ мВт}, \quad N_{30}^{\text{II}} = 9,6 \text{ мВт}, \quad N_{30}^{\text{III}} = 13,7 \text{ мВт},$$

$$N_{30}^{\text{IV}} = 17,7 \text{ мВт} \quad \text{и} \quad N_{30}^{\text{V}} = 21,8 \text{ мВт}.$$

Линии, проведенные из точек I, II, III, IV и V параллельно линии конденсационного режима $0_1 - K$ при $G_{\text{от}} = 0$, есть искомые линии постоянных отборов пара $G_{\text{от}} = \text{const}$.

4.2.5. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ РАСХОДОВ ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_k = \text{const}$

Принимаем фиксированные расходы пара в конденсатор, равными:

$$G_k^1 = 0,2 \cdot G_k^{\text{max}} = 0,2 \cdot 87250 = 17450 \text{ кг/час};$$

$$G_k^2 = 0,4 \cdot G_k^{\text{max}} = 43900 \text{ кг/час}; \quad G_k^3 = 0,6 \cdot G_k^{\text{max}} = 52350 \text{ кг/час};$$

$$G_k^4 = 0,8 \cdot G_k^{\text{max}} = 69800 \text{ кг/час}; \quad G_k^5 = 0,4 \cdot G_k^{\text{max}} = 87250 \text{ кг/час}.$$

Отложив эти величины на линии $0_1 - K$ от оси абсцисс, получим соответствующие точки 1, 2, 3, 4, 5. На оси абсцисс находим мощности, развиваемые на клеммах генератора:

$$N_{\text{ЭК}}^1 = 4,2 \text{ мВт}, \quad N_{\text{ЭК}}^2 = 9,4 \text{ мВт}, \quad N_{\text{ЭК}}^3 = 14,6 \text{ мВт},$$

$$N_{\text{ЭК}}^4 = 20 \text{ мВт} \quad \text{и} \quad N_{\text{ЭК}}^5 = 25 \text{ мВт}.$$

Линии, проведенные из точек 1, 2, 3, 4 и 5 параллельно линии постоянного минимального пропуска пара в конденсатор $K_0 - r_0$, есть искомые линии постоянных расходов пара в конденсатор $G_k = \text{const}$.

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛА

1. Определяем термический КПД обратимого (идеального) теплофикационного цикла в конденсационном режиме по уравнению (1.14):

$$\eta_t^{\text{обр}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}.$$

Подставив известные из таблицы величины, получим:

$$\eta_t^{\text{обр}} = \frac{(3334 - 1960) - (391 - 391)}{3334 - 391} = 0,46.$$

2. Определяем относительный внутренний КПД действительного цикла по уравнению (1.15):

$$\eta_{oi}^{\text{н}} = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^{\text{т}} - \left(\frac{h_4 - h_3}{\eta_{oi}^{\text{н}}} \right)}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)},$$

здесь относительный внутренний КПД турбины определяется уравнением (1.12):

$$\eta_{oi}^{\text{т}} = \frac{h_1 - h_{2\text{д}}}{h_1 - h_2} = \frac{3334 - 2239}{3334 - 1960} = \frac{1995}{1374} = 0,80.$$

Относительный внутренний КПД питательного насоса принимается равным $\eta_{oi}^{\text{н}} = 0,78 - 0,80$ для всех вариантов.

Подставляя в уравнение (1.15) известные величины, получим:

$$\eta_{oi}^{\text{н}} = \frac{(3334 - 1960) \cdot 0,8 - \left(\frac{391 - 381}{0,8} \right)}{(3334 - 1960) - (391 - 381)} = 0,79.$$

3. Определяем абсолютный внутренний КПД действительного цикла по уравнению (1.16):

$$\eta_i^{\text{н}} = \eta_{oi}^{\text{н}} \cdot \eta_t^{\text{обп}} = 0,79 \cdot 0,46 = 0,36.$$

4. Определяем абсолютный эффективный КПД теплофикационной установки по уравнению (1.17):

$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_{\text{пг}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_i^{\text{н}},$$

где КПД парогенератора принимается для всех вариантов задания равным $\eta_{\text{пг}} = 0,92 + 0,95$. В нашем случае $\eta_{\text{пг}} = 0,93$.

Подставляем известные из раздела 4.1.1 величины $\eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}$ и найденную величину $\eta_i^{\text{н}}$, получим:

$$\eta_e^{\text{уст}} = 0,93 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,36 = 0,32.$$

5. Определяем расход условного топлива при номинальном режиме теплофикационных турбин для $N_9^H = 25000$ кВт и $G_{от}^{\max} = 100000$ кг/ч по уравнению:

$$B = \frac{G_o^H (h_1 - h_{4д})}{Q_H^p \cdot \eta_{пг}}, \text{ кг/ч}, \quad (4.5)$$

где $G_o^H = 120000$ кг/ч – расход пара в турбину при номинальном режиме ($N_9^H, G_{от}^{\max}$) определяем из диаграммы режимов (рис. 3.);

$Q_H^p = 32000$ кДж/кг – низшая теплота сгорания топлива, принимается одинаковой для всех вариантов задания;

$h_1, h_{4д}$ – энтальпии в соответствующих точках цикла, берем из таблицы.

Тогда:

$$B = \frac{120000 \cdot (3334 - 392)}{32000 \cdot 0,93} = 11862,9 \text{ кг/ч.}$$

6. Определяем расход условного топлива на тепловое потребление для подогрева сетевой воды в бойлере турбины по уравнению:

$$B_T = \frac{Q_{вп}}{Q_H^p \cdot \eta_{пг}} = \frac{G_{от}^{\max} (h_{1от} - h_{3''})}{Q_H^p \cdot \eta_{пг}}, \text{ кг/ч}, \quad (4.6)$$

Здесь: $G_{от}^{\max} = 100000$ кг/ч – максимальный расход пара в отбор при номинальном режиме;

$h_{1от}, h_{3''}$ – энтальпии в соответствующих точках, берем из таблицы.

Тогда:

$$B_T = \frac{100000 \cdot (2598 - 437)}{32000 \cdot 0,93} = 7261,4 \text{ кг/ч.}$$

7. Определяем расход условного топлива на выработку только электроэнергии в номинальном режиме теплофикационной турбины по уравнению:

$$B_9 = B - B_T. \quad (4.7)$$

Подставляя найденные величины, получим:

$$B_3 = 11862,9 - 7261,4 = 4601,5 \text{ кг/ч.}$$

8. Определяем КПД ТЭЦ при выработке только электроэнергии в номинальном режиме по уравнению:

$$\eta_3^{\text{тэц}} = \frac{N_3^{\text{н}} \cdot 3600}{B_3 \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (4.8)$$

Подставляя известные величины, получим:

$$\eta_3^{\text{тэц}} = \frac{25000 \cdot 3600}{4601,5 \cdot 32000} = 0,61.$$

9. Определяем КПД ТЭЦ при выработке только тепловой энергии в номинальном режиме по уравнению:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{тэц}} = \frac{G_{\text{от}}^{\text{max}} (h_{1\text{от}} - h_{3'})}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (4.9)$$

Подставляя известные величины, получим:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{тэц}} = \frac{100000(2598 - 437)}{7261,4 \cdot 3200} = 0,93.$$

10. Определяем расход условного топлива на выработку электрической энергии на конденсационной станции (КЭС) при отдельной выработке по уравнению:

$$B'_3 = \frac{G_{\text{к}}^{\text{max}} (h_1 - h_{3'})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пг}}}, \text{ кг/ч,} \quad (4.10)$$

где $G_{\text{к}}^{\text{max}} = 87250$ кг/ч – максимальный расход пара в конденсатор при номинальной мощности турбины $N_3^{\text{н}} = 25000$ кВт (определен в разделе 4.1.1 или по диаграмме режимов, рис. 3.1);

$h_{3'}$ – энтальпия конденсата на линии насыщения в точке 3 (берется из таблицы).

Подставляя известные величины, получим:

$$B'_9 = \frac{87250(3334 - 101)}{32000 \cdot 0,93} = 9381,7 \text{ кг/ч.}$$

11. Расход условного топлива при отдельной выработке тепловой энергии в отдельной котельной принимаем равным расходу условного топлива на тепловое потребление в бойлере теплофикационной турбины при условии $\eta_{\text{шт}} = \eta^{\text{кот}} = 0,93$. Тогда получим: $B'_T = B_T = 7261,4 \text{ кг/ч.}$

12. Суммарный расход условного топлива при отдельной выработке электрической энергии и теплоты для номинального режима составит:

$$B' = B'_9 + B'_T = 9381,7 + 7261,4 = 16643,1 \text{ кг/ч.}$$

13. Экономия топлива теплофикационного цикла на ТЭЦ по сравнению с отдельной выработкой электрической энергии и теплоты в номинальном режиме составит:

$$\delta = \frac{B' - B}{B'} \cdot 100\% = \frac{16643,1 - 11862,9}{16643,1} \cdot 100\% = 28,7\%.$$

14. Определяем коэффициент использования теплоты топлива, равный отношению полезно использованной теплоты ко всей затраченной теплоте:

$$K = \frac{3600 \cdot N_9^H + Q_{\text{вп}}}{B \cdot Q_H^P}, \quad (4.11)$$

где $Q_{\text{вп}}$ – количество теплоты, отдаваемой внешнему потребителю, см. формулу (3.11)

$$Q_{\text{вп}} = G_{\text{от}}^{\text{max}} (h_{1\text{от}} - h_{3''}) = 100000(2598 - 437) = 2161 \cdot 10^5 \text{ кДж/ч.}$$

а) Для теплофикационного цикла

$$K = \frac{3600 \cdot N_9^H + Q_{\text{вп}}}{B \cdot Q_H^P} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 10^3 + 2161 \cdot 10^5}{11862,9 \cdot 32000} = 0,81$$

б) Для отдельной выработки электроэнергии и теплоты

$$K' = \frac{3600 \cdot N_9^H + Q_{\text{вп}}}{B' \cdot Q_H^P} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 10^3 + 2161 \cdot 10^5}{16643,1 \cdot 32000} = 0,57$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Тип турбины

Таблица 1

Цифры зачетной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тип паровой турбины	T-2,5-35	T-4-35	T-6-35	T-12-35	T-25-29	T-25-90	T-50-130	T-100-130	T-175-130	T-250-240
Давление в конденсаторе p_2 , МПа	0,0075	0,007	0,0065	0,006	0,0055	0,005	0,0045	0,004	0,0035	0,003

Тип турбины выбирать по последней цифре зачетной книжки, давление в конденсаторе p_2 – по предпоследней цифре зачетной книжки.

Характеристики турбин

Таблица 2

Тип турбины	Номинальная мощность N^H , кВт	Максимальный расход острого пара $G_{от}^{max}$, т/ч	Номинальные параметры		Максимальный отбор пара $G_{от}^{max}$, т/ч	Давление пара в отборе $p_{от}$, МПа	Давление в конденсаторе p_2 , Мпа	$\eta_{oi}^{чвд}$	$\eta_{oi}^{чнд}$
			p_1 , Мпа	T_1 , °С					
T-2,5-35	2500	20	3,43	435	14	0,06	смотри таблицу 1	0,78	0,68
T-4-35	4000	28	3,43	435	22	0,08		0,79	0,69
T-6-35	6000	42	3,43	435	30	0,1		0,80	0,70
T-12-35	12000	82	3,43	435	65	0,12		0,81	0,71
T-25-29	25000	180	2,84	400	120	0,14		0,82	0,72
T-25-90	25000	159	8,82	500	100	0,14		0,83	0,73
T-50-130	50000	245	12,8	565	180	0,12		0,84	0,74
T-100-130	100000	445	12,8	565	310	0,12		0,85	0,75
T-175-130	175000	745	12,8	565	480	0,12		0,86	0,76
T-250-240	250000	880	23,5	560	590	0,12	0,37	0,77	

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Основные узлы теплофикационной установки, их назначение.
2. Покажите на принципиальной схеме установки точки, соответствующие основным точкам на диаграмме h, s .
3. Отношением каких отрезков на диаграмме h, s определяются относительные внутренние КПД ЧВД турбины, ЧНД турбины, всей турбины и цикла в целом.
4. Показать на диаграмме h, s отрезки, определяющие полезную работу ЧВД и ЧНД турбины, а также работу питательного насоса.
5. Показать на диаграмме h, s отрезки, определяющие потери в ЧВД, ЧНД и конденсаторе турбины.
6. Показать на диаграмме T, s площади, определяющие количества теплоты, подводимой к рабочему телу и теплоты, отводимой внешнему потребителю и в конденсаторе турбины.
7. В каких частях турбины вырабатывается теплофикационная и конденсационная мощности.
8. Определить по диаграмме режимов количество пара, идущего на турбину и в конденсатор в точке A .
9. Определить по диаграмме режимов мощность турбины и полный расход пара в точке пересечения линий $G_{\text{к}}=0,6 \cdot G_{\text{к}}^{\text{max}}$ и $G_{\text{от}}=0,6 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}}$.
10. Почему при различных расходах пара в турбину в точках A и K вырабатывается одинаковая электрическая мощность.
11. Как изменятся расходы пара в ЧВД и ЧНД турбины при изменении электрической и тепловой нагрузок потребителями.
12. За счет чего достигается эффективность в теплофикационном цикле по сравнению с отдельной выработкой электрической энергии и теплоты.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Кириллин, В.А.** Техническая термодинамика : учеб. для вузов / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Изд. дом МЭИ, 2008. – 496 с.
2. **Мурзаков, В.В.** Основы технической термодинамики / В.В. Мурзаков. – М.: Энергия, 1973. – 307 с.
3. **Шегляев, А.В.** Паровые турбины : учеб. для вузов / А.В. Шегляев. – Изд. 5-е, доп. М.: Энергия, 1976. – 368 с.
4. **Соколов, Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети : учебник / Е.Я. Соколов. – 8-е изд., стереот. – М.: Изд. дом МЭИ, 2006. – 472 с.
5. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 648 с. (Теплоэнергетика и теплотехника. Кн. 3).
6. **Ривкин, С.Л.** Термодинамические свойства воды и водяного пара : справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ	3
1. ЦИКЛ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА	5
2. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ	11
3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА	17
4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА	21
4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В ОСНОВНЫХ ТОЧКАХ ЦИКЛА	22
4.2. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ	27
4.2.1. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ КОНДЕНСАЦИОННОГО РЕЖИМА	27
4.2.2. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ	28
4.2.3. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ МИНИМАЛЬНЫХ ПРОПУСКОВ ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_k^{\min} = \text{const}$	29
4.2.4. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ ОТБОРОВ ПАРА $G_{\text{от}} = \text{const}$	29
4.2.5. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ РАСХОДОВ ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_k = \text{const}$	30
4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛА	30
ПРИЛОЖЕНИЕ	35
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	36
ЛИТЕРАТУРА	37

Дыскин Лев Матвеевич
Козлов Сергей Сергеевич

Определение характеристик теплофикационной паровой турбины

Методические указания для студентов направления 140100 Тепло-энергетика.

Подписано к печати _____. Бумага газетная.

Печать офсетная. Формат 60 90 1/16. Усл.печ.л. _____.

Уч.-изд.л. _____. Тираж 300 экз. Заказ № _____

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ),
603950, Н.Новгород, Ильинская, 65.

Полиграфический центр ННГАСУ, 603950, Н.Новгород, Ильинская, 65