

Л. М. Дыскин, С. С. Козлов, М. С. Морозов

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ**

Учебное пособие

Нижний Новгород
2017

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»

Л. М. Дыскин, С. С. Козлов, М. С. Морозов

Определение характеристик теплофикационной паровой турбины

Утверждено редакционно - издательским советом университета
в качестве учебного пособия

Нижний Новгород
ННГАСУ
2017

ББК 31.38
О 60
УДК 621.1.016 (075.8)

Печатается в авторской редакции

Рецензенты:

А.С. Сергиенко – кандидат технических наук, руководитель обособленного подразделения
ООО «Веза» г. Нижний Новгород
Е.Г. Ионычев – кандидат технических наук, генеральный директор ЗАО
«Проектпромвентиляция»

Дыскин Л.М. Определение характеристик теплофикационной паровой турбины
[Текст]: учеб. пособие / Л.М. Дыскин, С.С. Козлов, М.С. Морозов; Нижегор. гос. архитектур.
- строит. ун - т – Н. Новгород: ННГАСУ, 2017. – 39 с. ISBN 978-5-528-00248-4

Изложены краткие теоретические сведения и расчетные формулы, необходимые для выполнения расчетно-графической работы. Даны примеры расчета цикла с построением диаграммы режимов теплофикационной турбины и варианты заданий.

Предназначено для студентов бакалавриата, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, изучающих дисциплины «Техническая термодинамика», «Источники и системы теплоснабжения предприятий и населенных пунктов». Может быть использовано при выполнении бакалаврских и магистерских выпускных квалификационных работ.

ISBN 978-5-528-00248-4

© Л.М. Дыскин, С.С. Козлов,
М.С. Морозов, 2017
© ННГАСУ, 2017

ВВЕДЕНИЕ

Рациональное использование топливно-энергетических 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 спроектированные ТЭЦ дают экономию и других затрат, главным образом при капитальной строительстве 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 регулирующий 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 вода 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 регулирующий 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.

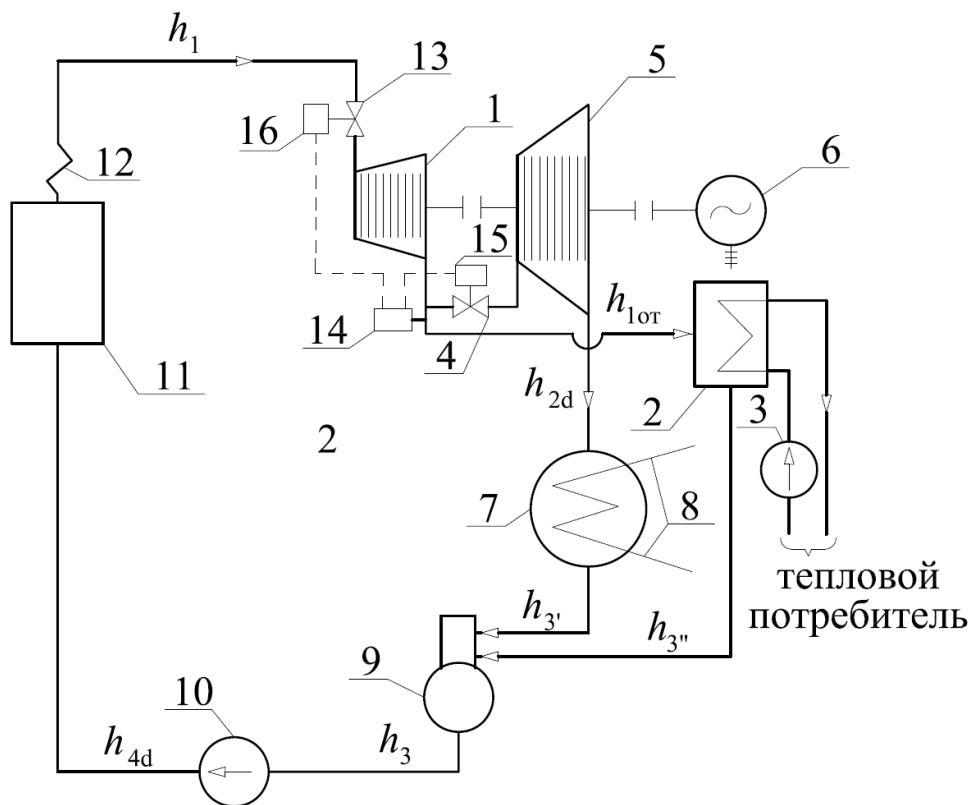


Рис. 1 – Принципиальная схема паротурбинной установки теплофикационного цикла

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. Изоэнтروпный

процесс в питательном насосе изображен условно в h, s – диаграмме линией 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:

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

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.

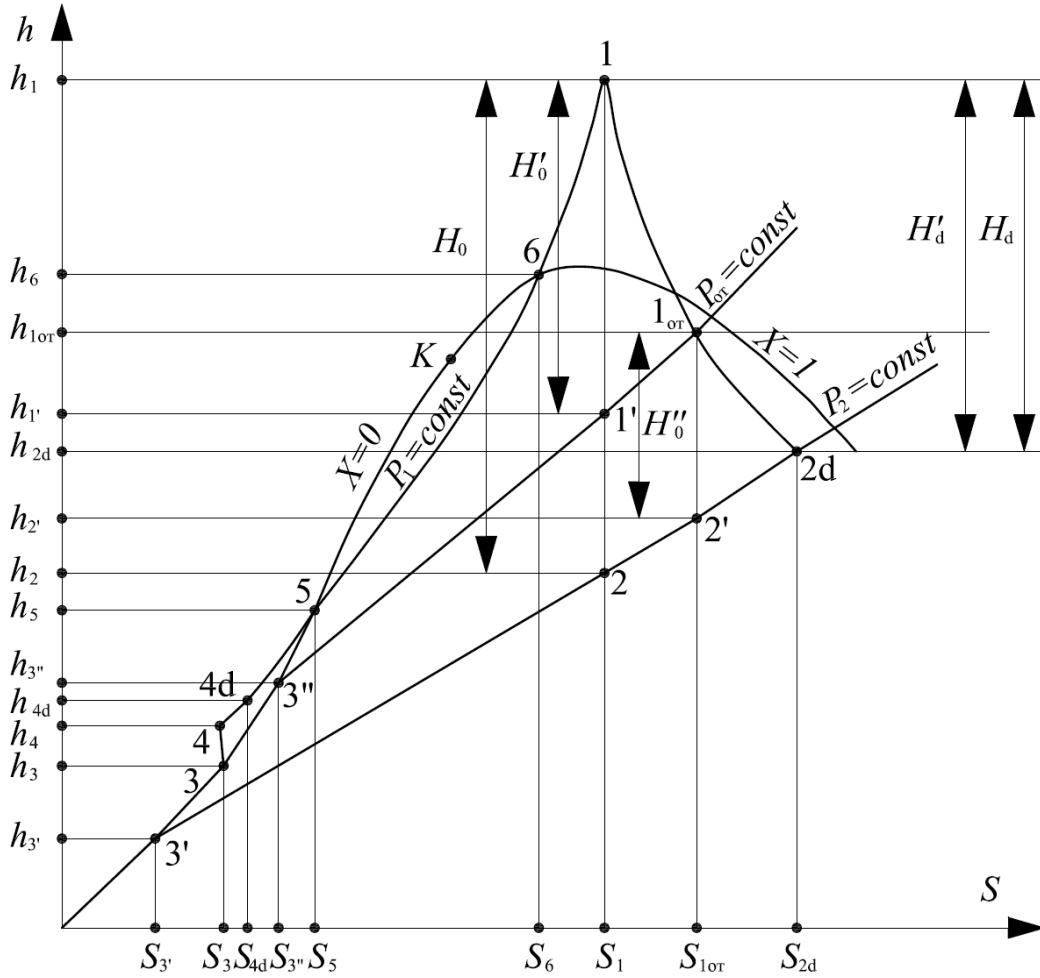


Рис. 2 – Диаграмма h - s теплофикационного цикла турбины с регулируемым отбором пара

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

$$H'_0 = h_{1_{от}} - h_{1'}, \quad (1.3)$$

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 теплоперепад в ЧНД равен:

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

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

Располагаемый теплоперепад в ЧНД равен:

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

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:

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

Относительный внутренний КПД всей турбины соответственно равен:

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

Относительный внутренний КПД питательного насоса равен:

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

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:

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

где $\eta_{пт}$ – КПД парогенератора;

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

$\eta_{м}^т$ – 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:

$$N_э = \frac{G_k \cdot H'_д + G_{от} \cdot H'_д}{3600} \cdot \eta_{м}^т \cdot \eta_{г}, \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где $N_э$ – электрическая мощность турбины;

G_k – расход пара в конденсатор, кг/час;

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

$H'_д$ – действительный теплоперепад в ЧВД турбины, кДж/кг;

$H_д$ – действительный теплоперепад в турбине, кДж/кг;

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

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

Уравнение (2.1) позволяет определить мощность турбины для любых расходов пара G_k и $G_{от}$. Изменяя попеременно в этом уравнении G_k и $G_{от}$ можно найти зависимость $N_э$ от G_k при $G_{от} = \text{const}$ или от $G_{от}$ при $G_k = \text{const}$ и построить, таким образом, диаграмму режимов турбины с одним регулируемым отбором пара. С достаточной точностью можно считать, что $N_э$ линейно зависит от G_k и $G_{от}$.

В действительности, зависимость $N_9 = f(G_k, G_{от})$ определяется типом системы парораспределения и характером изменения 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 «K», (см. рис. 3).

При известном максимальном расходе свежего пара G_0^{\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 опре-

деляющую состояние неподвижной турбины перед пуском. При условии линейной зависимости $N_э = f(G_k)$ 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:

$$N_э^{от} = \frac{G_{от} \cdot H'_д}{3600} \cdot \eta_m^т \cdot \eta_r. \quad (2.4)$$

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

$$N_э^{max} = \frac{G_о^{max} \cdot H'_д}{3600} \cdot \eta_m^т \cdot \eta_r. \quad (2.5)$$

Величины $N_э^{max}$ и $G_о^{max}$ 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_K^{\min} , расход пара в отбор может изменяться от нуля до $G_{от} = G_0^{\max} - G_K^{\min}$. Уравнение (2.1), в этом случае, имеет вид:

$$N_3 = \frac{G_K^{\min} \cdot H_{д} + G_{от} \cdot H'_{д}}{3600} \cdot \eta_M^T \cdot \eta_{Г}. \quad (2.6)$$

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

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

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

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

$$N_{30} = \frac{G_K^{\min} \cdot H_{д} + G_{от} \cdot H'_{д}}{3600} \cdot \eta_M^T \cdot \eta_{Г}. \quad (2.7)$$

Можно принять фиксированные расходы пара в отбор равными:

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

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

Линии, проведенные из точек I, II, III, IV и V параллельно линии $O_1 - K$, 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 $G_{\text{от}} = 0$:

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

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 $O_1 - K$ 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 $N_{\text{э}}^H \leq N_{\text{э}} \leq N_{\text{э}}^{\text{max}}$ проведены пунктиром, т.к. мощность $N_{\text{э}}$ 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.

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.

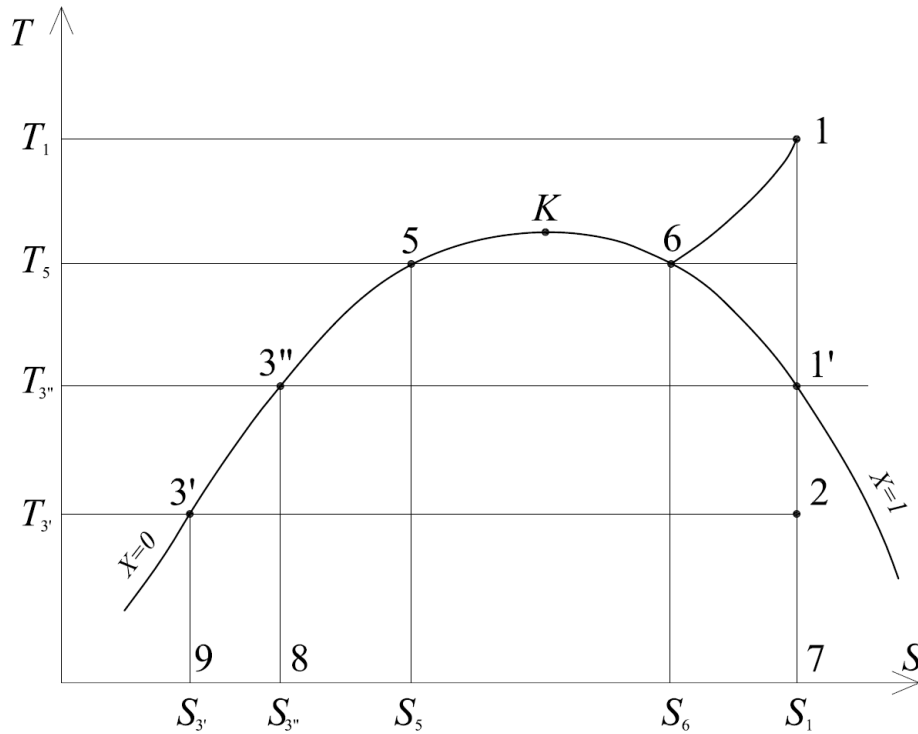


Рис. 4 – Диаграмма T-S теплофикационного цикла

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 ($B_{ТЭЦ}$) за счет выработки не только электрической энергии, и теплоты, меньше расхода топлива в отдельной котельной

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

Так, в случае раздельной схемы теплоэлектроснабжения для выработки на КЭС такого же количества электроэнергии, как и на ТЭЦ, требуется расход теплоты:

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

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);

η_t^k – термический КПД идеального цикла КЭС.

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

$$Q_{кот} = Q_{вп}. \quad (3.4)$$

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

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

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

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

способность топлива, получим:

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

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 $\bar{\mathcal{E}}_T$ 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:

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

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:

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

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

Удельная выработка электроэнергии в реальном цикле с отбором пара равна:

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

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 $G_0^{\max} = 159$ т/час,
- давление острого пара $p_1 = 8,82$ МПа,
- температура острого пара $T_1 = 500$ °С,

- максимальный расход острого пара в регулируемый отбор
- $$G_{\text{от}}^{\text{max}} = 100 \text{ т/час},$$
- давление пара в регулируемом отборе $p_{\text{от}} = 0,14 \text{ МПа}$,
 - давление в конденсаторе $p_2 = 0,005 \text{ МПа}$,
 - относительный внутренний КПД части высокого давления
- $$\eta_{\text{oi}}^{\text{чвд}} = 0,83,$$
- относительный внутренний КПД части низкого давления турбины
- $$\eta_{\text{oi}}^{\text{чнд}} = 0,73.$$

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 $p_1 = 8,82 \text{ МПа}$, температура $T_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ (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 $h_1 = 3395 \text{ кДж/кг}$, удельный объем $v_1 = 0,041 \text{ м}^3/\text{кг}$,

энтропия $s_1 = 6,68 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$.

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

Определяется на h, s – диаграмме пересечением линий постоянных энтропии $s_1 = 6,68 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ и давления в отборе $p_{1'} = p_{\text{от}} = 0,14 \text{ МПа}$.

По h, s – диаграмме находим:

энтальпия $h_{1'} = 2580$ кДж/кг, удельный объем $v_{1'} = 1,20$ м³/кг,

энтропия $s_{1'} = 6,68$ кДж/кг·К, температура $T_{1'} = 109,3$ °С.

Температуру T_1 удобней 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:

$$h_{1_{от}} = 3395 - (3395 - 2580) \cdot 0,83 = 2718 \text{ кДж/кг.}$$

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 $p_{1_{от}} = p_{от} = 0,14$ МПа:

$s_{1_{от}} = 7,38$ кДж/кг·К, $v_{1_{от}} = 1,48$ м³/кг, температура $T_{1_{от}} = T_{1'} = 109,3$ °С,

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

Точка 2 – конец изоэнтропного расширения пара в турбине.

Определяется пересечением линий постоянной энтропии $s_1 = 6,68$ кДж/кг·К и давления в конденсаторе $p_2 = 0,005$ МПа.

По h, s – диаграмме находим:

энтальпия $h_2 = 2048$ кДж/кг, удельный объем пара $v_2 = 28,4$ м³/кг,

энтропия $s_2 = s_1 = 6,68$ кДж/кг·К, температура $T_2 = 32,9$ °С.

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

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

Определяется пересечением линий постоянных энтальпии $s_{1_{от}} = 7,38$ кДж/кг·К и давления в конденсаторе $p_2 = 0,005$ МПа.

По h, s – диаграмме находим:

энтальпия $h_{2'} = 2243$ кДж/кг, удельный объем $v_{2'} = 27,9$ м³/кг,

энтропия $s_{2'} = 7,38$ кДж/кг·К, температура $T_{2'} = 32,9$ °С.

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

Энтальпию пара в точке 2_д определим по формуле:

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

Подставив в (4.2) известные величины, получим:

$$h_{2_d} = 2718 - (2718 - 2243) \cdot 0,73 = 2371 \text{ кДж/кг.}$$

Из h, s – диаграммы определим:

$$s_{2_d} = 7,78 \text{ кДж/кг·К, } v_{2_d} = 30,1 \text{ м}^3/\text{кг, } T_{2_d} = 32,9 \text{ °С,}$$

$$p_{2_d} = p_{2'} = p_2 = 0,005 \text{ МПа.}$$

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

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами [6], по заданному давлению $p_2 = p_{3'} = 0,005$ МПа: $T_{3'} = 32,9$ °С, $v_{3'} = 0,001$ м³/кг, $h_{3'} = 137$ кДж/кг, $s_{3'} = 0,47$ кДж/кг·К.

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

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами [6], по заданному давлению $p_{от} = p_{1'} = 0,14$ МПа: $T_{3''} = 109,4$ °С, $v_{3''} = 0,00105$ м³/кг, $h_{3''} = 456$ кДж/кг, $s_{3''} = 1,41$ кДж/кг·К.

Точка 3 – состояние конденсата перед питательным насосом.

Параметры точки 3 определяют после построения диаграммы режимов (раздел 4.2). Энтальпию в точке 3 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 $N_9^H = 25$ МВт (точка А на рис. 3): $G_k = 20$ т/час, принима-

ем $G_{от}^{max} = 100$ т/ч. На пересечении линий $G_{от}^{max} = 100$ т/ч и $N_9^H = 25$ МВт находим точку А с расходом $G_A = 120$ т/ч, который равен полному расходу пара через турбину. Расход пара через конденсатор $G_K = G_A - G_{от}^{max} = 120 - 100 = 20$ т/ч. Используя эту величину в уравнении (4.3), получим:

$$h_3 = \frac{20000 \cdot 137 + 100000 \cdot 456}{120000} = 403 \text{ кДж/кг.}$$

Остальные параметры кипящей воды в точке 3 находим из таблиц [6] по величине h_3 : $T_3 = 96$ °С, $p_3 = 0,08$ МПа, $v_3 = 0,00104$ м³/кг, $s_3 = 1,25$ 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 $p_4 = p_1 = 8,82$ МПа соответственно на 2,5 °С и 10 кДж/кг (эти величины можно принять одинаковыми во всех вариантах задания). Тогда параметры в точке 4 будут равны: $p_4 = 8,82$ МПа, $T_4 = 98,5$ °С, $v_4 = 0,00104$ м³/кг, $h_4 = 413$ кДж/кг, $s_4 = s_3 = 1,25$ 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:

$$h_{4д} = 403 + \frac{413 - 403}{0,9} = 414 \text{ кДж/кг.}$$

Находим остальные параметры из таблиц [6] по известным $p_{4д} = p_1$ и $h_{4д}$: $p_{4д} = 8,82$ МПа, $T_{4д} = 97,3$ °С, $v_{4д} = 0,00103$ м³/кг, $s_{4д} = 1,269$ кДж/кг·К.

Точка 5 – начало парообразования в парогенераторе.

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

$$p_5 = 8,82 \text{ МПа}, T_5 = 302 \text{ °С}, v_5 = 0,003 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h_5 = 1475 \text{ кДж/кг}, s_5 = 3,48 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}.$$

Точка 6 – конец парообразования в парогенераторе.

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

$$P_6 = 8,82 \text{ МПа}, T_6 = 302 \text{ °С}, v_6 = 0,021 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h_6 = 2745 \text{ кДж/кг}, s_6 = 5,69 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}.$$

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 Параметры	1	1'	1 _{от}	2	2'	2 _д
p , МПа	8,82	0,14	0,14	0,005	0,005	0,005
T , °С	500	109,3	109,3	32,9	32,9	32,9
v , м ³ /кг	0,041	1,20	1,48	28,4	27,9	30,1
h , кДж/кг	3395	2580	2718	2048	2243	2371
s , кДж/кг·К	6,68	6,68	7,38	6,68	7,38	7,78

Продолжение таблицы

Номера точек на диаграмме Параметры	3'	3''	3	4	4 _д	5	6
p , МПа	0,005	0,14	0,08	8,82	8,82	8,82	8,82
T , °С	32,9	109,4	96	98,5	97,3	302	302
v , м ³ /кг	0,001	0,00105	0,00104	0,00104	0,00103	0,0030	0,0210
h , кДж/кг	137	456	403	413	414	1475	2745
s , кДж/кг·К	0,47	1,41	1,25	1,25	1,269	3,48	5,69

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 $H_{\text{д}} = h_1 - h_{2\text{д}} = 3395 - 2371 = 1024$ 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:

$$G_{\text{к}}^{\text{max}} = \frac{25000 \cdot 3600}{1024 \cdot 0,98 \cdot 0,97} = 92494 \text{ кг/час.}$$

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 O_1 , откладывая величину $N_{\text{э}}^{\text{xx}} = 1250$ кВт в соответствующем масштабе влево от точки 0. Соединяя точки O_1 и К, получим искомую линию $O_1 - K$ 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 всего 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 $G_{от} = G_0^{\max}$:

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

Здесь $G_0^{\max} = 159000$ кг/час – максимальный расход пара в турбину, из таблицы 2 приложения; $H'_д = h_1 - h_{1от}$ – действительный теплоперепад в ЧВД.

Энтальпию $h_{1от} = 2718$ кДж/кг определяем на h, s – диаграмме (см. таблицу раздела 4.1). Тогда: $H'_д = 3395 - 2718 = 677$ кДж/кг.

Следовательно:

$$N_э^{\max} = \frac{159000 \cdot 677}{3600} \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 28402 \text{ кВт}$$

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 $G_k^{\min} = 0,1 G_k^{\max}$. $G_k^{\min} = 0,1 \cdot 92494 = 9249$ кг/час.

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

4.2.3. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ МИНИМАЛЬНЫХ ПРОПУСКОВ

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

Отложим на линии конденсационного режима 0_1-K величину $G_K^{\min} = 9249$ 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 $G_K^{\min} = \text{const}$ при изменении расхода в отбор от $G_{\text{от}} = 0$ до $G_{\text{от}}^{\max} = 10^5$ кг/час.

4.2.4. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ ОТБОРОВ ПАРА $G_{\text{от}} = \text{const}$

Принимаем фиксированные расходы пара в отбор, равными:

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

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

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

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:

$$N_{90}^{\text{I}} = 5,5 \text{ МВт}, \quad N_{90}^{\text{II}} = 9,6 \text{ МВт}, \quad N_{90}^{\text{III}} = 13,7 \text{ МВт},$$

$$N_{90}^{\text{IV}} = 17,7 \text{ МВт} \text{ и } N_{90}^{\text{V}} = 21,8 \text{ МВт}.$$

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:

$$G_k^1 = 0,2 \cdot G_k^{\text{max}} = 0,2 \cdot 92494 = 18498 \text{ кг/час};$$

$$G_k^2 = 0,4 \cdot G_k^{\text{max}} = 36997 \text{ кг/час}; G_k^3 = 0,6 \cdot G_k^{\text{max}} = 55496 \text{ кг/час};$$

$$G_k^4 = 0,8 \cdot G_k^{\text{max}} = 73995 \text{ кг/час}; G_k^5 = G_k^{\text{max}} = 92494 \text{ кг/час}.$$

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:

$$N_{\text{ЭК}}^1 = 5,2 \text{ МВт}, N_{\text{ЭК}}^2 = 7,7 \text{ МВт}, N_{\text{ЭК}}^3 = 12,8 \text{ МВт},$$

$$N_{\text{ЭК}}^4 = 16,2 \text{ МВт} \text{ и } N_{\text{ЭК}}^5 = 20,6 \text{ МВт}.$$

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:

$$\eta_t^{\text{обр}} = \frac{(3395 - 2048) - (413 - 403)}{3395 - 413} = 0,44.$$

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

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

здесь относительный внутренний КПД турбины определяется уравнением (1.12):

$$\eta_{oi}^T = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2} = \frac{3395 - 2371}{3395 - 2048} = \frac{1024}{1347} = 0,75.$$

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

Подставляя в уравнение (1.15) известные величины, получим:

$$\eta_{oi}^H = \frac{(3395 - 2048) \cdot 0,75 - \left(\frac{413 - 403}{0,8} \right)}{(3395 - 2048) - (413 - 403)} = 0,75.$$

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

$$\eta_i^H = \eta_{oi}^H \cdot \eta_t^{обр} = 0,8 \cdot 0,44 = 0,35.$$

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

$$\eta_e^{уст} = \eta_{пг} \cdot \eta_M^T \cdot \eta_\Gamma \cdot \eta_i^H,$$

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

Подставляем известные из раздела 4.1.1 величины $\eta_M^T \cdot \eta_\Gamma$ и найденную величину η_i^H , получим:

$$\eta_e^{уст} = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,35 = 0,32.$$

5. Определяем расход условного топлива при номинальном режиме теплофикационных турбин для $N_3^H = 25000$ кВт и $G_{от}^{\max} = 100000$ кг/ч по уравнению:

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

где $G_o^H = 120000$ кг/ч – расход пара в турбину при номинальном режиме ($N_9^H, G_{\text{от}}^{\text{max}}$) 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_{4d} – энтальпии в соответствующих точках цикла, берем из таблицы.

Тогда:

$$B = \frac{120000 \cdot (3395 - 414)}{32000 \cdot 0,95} = 11767 \text{ кг/ч.}$$

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

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

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

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

Тогда:

$$B_T = \frac{100000 \cdot (2718 - 456)}{32000 \cdot 0,95} = 7648 \text{ кг/ч.}$$

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:

$$B_9 = 11767 - 7648 = 4119 \text{ кг/ч.}$$

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

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{Н}} \cdot 3600}{B_{\text{э}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{P}}}. \quad (4.8)$$

Подставляя известные величины, получим:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{25000 \cdot 3600}{4119 \cdot 32000} = 0,682.$$

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

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{G_{\text{от}}^{\text{max}} (h_{1\text{от}} - h_{3'})}{B_{\text{Т}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{P}}}. \quad (4.9)$$

Подставляя известные величины, получим:

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{100000(2718 - 456)}{7648 \cdot 32000} = 0,92.$$

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

$$B'_{\text{э}} = \frac{G_{\text{к}}^{\text{max}} (h_1 - h_{3'})}{Q_{\text{Н}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{пт}}}, \text{ кг/ч}, \quad (4.10)$$

где $G_{\text{к}}^{\text{max}} = 92494$ кг/ч – максимальный расход пара в конденсатор при номинальной мощности турбины $N_{\text{э}}^{\text{Н}} = 25000$ кВт (определен в разделе 4.1.1 или по диаграмме режимов, рис. 3.1);

$h_{3'}$ – энтальпия конденсата на линии насыщения в точке 3.

Подставляя известные величины, получим:

$$B'_{\text{э}} = \frac{92494(3395 - 137)}{32000 \cdot 0,95} = 9910 \text{ кг/ч}.$$

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 $\eta_{\text{пт}} = \eta^{\text{кот}} = 0,95$. Тогда получим: $B'_{\text{э}} = B_{\text{Т}} = 7648$ кг/ч.

12. Суммарный расход условного топлива при отдельной выработке

электрической энергии и теплоты для номинального режима составит:

$$B' = B'_3 + B'_T = 9910 + 7648 = 17558 \text{ кг/ч.}$$

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

$$\delta = \frac{B' - B}{B'} \cdot 100\% = \frac{17558 - 11767}{17558} \cdot 100\% = 32,9 \text{ \%}.$$

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

$$K = \frac{3600 \cdot N_3^H + Q_{\text{вп}}}{B \cdot Q_H^P}, \quad (4.11)$$

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

$$Q_{\text{вп}} = G_{\text{от}}^{\text{max}} (h_{1\text{от}} - h_{3''}) = 100000(2718 - 456) = 2262 \cdot 10^5 \text{ кДж/ч.}$$

а) Для теплофикационного цикла

$$K = \frac{3600 \cdot N_3^H + Q_{\text{вп}}}{B \cdot Q_H^P} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 10^3 + 2262 \cdot 10^5}{11767 \cdot 32000} = 0,83.$$

б) Для отдельной выработки электроэнергии и теплоты

$$K' = \frac{3600 \cdot N_3^H + Q_{\text{вп}}}{B' \cdot Q_H^P} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 10^3 + 2262 \cdot 10^5}{17558 \cdot 32000} = 0,56.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Тип турбины

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.

Таблица 2

Характеристики турбин

Тип турбины	Номинальная мощность N^H , кВт	Максимальный расход острого пара G_0^{\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 И ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

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 И ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ.....	36
ЛИТЕРАТУРА.....	37

Дыскин Лев Матвеевич
Козлов Сергей Сергеевич
Морозов Максим Сергеевич

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Учебное пособие

Подписано в печать Формат 60x90 1/16. Бумага газетная. Печать трафаретная.

Уч. изд. л. 2,2. Уч. печ. л. 2,4. Тираж 300 экз. Заказ №

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»
603950, Нижний Новгород, ул. Ильинская, 65.

Полиграфический центр ННГАСУ, 603950, Н.Новгород, ул. Ильинская, 65
<http://www.nngasu.ru>, srec@nngasu.ru