Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 15.10.2026 14:55:21
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c954946f3ad99a1e70ac12

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»

Расчёт принципиальной тепловой схемы ТЭС

Методические указания
для выполнения курсового проекта по дисциплине
«Режимы работы и эксплуатации ТЭС»

Тюмень, 2021 г.

Содержание

Введение ... 3
1. Цель работы ... 4
2. Общие сведения о проекте. Правила оформления ... 5
3. Содержание курсового проекта. ... 7
3.1 Методические указания по составлению тепловой схемы ... 7
3.2 Методика расчета принципиальной тепловой схемы ... 11
4. Пример расчета тепловой станции с турбинами ПТ-135/165-130/15 ... 16
4.1 Расчет сетевой подогревательной установки ... 20
4.2 Определение предварительного расхода пара на турбину ... 21
4.3 Расчет сепараторов непрерывной продувки ... 22
4.4 Расчет регенеративной схемы ... 24
5. Пример расчета тепловой схемы станции с турбинами Т-100-130 ... 30
5.1 Расчёт подогревателей высокого давления ... 39
5.2 Расчет подогревателей низкого давления ... 41
Вопросы для самопроверки ... 44
Список литературы ... 45
Приложения ... 46

Введение

Курсовой проект по дисциплине “Режимы работы и эксплуатации ТЭС” выполняется обучающимися по направлению подготовки 13.03.01 “Теплоэнергетика и теплотехника” профиль “Промышленная теплоэнергетика”. В процессе работы над проектом студент приобретает навыки по составлению и расчету принципиальной тепловой схемы станции, расчетам отдельных элементов тепловой схемы станции, а также по определению показателей тепловой экономичности станции.

В методических указаниях излагается порядок определения исходных данных, необходимых для выполнения курсового проекта, разъясняются требования по содержанию, составу, объему и оформлению проекта, приводится необходимая литература.

1. Цель работы

Целью методических указаний является изложение требований к работе и рекомендации по её выполнению с использованием технической литературы. Выполнение курсового проекта позволит закрепить теоретический материал, получаемый на лекциях, и в результате самостоятельной проработки части курса, применить его к решению практических задач.

2. Общие сведения о проекте. Правила оформления

Курсовой проект выполняется в соответствии с заданием, составленным и подписанным руководителем.

Общие требования к оформлению курсового проекта:

1) Курсовой проект выполняется в точном соответствии с существующими правилами. К защите принимаются только сброшюрованные работы, выполненные с помощью компьютерного набора.
2) Пояснительная записка по отчету не должна превышать 40 листов машинного текста. Графическая часть выполняется на листах формата А1.
3) Текст курсового проекта должен быть напечатан на одной стороне стандартного листа формата А4 (270 х 297 мм) шрифтом Times New Roman, кегль – 14, межстрочный интервал соответствует 1,5 интервалу Microsoft Office Word. Поля должны оставаться по всем четырем сторонам печатного листа: левое – не менее 35 мм, правое – не менее 15, нижнее – не менее 20 и верхнее – не менее 15 мм. (Область для печати в системе TEX составляет 160 х 240.)
4) Страницы курсового проекта с рисунками и приложениями должны быть пронумерованы арабскими цифрами сквозной нумерацией по всему тексту. Титульный лист входит в общую нумерацию страниц, но на нем номер страницы не проставляется. Таблицы, схемы, расположенные на отдельных листах, входят в общую нумерацию страниц.
5) Главы, параграфы (кроме введения, заключения, списка использованной литературы) нумеруются арабскими цифрами (например, глава 2, параграф 2.1, пункт 2.1.1).
6) Заголовки глав, слова «Введение», «Заключение», «Содержание», «Список использованной литературы» располагаются в середине строки без точки в конце. Перенос слов в заголовках не допускается.
7) Каждая глава, введение, заключение, оглавление, список использованной литературы начинаются с новой страницы.

Пояснительная записка должна содержать:

– Титульный лист;
– Задание;
– Содержание;
– Введение;
– Расчетная часть;
– Заключение;
– Список литературы.

Потоки пара и воды обозначаются D и G, имеют размерность (т/час) и должны округляться до 0,1 т/час. Потоки тепла обозначаются Q, имеют размерность (кДж/час) и округляются до $1 \cdot 10^3$ кДж/час.

Энтальпия h (кДж/кг) и температура t (ºС) округляются до 0,5 кДж/кг и 0,5 ºС соответственно.

Потоки питательной воды и конденсата обозначаются соответственно $G_П$ и $G_{к,}$ имеют размерность (т/час) и также должны округляться с точностью до 0,1 т/час.

Такое округление обеспечивает необходимую точность расчётов и упрощает их.

Все остальные обозначения на схеме отвечают общепринятым требованиям в технической литературе по энергетике.

Принципиальная схема промышленной тепловой электростанции в зависимости от её назначения и местных условий может иметь большое число различных вариантов, но во всех случаях она должна решать следующие основные задачи:

а) подогрев питательной воды паром регенеративных и регулируемых отборов турбины (регенерация);

б) удаление из воды агрессивных газов, главным образом кислорода (деаэрация);

в) восполнение потерь конденсата на станции и у потребителей;

г) отпуск тепла со станции с паром или горячей водой (удовлетворение тепловых потребителей);

д) восполнение потерь воды в тепловых сетях.

3. Содержание курсового проекта.

3.1 Методические указания по составлению тепловой схемы

При составлении тепловой схемы следует стремиться к тому, чтобы она имела возможно меньшие энергетические потери, то есть была наиболее совершенна с термодинамической точки зрения. Для этого необходимо по возможности избегать необратимых процессов, как теплообмен с большой разностью температур, смешение потоков с большим отличием потенциалов, по давлению или температуре.

Следует по возможности избегать дросселирования потоков пара, вызывающего большие энергетические потери.

При составлении тепловой схемы необходимо руководствоваться следующим:

1. Подогрев питательной воды паром регенеративных отборов турбины производится до заданной температуры в системе регенеративных подогревателей, число которых определяется количеством отборов пара у турбины (последнее задается в типовом расчете или принимается по заводским данным).

2. Удаление из воды агрессивных газов (кислород, углекислый газ) происходит в специальном аппарате деаэраторе.

Деаэрации подлежит не только питательная вода котлов, паропреобразователей и испарителей, но и подпиточная вода теплосети. Деаэратор питательной воды котла является одновременно и регенеративным подогревателем смешивающего типа.

За деаэратором ставится питательный или бустерный насос, поэтому деаэратор разделяет подогреватели питательной воды на подогреватели высокого и низкого давления (по давлению питательной воды).

Деаэраторы различают по давлению греющего пара. Атмосферными их называют при давлении 0,12 – 0,2 МПа, повышенного давления при 0,3; 0,6; 0,81; 1,2 МПа и вакуумными при давлении пара ниже атмосферного.

Вакуумные деаэраторы на тепловых электростанциях, как правило, не применяются в основном из-за трудности предупреждения просачивания воздуха в питательную воду.

Тип деаэратора либо указывается в задании, либо выбирается по начальным параметрам пара на станции, с учетом особенностей тепловой схемы: наличия регулируемых отборов, их давления и т. д.

На отечественных станциях при начальном давлении пара 9,12 МПа и выше, как правило, деаэраторы выполняются на давление 0,6 МПа. Однако при наличии регулируемого отбора более высокого давления следует рассмотреть целесообразность установки деаэратора на это давление.

3. Восполнение потерь конденсата и пара на станции и у внешних тепловых потребителей. На принципиальной тепловой схеме утечки конденсата и пара внутри станции условно показываются одним потоком, причем для удоб-

ства считается, что этот поток теряется из деаэратора. Величина этих потерь ($\alpha_{ут}$) принимается по опыту эксплуатации станций от 0,5 до 3% от $D_т$ турбин (включая собственные нужды котельной и машзала, но без непрерывной продувки). Для учебного расчета $\alpha_{ут}$ задается. Помимо этого, задается величина возврата конденсата. с производства. Для текстильных, пищевых, машиностроительных предприятий возврат составляет в среднем от 70 – 90%, для химических и нефтеперерабатывающих предприятий 40 – 80%.

При отпуске теплоты с горячей водой следует учесть необходимость подпитки сети в размере 1 – 1,5% от часового расхода циркулирующей в ней воды, если нет непосредственно водоразбора из сети, в противном случае для определения величины подпитки необходимо знать режим отпуска горячей воды (наличие аккумуляторов и др). Подпитка сети производится химически очищенной водой, прошедшей первую ступень очистки: осветление и умягчение с удалением солей временной жесткости, в то время как для питания котлов, особенно высокого давления, необходима более глубокая химическая очистка, характер которой зависит от параметров пара в энергетическом котле и его типа (прямоточный или барабанный).

Во всех случаях подпитки теплоноситель должен проходить деаэрацию.

Потери воды с непрерывной продувкой котлов определяются ее величиной за вычетом вторичного пара сепараторов продувки. Величина непрерывной продувки задается в процентах от производительности (брутто) котла, а количество вторичного пара определяется расчетом сепаратора продувки.

Все перечисленные виды потерь рабочего тела должны быть восполнены для нормальной длительной работы станций. Как правило, восполнение потерь происходит через деаэратор, уровень в котором и служит импульсом для регулирования добавочного потока. Иногда выгоднее подавать добавочную воду при температуре её 20 – 30°С в конденсатор турбины. Восполнение потерь может происходить либо химически очищенной водой, либо конденсатом, получаемым в испарительных (реже в паропреобразовательных) установках станции.

Выбор способа восполнения потерь оговаривается в задании или производится путем технико-экономического сравнения (по приведенной эксплуатационной стоимости).

Химическая очистка воды не входит в тепловую схему станции, не считая предварительных подогревателей и охладителей продувочной воды.

Испарительная установка является одним из основных элементов тепловой схемы и может существенно влиять на систему регенерации и приводить к энергетическим потерям. Поэтому, способу включения испарителей должно уделяться серьезное внимание.

4. Способы включения испарительной установки в принципиальную схему. Для предотвращения энергетических потерь в схеме от включения испарительной установки, её вторичный пар не должен вытеснять регенеративный отбор, предшествующий отбору, идущему на испаритель. С этой целью применяют специальный подогреватель на линии основного конденсата, располагая

его перед регенеративным подогревателем, питаемым отбором, идущим на испаритель (рисунок 1).

При этом вторичный пар испарителя не вытесняет нижележащий регенеративный отбор, отчего выработка электроэнергии на базе регенерации не уменьшается, зато появляется дополнительный подогреватель основного конденсата.

Эта схема включения испарительной установки называется схемой без энергетических потерь или схемой с так называемым конденсатором вторичного пара испарителя или просто конденсатором испарителя.

Количество вторичного пара, которое может быть сконденсировано в конденсаторе испарителя, зависит от количества, проходящего через него конденсата и возможного подогрева питательной воды. Последний определяется величиной подогрева этой воды в регенеративном подогревателе, обогреваемом паром из отбора, питающего и испаритель, а также температурным напором в испарителе (разностью температур первичного и вторичного пара).

В связи с вышеизложенным производительность испарителей без энергетических потерь составляет, как правило, не более 3 – 4 % от $D_т$.

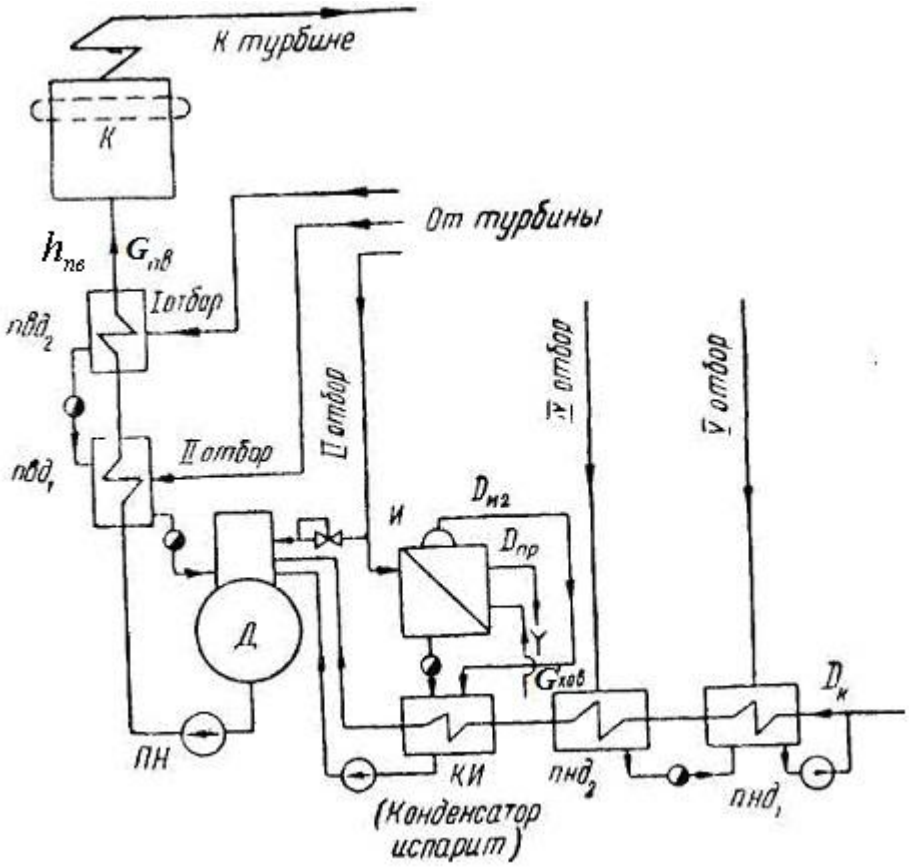


Рис. 1. Схема включения испарительной установки без энергетических потерь

На конденсационных станциях испаритель может обогреваться из того же отбора, что и деаэратор. При турбинах с отборами поток конденсата до деаэратора слишком мал, поэтому испаритель ставят на отбор выше деаэратора. Как

правило, не следует включать испарители на вакуумные отборы или на такие, при которых испарительная установка работает под вакуумом из – за возможности попадания воздуха в установку. Если по схеме без энергетических потерь необходимой производительности испарительной установки получить не удается, то применяют схему с энергетическими потерями, при которой возможная производительность установки значительно больше. Иногда в случае очень малых потерь конденсата на станции, или, когда испаритель включается периодически, идут на допущение энергетических потерь от испарительной установки, добиваясь этим упрощения (отказ от конденсатора – испарителя). Схема с энергетическими потерями показана на рис. 2. При ней вторичный пар испарительной установки вытесняет отбор более низкого потенциала, отчего снижается электрическая мощность, вырабатываемая на базе регенерации. Давление вторичного пара испарителя будет определяться давлением в нижележащем регенеративном подогревателе, это повышает температурный перепад в испарителе. Вторичный пар испарителя не рекомендуется направлять в деаэратор во избежание избытка тепла в деаэраторе, особенно при малой нагрузке турбин и большом возврате горячего конденсата от сетевых подогревателей.

Увеличение количества ступеней испарителя позволяет почти пропорционально увеличить количество дистиллята вторичного пара и применяется в случае повышенных потерь на станции. Иногда в схеме испарителей ставят охладители конденсата первичного пара и продувочной воды, которые облегчают условия работы деаэратора атмосферного типа. На испарителях с малой производительностью эти дополнительные теплообменники для упрощения схемы обычно не применяются.

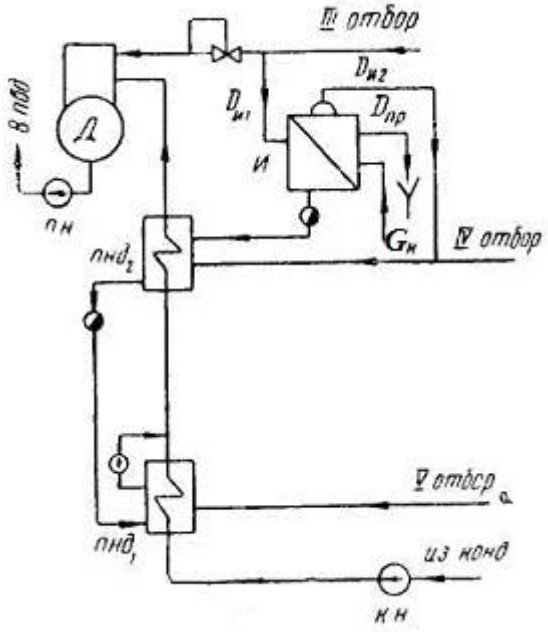


Рис. 2. Схема включения испарительной установки с энергетическими потерями

5. Отпуск тепловой энергии с паром или горячей водой. Важнейшей функцией промышленной станции помимо выработки электроэнергии является

бесперебойное снабжение теплом с паром и горячей водой промышленных и коммунально – бытовых потребителей. Горячая вода на станции получается в специальной сетевой подогревательной установке, состоящей из основных подогревателей, питающихся, как правило, паром теплофикационных отборов турбин, и пиковых подогревателей, снимающих пиковую часть тепловой нагрузки и обогреваемых, как правило, острым паром котлов через редукционно – охладительную установку. Часто вместо пиковых подогревателей устанавливаются водогрейные пиковые котлы.

Отпуск тепла со станции с паром может производиться следующими способами.

Наиболее просто и экономично отпускать пар непосредственно из регулируемого отбора турбины через обратный клапан в линию к потребителю. Этот способ находит самое широкое применение особенно в случае, если потребитель возвращает обратно почти весь конденсат греющего пара требуемого качества.

Второй способ отпуска пара потребителю через редукционно – охладительную установку энергетически нецелесообразен и применяется только при небольших или кратковременных расходах пара, когда невыгодно иметь турбину со специальным отбором вследствие слабой загрузки его в годовом разрезе.

Иногда целесообразно применить поджатие пара из отбора до требуемого потребителем давления в пароструйном компрессоре. Этот способ энергетически выгоднее, чем отпуск через РОУ.

При больших потерях конденсата потребителями пар отпускают через паропреобразователи. Паропреобразователь — это поверхностный теплообменник, подающий потребителю вторичный насыщенный пар и сохраняющий на станции весь конденсат греющего (первичного) пара. В паропреобразователь подается химически очищенная деаэрированная вода. Такой способ отпуска пара энергетически менее выгоден, чем отпуск пара непосредственно из отбора из-за повышения давления отборного пара и, кроме того, требует больших капитальных затрат из-за наличия паропреобразователя, хотя химводоочистка несколько будет дешевле.

3.2 Методика расчета принципиальной тепловой схемы

Задачей расчета тепловой схемы является определение параметров, расходов и направлений потоков рабочего тела в агрегатах и узлах, а также общего расхода пара, электрической мощности и показателей тепловой экономичности станции. Имеются два метода расчета тепловой схемы;

1) метод составления и решения балансовых уравнений;

2) метод последовательных приближений, основанный на предварительной оценке расхода пара на турбину с последующим его уточнением или нахождением его с помощью диаграммы режимов или расчета. В настоящее время основное применение находит метод последовательных приближений.

Последовательность расчета принципиальной тепловой схемы состоит из нескольких этапов:

1 этап — построение процесса расширения пара в проточной части турбины для определения энтальпий пара в точках отборов пара из турбины. Обычно для целей построения процесса используются данные испытаний проточной части, а для новых типов турбин данные газодинамического расчета проточной части. В случае отсутствия исходных данных по внутренним относительным к. п. д. проточной части приходится по аналогии с существующими типами ориентироваться на средние значения этих к. п. д. по отдельным отсекам или по цилиндрам высокого, среднего и низкого давления. Иногда такое построение процесса расширения пара по средним к. п. д. ведется между отсеками регулируемых отборов турбины. Пример такого процесса расширения пара для турбины ПТ-135/165-130 приведен ниже.

2 этап — предварительный расчет или оценка расхода пара на турбину. Для стандартных типов турбин рекомендуется определять расход пара по заводским диаграммам режимов, если известны электрическая мощность и расход пара к внешним тепловым потребителям из регулируемых отборов турбины. Обычно расчет тепловой схемы выполняется для нескольких характерных режимов работы, зависящих от вида тепловой нагрузки потребителей, от графика работы станции в энергосистеме и от климатических условий района. Для технологической тепловой нагрузки обычно характерным режимом является максимальный зимний режим, т. е. максимальный расход пара на технологические нужды при номинальной или максимальной электрической мощности турбогенератора. Вторым характерным режимом для этого типа турбин является минимальный летний режим с минимальным расходом пара на технологические нужды и с номинальной или минимальной электрической мощностью.

Для более подробного анализа работы станции часто приходится анализировать ночные режимы работы с минимальными электрическими и тепловыми нагрузками. Для теплофикационных турбин характерными являются три режима: максимальный зимний, средний зимний и летний режим со средней нагрузкой горячего водоснабжения. Для турбин Т-100-130 и Т-75-130 интерес представляет режим при максимальных теплофикационных отборах турбин. Включение трубного пучка в конденсаторе дает возможность сократить потери теплоты в конденсаторе турбины, исключить расход электроэнергии на работу циркуляционных насосов и получить дополнительно от турбин 10 ÷ 35 МВт тепловой мощности на базе потока пара, проходящего в конденсатор турбины. При этом режиме последние ступени турбины работают при повышенном давлении в конденсаторе, так как в трубный пучок подается обратная сетевая вода при температуре 50—70 °С. При этом необходимо учесть снижение внутреннего относительного к. п. д. последних ступеней турбины, а также изменения в работе сетевых подогревателей турбины в связи с подогревом сетевой воды в трубном пучке. Необходимые данные для расчета могут быть получены на основе промышленных испытаний турбин с включенным трубным пучком в конденсаторе. При проектировании новых типов турбин приходится предваритель-

но определять расход пара по аналитическим формулам; например, для турбины с двумя регулируемыми отборами с учетом коэффициента регенерации — по формуле:

$$D_T = k_{рег}[\frac{N_э 860}{H_i \eta_{эм}} + y_{от} D_{от} + y_{пр} D_{пр}]$$

где $k_{\text{рег}}$—коэффициент регенерации, учитывающий увеличение расхода пара на турбину из-за регенеративных отборов, $k_{рег} \geq 1$;

$D_{ОТ}$— расход из отопительного отбора на внешнее тепловое потребление в рассчитываемом режиме;

$D_{ПР}$ — расход из промышленного отбора на внешнее тепловое потребление в рассматриваемом режиме работы.

Этой формулой пользуются при проектировании новых турбин и при инженерных расчетах, получая результат с погрешностью не более 1—2 %, что при методе последовательных приближений вполне приемлемо.

При использовании диаграмм режимов или формулы для определения расхода пара необходимо знать расходы и параметры внешних тепловых потребителей для выбранного режима работы турбины. Поэтому расчет установок по отпуску тепла внешним тепловым потребителям должен предшествовать определению расхода пара на турбину.

3 этап — составление уравнений тепловых и материальных балансов для основных узлов и аппаратов тепловой схемы. Составление тепловых и материальных балансов начинают с парогенератора и продолжают против хода питательной воды последовательно для всех ПВД, что связано с направлением потоков дренажа конденсата греющего пара регенеративных отборов турбины от всех подогревателей высокого давления (ПВД) к деаэратору — каскадный слив. Для деаэратора составляется материальный и тепловой балансы всей турбоустановки для уточнения добавочных потоков рабочего тела и определения расхода пара на деаэратор и основного конденсата, поступающего от подогревателей низкого давления (ПНД). При составлении тепловых балансов искомыми величинами обычно являются расходы пара в регенеративные отборы для заданного режима работы установки. При расчёте тепловой схемы можно считать достаточной точность до третьего знака, точность более 0,4 т/ч, или 0,1 кг/с, не требуется, так как потоки пара на лабиринтные уплотнения, собственные нужды турбинного цеха, утечки внутри станции и т. д. оцениваются предварительно с точностью не выше 0,1 кг/с. Аналогично точность до 0,5 кДж/кг при оценке энтальпий является вполне достаточной, так как процесс в h,s-диаграмме строится обычно с такой же или даже меньшей точностью (в зависимости от масштаба диаграммы).

После решения материального и теплового баланса деаэратора составляются и решаются тепловые балансы ПНД. Затем определяются по материальному балансу поток пара, поступающий в конденсатор.

При расчете регенеративных подогревателей следует учитывать потери давления в линиях отборов от турбин до подогревателя и потери теплоты через наружную поверхность теплообменников. В связи с трудностью оценки этих потерь без точного указания длины паропроводов отбора обычно потери давления в них оценивают в размере 10—12 % давления в камере отбора турбины. Иногда учитывают их надбавкой 1—3 °С к недогреву в поверхностных подогревателях.

Потери теплоты в окружающую среду с учетом изоляции горячих поверхностей теплообменников (t > 50 °С) принимают в размере 1—2 % расхода теплоты в них. Для этого при расчете умножают расход теплоты греющей среды на к. п. д. теплообменника.

4 этап — проверка принятого ранее расхода пара путем сложения всех отборов пара из турбины с расходом пара, идущего в конденсатор:

$$D_T^{'} = D_K + \sum_{j=1}^{n} D_j + D_{от} + D_{ПР}$$

где $\sum_{j=1}^{n} D_j$ — сумма регенеративных от 1-го до n-го отборов;

$D_к$ — расход пара в конденсатор турбины.

Полученное по расчету значение $D_{\text{Т}}'$ должно совпадать с принятым предварительно значением D_T, расхождение допускается меньше 0,1 кг/с. В случае больших расхождений необходимо искать ошибки в расчете.

5 этап — определение электрической мощности, кВт, развиваемой турбогенератором в принятом для расчета режиме:

$$N_э^{'} = [D_K H_h + \sum_{j=1}^{j=n} D_j h_j + D_{OT} h_{OT} + D_{ПР} h_{ПР}] \quad \cdot \quad \eta_{ЭМ}$$

где H_h — использованный перепад в турбине при расширении пара от начальных параметров до давления в конденсаторе;

h_j— использованное теплопадение для j-го регенеративного отбора;

h_{OT}— использованное теплопадение для отопительного отбора;

$h_{ПР}$— использованное теплопадение для промышленного отбора.

Если полученная по расчету мощность $N_{\text{ЭР}}$ отличается от заданной мощности для этого режима $N_{\text{Э}}$, то следует определить:

$$\Delta N = \frac{N_э - N_{эр}}{N_э} \quad \cdot \quad 100\%$$

Значение ΔN считается допустимым, если оно не превышает 1 %. Это расхождение означает, что принятый предварительно расход пара на турбину

больше или меньше расхода, отвечающего заданной мощности $N_Э$. Если расхождение превышает требуемое значение, следует повторить расчет схемы, начиная с 3 этапа, введя поправку к предварительно принятому расходу пара на турбину, кг/с:

$$\Delta D = \pm \frac{\Delta N}{100} N_Э \frac{1}{H_h \cdot \eta_{эм}}$$

Новый расход пара на турбину

$$D_T^{'} = D_T \pm \Delta D$$

Соответственно больше или меньше ранее принятого в зависимости от того, меньше или больше полученная по расчету мощность турбогенератора $N_{ЭР}$. Если повторный расчет не позволяет войти в требуемые пределы по ΔN, то операция приближения повторяется заново. Обычно бывает достаточным второе приближение даже при жестких требованиях к пределам по ΔN. После того, как требуемые условия по ΔN удовлетворены, приступают к завершающему этапу расчета.

6 этап — определение показателей тепловой экономичности турбинной установки. Обычно требуется определить удельные расходы теплоты и топлива на выработку и отпуск электроэнергии и теплоты внешним потребителям.

Ниже рассмотрены примеры расчета тепловых схем электростанций для различного типа турбин.

4. Пример расчета тепловой станции с турбинами ПТ-135/165-130/15

Задание:

Рассчитать принципиальную схему тепловой электростанции с турбиной ПТ-135/165-130/15.

Исходные данные:

1.Электрическая мощность турбины $N_э$= 135 МВт.

2. Начальные параметры пара: p_0= 12,75 МПа;

t_0 = 565° С (h_0 = 3500 кДж/кг).

3. Давление в конденсаторе турбины p_k = 2,94 кПа.

4. Давление регулируемых отборов пара:

промышленного $p_{пр}$=1,47 МПа;

верхнего отопительного $p_{от1}$= 0,1176 МПа;

нижнего отопительного (нерегулируемого) $p_{от2}$ = 0,0638 МПа.

5. Схема отпуска теплоты с ТЭЦ:

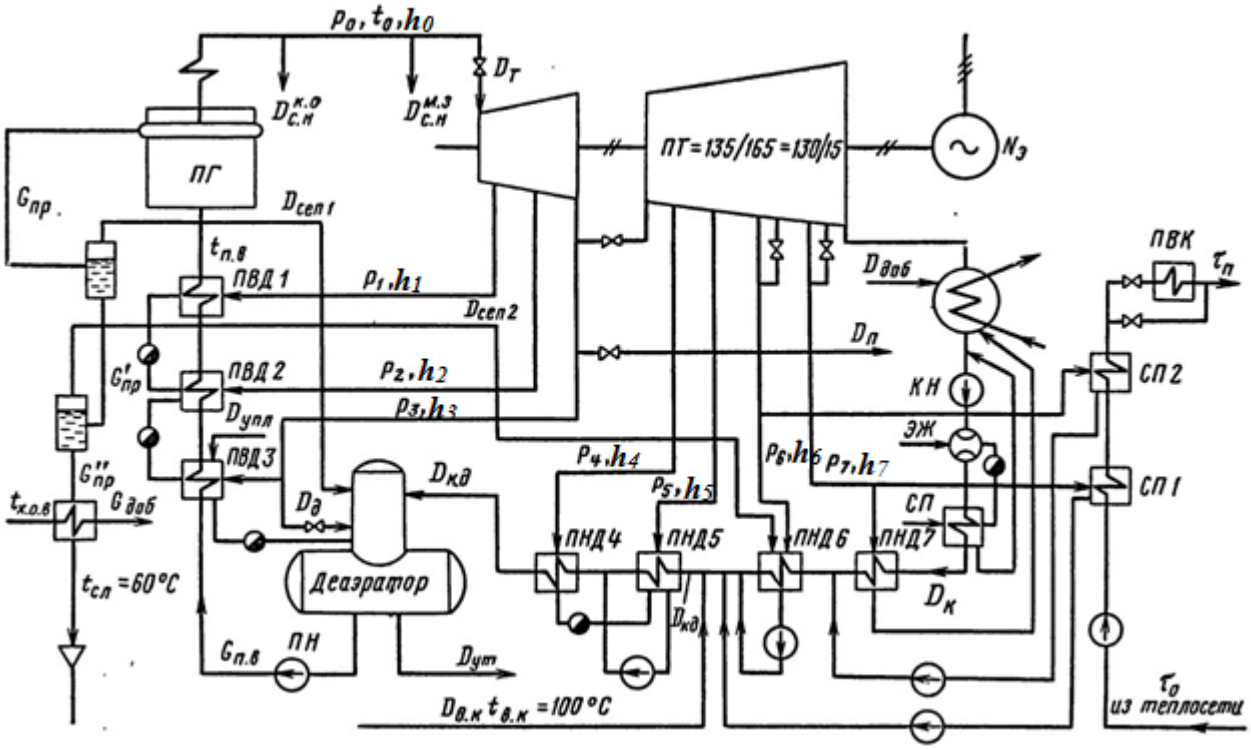


Рис. 3. Принципиальная тепловая схема электростанции с турбиной ПТ-135/165-130/15

где ПГ – парогенератор; ПВД 1,2,3 – подогреватель высокого давления 1,2,3 ступени; ПНД 4,5,6,7 – подогреватель низкого давления 4,5,6,7 ступени отбора; СП 1,2 – сетевой подогреватель 1,2 ступени; ПВК – пиковый водогрейный котел; ЭЖ – эжектор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос.

В настоящее время температура острого пара перед стопорным клапаном турбины временного снижения до $t_о$ = 555°С.

а) технологический пар из промышленного отбора с $D_{\text{пр}}$= 89 кг/с (320 т/ч). Конденсат пара на ТЭЦ возвращается полностью; температура возвращаемого конденсата $t_{\text{в.к}}$= 100° С;

б) горячая вода на отопление и коммунально-бытовые нужды. Теплофикационная установка на ТЭЦ включает в себя два сетевых подогревателя и пиковый водогрейный котел. Количество отпускаемой теплоты с ТЭЦ включает в себя два сетевых подогревателя и пиковый водогрейный котёл. Количество отпускаемой теплоты с ТЭЦ $Q_{\text{от}}^{\text{макс}}$= 233 МВт (200 Гкал/ч).

6. Температурный график сети в расчетном режиме $\tau_{\text{п}}/\tau_0$= 150/48° С.

7. Тип парогенераторов —барабанный.

8. Параметры пара: $p_{\text{пг}}$ — 13,72 МПа; $t_{\text{пг}}$ = 570°С

9. Температура питательной воды $t_{\text{п.в}}$= 232° С.

10. Коэффициент продувки парогенератора $\alpha_{\text{пр}}$= 1,5%$D_{\text{пг}}^{\text{бр}}$, где $D_{\text{пг}}^{\text{бр}}$ расход пара из парогенератора (брутто).

11. Схема использования теплоты продувочной воды парогенераторов: двухступенчатый сепаратор и подогрев химически очищенной воды в поверхностном теплообменнике.

12. Коэффициент расхода пара на собственные нужды котельного отделения $\alpha_{\text{сн}}^{\text{пар}}$=1,2%$D_{\text{пг}}^{\text{н}}$

где $D_{\text{пг}}^{\text{н}}$ — расход пара из парогенератора (нетто).

13. Внутристанционные потери конденсата (условно принять из деаэратора) $\alpha_{\text{ут}}$=1,3%$D_{\text{т}}$

14. Число отборов пара на регенерацию (включая регулируемые) — 7.

15. Давление в деаэраторе $\text{р}_{\text{д}}$= 0,588 МПа.

16. Схема приготовления добавочной воды парогенератора — хим.водоочистка. Восполнение потерь конденсата осуществляется в конденсаторе турбины. Принципиальная тепловая схема электростанции с турбиной ПТ (см. рисунок 3)

Таблица 1 Параметры основных элементов схемы

Наименование величин	Элементы схемы										
	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Деаэратор	ПНД4	ПНД5	ПНД6	ПНД7	Конденсатор	СП2	СП1
Давление отборного пара, МПа	3,30	2,238	1,47	1,47	0,518	0,267	0,1176	0,0638	0,00294	0,1176	0,0638
Энтальпия пара, кДж/кг	3190	3100	3010	3010	2825	2720	2600	2530	2350	2600	2530
Давление в подогревателе, МПа	3,04	2,06	1,354	0,588	0,476	0,246	0,1083	0,0586	—	0,110	0,0605
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1010	916	824	668	632	535	428	358	—	430	361
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	1001,6	907,6	815,6	668	610	514	407	337	100	416	340
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	907,6	815,6	689	611	Находят в ходе расчета из уравнений смешения			248	—	340	201
Энтальпия дренажа пара, кДж/кг	949,5	857,5	730,9	—	632	535	428	358	—	430	361
Использованный теплоперепад потока пара, кДж/кг	310	400	490	490	675	780	900	970	1150	900	970

Примечание:

1. Энтальпия воды на входе в ПВД3 определена с учетом повышения ее в питательном насосе.

2. Энтальпия дренажа пара в ПВД берется на 41,9 кДж/кг выше, чем энтальпия питательной воды на входе данного ПВД. Для ПНД $h_{др}=h'_{н}$.

17. Температура химически очищенной воды $t_{х.о.в}$= 30°С.

18. Подогрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях принять равным $\Delta t_{эж}$ + $\Delta t_{с.п}$ = 25°С (высокий подогрев вызван малым расходом основного конденсата турбины в этом режиме).

19. Недогрев воды в подогревателях высокого давления $\theta_{п.в.д}$= 2°С (С учетом использования перегрева пара в отсеках ПВД), а в подогревателях низкого давления $\theta_{п.н.д}$= 5°С.

20. Коэффициент полезного действия теплообменников $\eta_{то}$ = 0,98.

21. Электромеханический к. п. д. генератора $\eta_{эм}$ = 0,98.

22. Параметры пара в отборах и расходы пара в уплотнениях, сальниковом и эжекторном подогревателях принять по заводским данным.

На основе заводских данных для условий работы турбоустановки ПТ 135/165-130/15 при номинальном режиме построена диаграмма процесса расширения пара в турбине. Из заводских данных следует также:

а) в ПВД3 поступает пар из уплотнений в количестве $D_{упл}$ = 1,33 кг/с с энтальпией $h_{упл}$= 3280 кДж/кг;

б) количество пара, поступающего из концевых уплотнений турбины в конденсатор, $D_{к.у}$= 0,01106 кг/с;

в) количество пара, поступающего в сальниковый подогреватель из уплотнений турбины, $D_{с.п}$= 1,795 кг/с;

г) количество пара, поступающего на основной и сальниковый эжекторы, $D_{эж}$ = 0,654 кг/с.

Принимаем по заводским данным потерю давления пара на пути от турбины до регенеративных подогревателей в количестве 10% давления в отборе. Пользуясь данными таблиц свойств воды и водяного пара и диаграммой процесса расширения пара в турбине, составляем сводную таблицу параметров в основных точках схемы. Разность энтальпий конденсата греющего пара и питательной воды на выходе из подогревателя для ПВД принимаем 8,4 кДж/кг, для ПНД —21 кДж/кг, а для деаэратора —0.

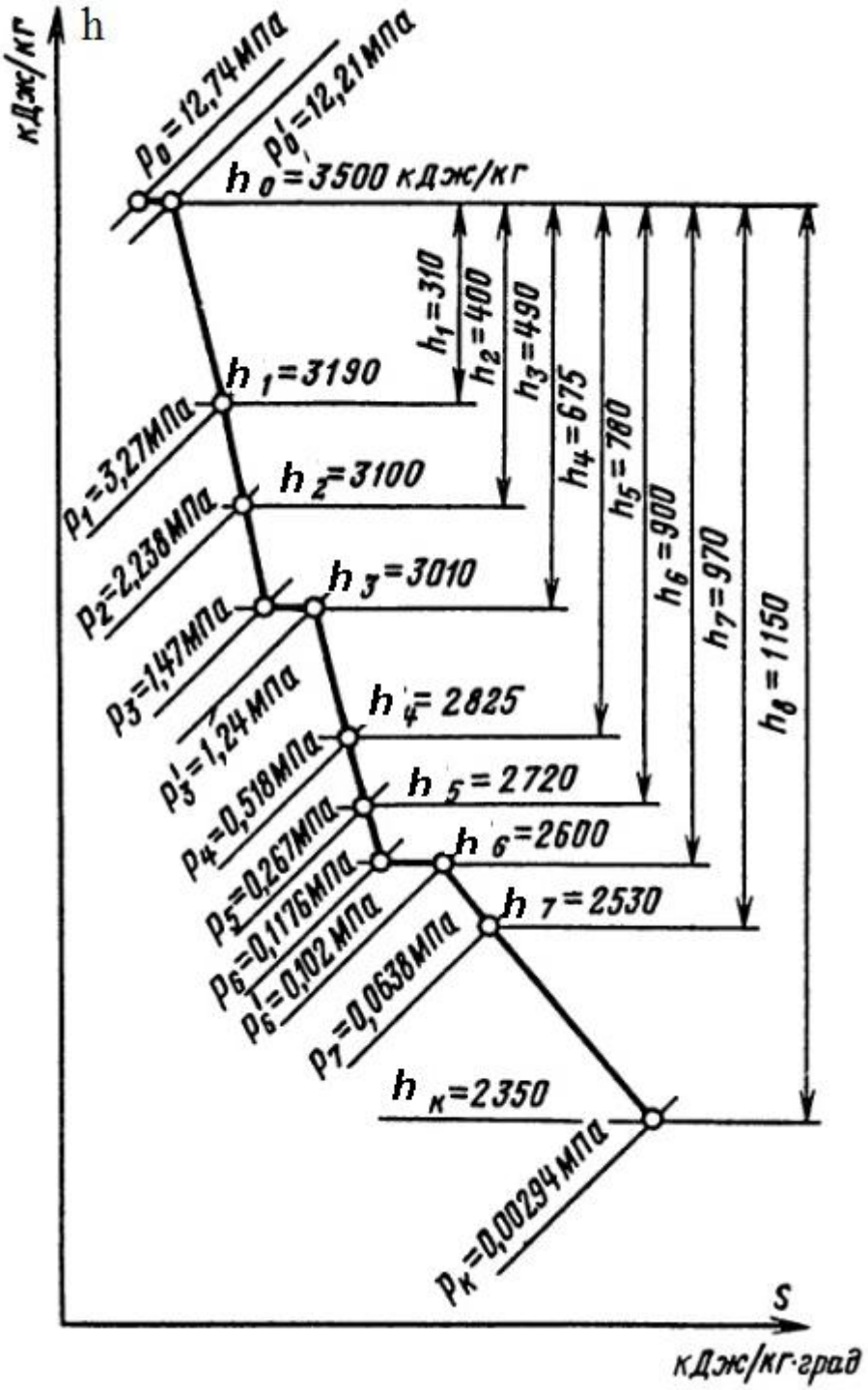


Рис. 4. Процесс расширения пара в проточной части турбины ПТ-135/165-130/15 в h,s - диаграмме

4.1 Расчет сетевой подогревательной установки

1. Расход сетевой воды

$$G_{C.B} = \frac{Q_{OT}^{MAKC}}{\Delta h_{c.в}} = \frac{233 \cdot 10^3}{632{,}5 - 201} = 540 \ \ кг/с \ \ (1940 \ \ т/ч)$$

2. Тепловая нагрузка отопительных отборов

$$Q_{OT} = Q_{OT}^{МАКС}\frac{\Delta h_{с.п}}{(\tau_п - \tau_о)C_P} = 233\frac{215}{431{,}5} = 116{,}1 \quad МВт$$

где $\Delta h_{с.п} = 416 - 201 = 215$ *кДж/кг* – повышение энтальпии сетевой воды в теплофикационной установке турбины.

3. Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла

$$Q_{П.В.К} = Q_{OT}^{МАКС} - Q_{OT} = 233 - 116{,}1 = 116{,}9 \quad МВт$$

4. Расход пара на сетевой подогреватель нижней ступени

$$D_{С.П1} = \frac{G_{С.В}\,.\,\Delta h_{С.П1}}{(h_{ОТБ7} - h_{С.П1})\cdot\eta_{ТО}} =$$

$$= \frac{540{,}0\cdot(340-201)}{(2530-361)0{,}98} = 35{,}3 \quad кг/с \quad (127{,}1 \quad т/ч)$$

5. Расход пара на сетевой подогреватель верхней ступени

$$D_{С.П2} = \frac{G_{С.В}\,.\,\Delta h_{С.П2}}{(h_{ОТБ6} - h_{С.П2})\cdot\eta_{ТО}} =$$

$$= \frac{540\cdot(416-340)}{(2600-430)\cdot 0{,}98} = 18{,}9 \quad кг/с \quad (68 \quad т/ч)$$

6. Тепловая нагрузка подогревателей

$$Q_{с.п2} = 540 \quad \cdot \quad 139 = 75{,}1 \quad МВт \quad (64{,}7 \quad Гкал/ч)$$

$$Q_{с.п1} = 540 \quad \cdot \quad 76 = 41{,}0 \quad МВт \quad (35{,}2 \quad Гкал/ч)$$

4.2 Определение предварительного расхода пара на турбину

7. Коэффициент недоиспользования мощности промышленного отбора

$$y_{пр} = \frac{H_h - h_{пр}}{H_h} = \frac{1150-490}{1150} = 0{,}574$$

8. Коэффициенты недоиспользования мощности отопительных отборов

$$y_{от1} = \frac{H_h - h_{от1}}{H_h} = \frac{1150 - 970}{1150} = 0{,}1565$$

$$y_{от2} = \frac{H_h - h_{от2}}{H_h} = \frac{1150 - 900}{1150} = 0{,}2176$$

9. Оцениваем расход пара на турбину по формуле

$$D_T = k_{рег} \cdot (\frac{N_э}{H_h \eta_{эм}} + y_{пр} D_{пр} + y_{от1} D_{с.п1} + y_{от2} D_{с.п2})$$

Задаемся коэффициентом регенерации $k_{рег}$= 1,15:

$$D_T = 1{,}15(\frac{135 \cdot 10^3}{1150 \cdot 0{,}98} + 0{,}574 \cdot 89{,}0 + 0{,}1565 \cdot 35{,}3 + 0{,}2176 \cdot 18{,}9) = 209 \ кг/с \ (752{,}4 \ т/ч)$$

Оценить расход пара на турбину можно также с помощью диаграммы режимов.

4.3 Расчет сепараторов непрерывной продувки

10. Производительность парогенератора

$$D_{пг}^{бр} = D_T + D_{с.н}^{к.о} = (1 + \alpha_{с.н}^{к.о}) \cdot D_T =$$

$$= 1{,}012 \cdot 209 = 211{,}51 \ кг/с \ (761 \ т/ч)$$

11. Расход пара на собственные нужды котельного отделения

$$D_{\text{с.н}}^{\text{к.о}} = 0{,}012 \cdot D_{\text{т}} = 2{,}51 \text{ кг/с (9,03 т/ч)}$$

12. Расход питательной воды

$$G_{\text{п.в}} = D_{\text{пг}}^{\text{бр}} + D_{\text{пр}} = \left(1 + \alpha_{\text{пр}}\right) \cdot D_{\text{пг}}^{\text{бр}} = 1{,}015 \cdot 211{,}51 = 214{,}68 \text{ кг/с (772,5 т/ч).}$$

13. Расход продувочной воды

$$G_{\text{пр}} = \alpha_{\text{пр}} \cdot D_{\text{пг}}^{\text{бр}} = 0{,}015 \cdot 211{,}51 = 3{,}17 \text{ кг/с } (11{,}45 \text{ т/ч}).$$

14. Выпар из первой ступени сепаратора

$$D_{\text{сеп1}} = \frac{G_{\text{пр}}(h_{\text{пр}} - h_{\text{сеп1}})}{r_1},$$

где $h_{\text{пр}}$=1560 кДж/кг — энтальпия воды в барабане парогенератора $p_{\text{б}}$=13,72 МПа (140 кг/см^2);

$h_{\text{сеп}}$ = 666 кДж/кг —энтальпия продувочной воды, сливаемой из 1 ступени сепаратора;

r_1 = 2090 кДж/кг — теплота парообразования при давлении $\text{р}_{\text{д}}$ = 0,588 МПа;

$$D_{\text{сеп1}} = \frac{3{,}17(1560 - 666)}{2090} = 1{,}36 \text{ кг/с } (4{,}9 \text{ т/ч})$$

15. Выпар из второй ступени сепаратора

$$D_{\text{сеп2}} = \frac{G'_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{сеп1}} - h_{\text{сеп2}})}{r_2} = \frac{1{,}81 \cdot (666 - 437)}{2250} = 0{,}184 \text{ кг/с } (0{,}665 \text{ т/ч})$$

$$G'_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{сеп1}} = 3{,}17 - 1{,}36 = 1{,}81 \text{ кг/с}$$

где $h_{\text{сеп2}}$=437 кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из 2 ступени сепаратора.

16. Количество воды, сливаемой в техническую канализацию ($t_{\text{сл}}$= 60 °С)

$$G''_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - (D_{\text{сеп1}} + D_{\text{сеп2}}) = 3{,}17 - (1{,}36 + 0{,}184) = 1{,}626 \text{ кг/с } (\sim 5.86 \text{ т/ч})$$

17. Расход химически очищенной воды, подаваемой в конденсатор

$$G_{\text{х.о.в}} = G_{\text{доб}} = G''_{\text{пр}} + G_{\text{ут}} + D_{\text{с.н}}^{\text{к.о}} = 1{,}626 + 0{,}013 \cdot 209 + 2{,}51 = 6{,}853 \text{ кг/с } (\sim 24{,}8 \text{ т/ч})$$

18. Энтальпия химически очищенной воды после охладителя непрерывной продувки

$$h'_{\text{х.о.в}} = h_{\text{х.о.в}} + \frac{G''_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{сеп2}} - h_{\text{сл}})}{G_{\text{х.о.в}}} = 125{,}7 + \frac{1{,}626 \cdot (437 - 251)}{6{,}853} = 169{,}83 \text{ кДж/кг}$$

4.4 Расчет регенеративной схемы

19. Расход пара на ПВД 1

$$D_1 = \frac{G_{\text{п.в}} \cdot (h^{\text{вых}}_{\text{ПВД1}} - h^{\text{вх}}_{\text{ПВД1}})}{(h^{\text{пар}}_{\text{ПВД1}} - h^{\text{дренаж}}_{\text{ПВД1}}) \cdot \eta_{\text{то}}} = \frac{214{,}68 \cdot (1001{,}6 - 907{,}6)}{(3190 - 949{,}5) \cdot 0{,}98}$$
$$= 9{,}190 \text{ кг/с } (33{,}084 \text{ т/ч}).$$

20. Расход пара на ПВД 2

$$\mathrm{D}_2 = \frac{\mathrm{G}_{\text{п.в}} \cdot \left(h^{\text{вх}}_{\text{ПВД1}} - h^{\text{вх}}_{\text{ПВД2}}\right) - \eta_{\text{то}} \cdot \mathrm{D}_1 \cdot \left(h^{\text{дрен.пар}}_{\text{ПВД1}} - h^{\text{дрен.пар}}_{\text{ПВД2}}\right)}{\left(h^{\text{пар}}_{\text{ПВД2}} - h^{\text{дрен.пар}}_{\text{ПВД2}}\right) \cdot \eta_{\text{то}}}$$
$$= \frac{214{,}68 \cdot (907{,}6 - 815{,}6) - 0{,}98 \cdot 9{,}190 \cdot (949{,}5 - 857{,}5)}{(3100 - 857{,}5) \cdot 0{,}98}$$
$$= 8{,}610 \text{ кг/с } (30{,}996 \text{ т/ч}).$$

21. Расход пара на ПВДЗ

$$D_3 =$$
$$= \frac{\mathrm{G}_{\text{п.в}} \cdot \left(h^{\text{вх}}_{\text{ПВД2}} - h^{\text{вх}}_{\text{ПВДЗ}}\right) - \eta_{\text{то}} \cdot [(\mathrm{D}_1 + \mathrm{D}_2) \cdot (h^{\text{дрен.пар}}_{\text{ПВД2}} - h^{\text{дрен.пар}}_{\text{ПВДЗ}}) + \mathrm{D}_{\text{упл}} \cdot (h_{\text{упл}} - h^{\text{дрен.пар}}_{\text{ПВДЗ}})]}{(h^{\text{пар}}_{\text{ПВДЗ}} - h^{\text{дрен.пар}}_{\text{ПВДЗ}}) \cdot \eta_{\text{то}}}$$

$$= \frac{214{,}68 \cdot (815{,}6 - 689) - 0{,}98 \cdot 17{,}80 \cdot (857{,}5 - 730{,}9) + 1{,}33 \cdot (3280 - 730{,}9)}{(3010 - 730{,}9) \cdot 0{,}98}$$
$$= 9{,}682 \text{ кг/с } (34{,}892 \text{ т/ч}).$$

22. Повышение энтальпии питательной воды в насосе

$$\Delta h_{п.в} = \frac{\Delta p_{п.в} v_{ср}}{\eta_н}$$

Принимаем давление питательной воды после питательного насоса

$$p_н = 1{,}15 \cdot p_{пг} = 1{,}15 \quad \cdot \quad 13{,}72 = 15{,}78 \quad МПа$$

По таблицам воды и водяного пара, учитывая, что $t_д = 158 \quad ℃$ и

$$p_н^{ср} = \frac{15{,}8 + 0{,}588}{2} = 8{,}194 \quad МПа, \text{ находим}$$

$$v_{ср} = 0{,}00109 \quad м^3/кг$$

$$\Delta h_{п.н} = \frac{(15{,}8 - 0{,}588) \cdot 10^3 \cdot 0{,}00109}{0{,}79} = 21 \ \ кДж/кг$$

Энтальпия питательной воды на входе в ПВД 3

$$h_{ПВД3}^{вх} = 668 + 21 = 689 \ \ кДж/кг$$

23. Материальный баланс деаэратора

$$D_1 + D_2 + D_3 + D_{упл} + D_{сеп1} + D_д + G_{к.д} = G_{п.в} + G_{ут};$$

$$9{,}190 + 8{,}610 + 9{,}692 + 1{,}33 + 1{,}36 + D + G_{к.д} = 214{,}68 + 2{,}71;$$

$$D_Д + G_{К.Д} = 187{,}208 \ \ кг/с$$

24. Тепловой баланс деаэратора

$$D_{Д} \cdot h''_{д} + (D_1 + D_2 + D_3 + D_{упл}) \cdot h_{ПВД3}^{дрен.пара} + D_{сеп1} \cdot h''_{сеп1} \cdot \eta_{то} + G_{к.д} \cdot h_{ПНД4}^{вых} = (G_{п.в} + G_{ут}) \cdot h'_{д}$$

где $h''_{сеп1}$-энтальпия сухого насыщенного пара в сепараторе 1 ступени

$$D_Д \cdot 3010 + (9{,}190 + 8{,}610 + 9{,}692 + 1{,}33) \cdot 730{,}9 + 1{,}35 \cdot 2755 \cdot 0{,}98 + G_{к.д} \cdot 610$$

$$= (214{,}68 + 2{,}71) \cdot 668$$

$$4{,}835 \cdot D_Д + G_{К.Д} = 198{,}196$$

Из решения пп. 23 и 24 находим $D_{Д} = 2{,}865$ кг/с;$G_{К.Д} = 184{,}343 \ \ кг/с$

25. Расход пара на ПНД4

$$D_4 = \frac{G_{К.Д} \cdot (h_{ПНД4}^{вых} - h_{ПНД5}^{вых})}{(h_{ПНД4}^{пар} - h_{ПНД4}^{кон}) \cdot \eta_{то}}$$

Оцениваем энтальпию конденсата на входе в ПНД4 (с последующим уточнением) $h_{ПНД5}^{вых}$ = 515 кДж/кг

$$D_4 = \frac{184{,}343 \cdot (610 - 515)}{(2825 - 632) \cdot 0{,}98} = 8{,}148 \ \ кг/с \ \ (29{,}335 \ \ т/ч)$$

26. Расход пара на ПНД5

$$D_5 = \frac{(G_{К.Д} - D_4 - D_5) \cdot (h^{вых}_{ПНД5} - h^{вх}_{ПНД5})}{(h^{пар}_{ПНД5} - h^{кон}_{ПНД5}) \cdot \eta_{то}}$$

Оцениваем энтальпию конденсата на входе в ПНД5 (с последующим уточнением) $h_{с5}$ = 415 кДж/кг; тогда

$$D_5 = \frac{(184{,}343 - 8{,}148 - D_5) \cdot (514 - 415)}{(2720 - 535) \cdot 0{,}98};$$

$$D_5 = 7{,}786 \quad кг/с \quad (28{,}030 \quad т/ч)$$

Расход конденсата через ПНД5

$$G'_{К.Д} = G_{К.Д} - D_4 - D_5 = 184{,}343 - 8{,}148 - 7{,}786 = 168{,}409 \quad кг/с$$

27. Проверка принятого значения $h_{с4}$

$$h_{с4} = \frac{D'_{К.Д} \cdot h^{вых}_{ПНД5} + (D_4 + D_5) \cdot h^{кон}_{ПНД5}}{G_{К.Д}} = \frac{168{,}409 \quad \cdot \quad 514 + 15{,}934 \quad \cdot \quad 535}{184{,}348}$$
$$= 515{,}63 \quad кДж/кг$$

Что практически совпадает с ранее принятым значением (см. п. 25).

28. Оценка расхода пара в конденсатор

$$D_К = D_Т - (D_1 + D_2 + D_3 + D_{УПЛ} + D_Д + D_{пр} + D_4 + D_5 +$$

$$+D_{С.П1} + D_6 + D_{С.П2} + D_7 + D_{К.У} + D_{С.П} + D_{ЭЖ} + D_{С.ЭЖ})$$

$$D_К = 209 - (9{,}190 + 8{,}610 + 9{,}692 + 1{,}33 +$$

$$+2{,}865 + 89 + 8{,}148 + 7{,}786 + 18{,}90 + D_6 + 35{,}30 + D_7 + 0{,}011 + 1{,}795 + 0{,}654)$$

$$D_К = 15{,}719 - (D_6 + D_7) \quad кг/с$$

Этот поток пара определяет конденсационную мощность турбины.

29. Количество конденсата, проходящего через ПНД7

$$G'_К = D_К + D_7 + D_{К.У} + G_{ДОБ} + D_{С.П} + D_{ЭЖ} + D_{С.ЭЖ}$$

$$G_K^{'} = 15{,}719 + D_6 + 0{,}011 + 6{,}853 + 1{,}795 + 0{,}654 = (25{,}032 - D_6) \quad , кг/с$$

30. Расход пара на ПНД7

$$D_7 = \frac{G_K^{'} \cdot (h_{ПНД7}^{вых} - h_{с.п})}{(h_{ПНД7}^{пар} - h_{ПНД7}^{кон}) \cdot \eta_{то}} = \frac{(25{,}032 - D_6) \cdot (337 - 248)}{(2530 - 358) \cdot 0{,}98}$$

$$D_7 = 1{,}046 - 0{,}0418 \cdot D_6$$

31. Уравнение теплового баланса ПНД6

$$[D_6 \cdot (h_{пар.6} - h_{вод.6}) + D_{сеп2} \cdot (h_{сеп2}^{"} - h_{ПНД6}^{вых})] \quad \cdot \quad \eta_{то} = (G_K^{'} + D_{С.П1}) \cdot (h_в - h_{ПНД6}^{вх})$$

$$D_6 = \frac{(25{,}032 - D_6 + D_{С.П1}) \cdot (h_{ПНД6}^{вых} - h_{ПНД6}^{вх}) - D_{сеп2} \cdot \eta_{то} \cdot (h_{сп2}^{пар} - h_{ПНД6}^{вх})}{(h_{ПНД6}^{пар} - h_{ПНД6}^{дрен.пар}) \cdot \eta_{то}}$$

Оцениваем энтальпию конденсата на входе в ПНД6 $h_{ПНД6}^{вх} = 352 \quad кДж/кг$

$$D_6 = \frac{(25{,}032 - D_6 + 35{,}3) \cdot (407 - 352) - 0{,}184 \quad \cdot \quad 0{,}98(2687 - 352)}{(2600 - 428) \quad \cdot \quad 0{,}98}$$

$$D_6 = 1{,}326 \quad кг/с \quad (4{,}776 \quad т/ч)$$

32. Из п. 30 $D_7 = 1{,}046 - 0{,}055 = 0{,}990 \quad кг/с \quad (3{,}556 \quad т/ч)$

Из п. 29 $G_K^{'} = 25{,}032 - 1{,}326 = 23{,}705 \quad кг/с \quad (85{,}40 \quad т/ч)$

Из п. 28 $D_K = 15{,}719 - 2{,}316 = 13{,}403 \quad кг/с \quad (48{,}250 \quad т/ч)$

33. Уточнение ранее принятого значения $h_{с5}$

$$h_{с5} = \frac{D_{пр} \cdot h_{в.к} + D_{С.П1} \cdot h_{СП2}^{кон} + D_6 \cdot h_{ПНД6}^{кон} + (G_K^{'} + D_{С.П2}) \cdot h_{ПНД6}^{вых}}{D_K^{"}} =$$

$$= \frac{89 \quad \cdot \quad 419 + 18{,}9 \quad \cdot \quad 430 + 1{,}326 \quad \cdot \quad 428 + 59{,}006 \quad \cdot \quad 407}{168{,}409} = 415{,}660 \quad кДж/кг$$

что практически совпадает с данными п.26.

34. Уточнение ранее принятого значения h_{c6}

$$h_{c6} = \frac{D_{c.n2} \cdot h_{СП1}^{пар} + G_К^{'} \cdot h_{ПНД7}^{вых}}{G_К^{'} + D_{С.П2}} = \frac{35,3 \cdot 361 + 23,706 \cdot 337}{23,706 + 35,3} = 351,358 \ кДж/кг$$

что практически совпадает с данными п.31.

35. Проверка теплового баланса пара в турбине

$$D_Т = D_1 + D_2 + D_3 + D_{УПЛ} + D_Д + D_{пр} + D_4 + D_5 + D_6 + D_{С.П1} + D_7 + D_{С.П2} + D_К + D_{К.У} + D_{С.П} + D_{ЭЖ}$$

$$209 = 9,190 + 8,670 + 9692 + 1,33 + 2,865 + 89 + 8,148 + 7,786 +$$

$$+1,326 + 18,9 + 35,3 + 0,990 + 13,403 + 0,011 + 1,795 + 0,654$$

$209,0 \ кг/с = 209,0 \ кг/с$, т.е. имеем полное совпадение

36. Проверка материального баланса деаэратора:

$$G_{П.В} + D_{УТ} = G_{К.Д} + D_Д + D_{СЕП1} + D_{УПЛ} + D_1 + D_2 + D_3$$

$$214,68 + 2,717 = 184,343 + 2,865 + 1,36 + 1,33 + 9,190 + 8,610 + 9,62$$

$217,397 \approx 217,390$, имеем практически полное совпадение.

37. Внутренняя мощность турбины

$$N_h = \sum D_h \cdot h_h = 9,190 \cdot 310 + 8,610 \cdot 400 + 101,557 \cdot 490 + +8,148 \cdot 675 + 7,786 \cdot 780 + 20,226 \cdot 900 + + 36,29 \cdot 970 + 13,403 \cdot 1150 = 136,447 \cdot 10^3 \ кВт$$

38. Электрическая мощность турбогенератора

$$N_э = N_h \cdot \eta_{эм} = 136,447 \cdot 0,98 = 133,718 \ МВт$$

Небаланс мощности - $\Delta N_э = 1,282 \ МВт$, что составляет 0,95%

39. Уточнение расхода пара на турбину

$$+\Delta D_Т = k_{рег} \frac{\Delta N_э}{H_h \cdot \eta_{эм}} = 1,15 \frac{1,282 \cdot 10^3}{1150 \cdot 0,98} = 1,3 \ кг/с \ (4,68 \ т/ч)$$

40. Уточнение расхода пара на турбину

$$D_Т^{'} = D_Т + \Delta D_Т = 209 + 1,3 = 210,3 \ кг/с \ (756 \ т/ч)$$

41. Уточнение значения коэффициента регенерации

$$k'_{рег} = \frac{D'_T}{\frac{N_э}{H_h \cdot \eta_{эм}} + y_{пр} \cdot D_{ПР} + y_{от1} \cdot D_{с.п1} + y_{от2} \cdot D_{с.п2}} = \frac{210{,}3}{181{,}73} = 1{,}157$$

Если отклонение мощности от принятой для расчета схемы превышает заданную точность (>2%), то производят перерасчет схемы на уточненный расход D'_T. При этом все расчетные формулы для определения отдельных потоков пара не изменяют, а при отклонении мощности менее чем на 7% не перестраивают процесс расширения пара в турбине. В этом случае остаются неизменными и параметры основных точек схемы. При расчете схемы для режимов, существенно отличающихся от номинального, необходимо проводить детальный расчет расширения пара в турбине с использованием формулы Флюгеля и исходных заводских данных.

5. Пример расчета тепловой схемы станции с турбинами Т-100-130

Задание: рассчитать тепловую схему турбоустановки Т-100-130 при трехступенчатом подогреве сетевой воды при номинальной тепловой нагрузке.

Исходные данные:

1. Тепловая мощность блока (турбина + пиковый водогрейный котёл) при расчетной температуре наружного воздуха $Q_m^{макс} = 350 \ \ МВт$
2. Коэффициент теплофикации (с учётом работы встроенного теплофикационного пучка) $\alpha_m = 0{,}571$
3. Расход сетевой воды $G_{с.в} = 1000 \ \ кг/с \ \ (3600 \ \ т/ч)$
4. Температура сетевой воды в обратной магистрали $\tau_{о.с} = 56 \ \ °C$
5. Параметры пара перед турбиной: $p_0 = 12{,}75$ МПа, $t_0 = 565 \ \ °C$
6. Внутренние относительные к.п.д. турбины по отсекам: $\eta_{oi}^{ч.в.д} = 0{,}8$, $\eta_{oi}^{ч.с.д} = 0{,}84$, $\eta_{oi}^{ч.н.д} = 0$

При режиме трехступенчатого подогрева ЦНД турбины работает в неблагоприятном режиме: малый расход пара при повышенном давлении в конденсаторе. При этом потеря на трение и вентиляцию в ЦНД оказывается столь значительной, что $\eta_{oi}^{ч.н.д}$может оказаться отрицательным (цилиндр низкого давления работает в тормозном режиме). Принимаем $\eta_{oi}^{ч.н.д} = 0$.

7. Коэффициент полезного действия подогревателей $\eta_{то} = 0{,}98$
8. Электромеханический к.п.д. турбогенератора $\eta_{эм} = 0{,}98$
9. Давления пара в нерегулируемых отборах принять по заводским данным в режиме номинальных тепловой и электрической нагрузок турбины.
10. Потерями давления пара в регенеративных подогревателях пренебречь.
11. Давление в деаэраторе $p_д = 0{,}588 \ \ МПа$.
12. Нагрев конденсата турбины в сальниковом и эжекторном подогревателях$\Delta t_{с.п+эж} = 5 \ \ °C$
13. Внутристанционными потерями пара, конденсата и продувочной воды (для упрощения расчета) пренебречь.

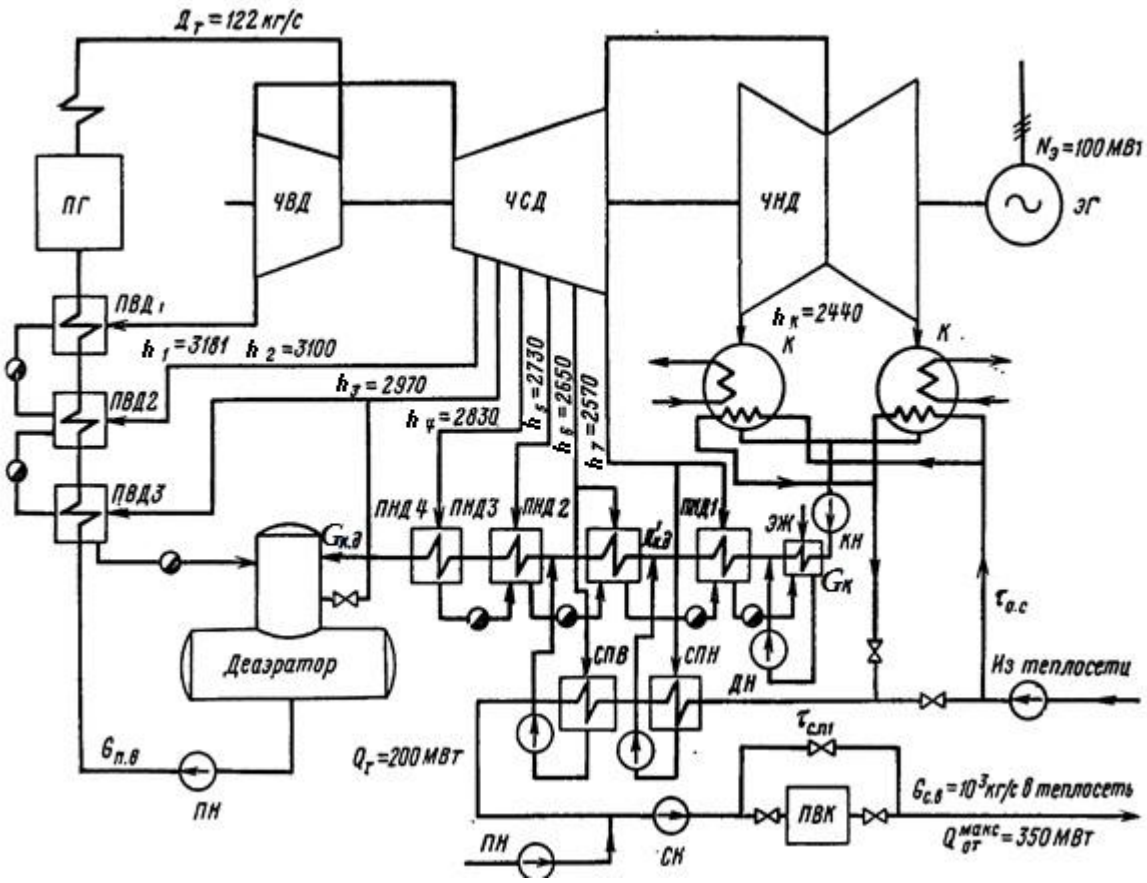


Рис. 5. Принципиальная схема турбоустановки Т-100-130

где ПГ – парогенератор; ПВД 1,2,3 – подогреватель высокого давления 1,2,3 ступени; ПНД 1,2,3,4 – подогреватель низкого давления 1,2,3,4 ступени отбора; СПВ, СПН – сетевой подогреватель; ПВК – пиковый водогрейный котел; ЭЖ – эжектор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; К – конденсатор; ДН – дренажный насос; СН – сетевой насос; ЭГ – электрогенератор; ЧВД, ЧСД, ЧНД – части высокого, среднего, низкого давления.

Наиболее трудоёмким элементом теплового расчета схемы турбоустановки с тремя ступенями сетевой воды (при одном регулирующем органе) является нахождение давлений пара в теплофикационных отборах, а также распределение тепловых нагрузок по ступеням подогрева. Эти показатели могут быть определены только графоаналитическим методом или методом последовательных приближений при совместном решении уравнений теплового баланса встроенного пучка и сетевых подогревателей, а также уравнения Флюгеля для промежуточного отсека:

$$Q_{В.П} = G_{С.В} \cdot c_p \cdot (\tau_{С.П1} - \tau_{О.С})$$

$$Q_{с.п.н} = \varepsilon_{с.п.н} \cdot G_{с.в} \cdot c_p (t^{н}_{с.п.н} - \tau_{с.п1})$$

$$Q_{с.п.в} = \varepsilon_{с.п.в} \cdot G_{с.в} \cdot c_p (t^{н}_{с.п.в} - \tau_{с.п2})$$

$$p_{отб6}^{абс} = \sqrt{\frac{D_{П.О}^2}{k_2^2} + p_{отб7}^2}$$

где $Q_{в.п}$,$Q_{с.п.н}$,$Q_{с.п.в}$ - тепловая нагрузка соответственно встроенного теплофикационного пучка, нижнего и верхнего сетевых подогревателей;

$\varepsilon_{с.п.н}, \varepsilon_{с.п.в}$-удельная безразмерная тепловая характеристика соответственно нижнего и верхнего сетевых подогревателей;

$G_{с.в}c_p$-тепловой эквивалент сетевой воды, равный произведению расхода воды на её теплоемкость;

$\tau_{с.п1}, \tau_{с.п2}$-температура сетевой воды соответственно перед нижним и верхним сетевыми подогревателями;

$t_{с.п.н}^{н}, t_{с.п.в}^{н}$-температура насыщения, греющего пара соответственно в нижнем и верхнем сетевых подогревателях;

$p_{отб6}^{абс}$-абсолютное давление пара в верхнем теплофикационном отборе (отбор 6);

$D_{П.О}$ - расход пара через промежуточный отсек;

k_2 - пропускная способность промежуточного отсека

$p_{отб7}$-абсолютное давление в нижнем теплофикационном отборе (отбор 7).

Учитывая, что теплофикационная мощность турбины равна сумме мощностей теплофикационных отборов и встроенного пучка ($Q_{от} = Q_{с.п.в} + Q_{с.п.н} + Q_{в.п}$), уравнения можно представить в обобщенном виде

$$t_{с.п.в}^{н} = \frac{Q_{от}}{\varepsilon_{с.п.в}G_{с.в}c_p} - \varepsilon_{с.п.н}\left(\frac{1}{\varepsilon_{с.п.в}} - 1\right) \cdot \left(t_{с.п.н}^{н} - \tau_{о.с}\right) - \left(1 - \varepsilon_{с.п.н}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_{с.п.в}} - 1\right) \cdot \frac{Q_{В.П}}{G_{С.В}c_p} + \tau_{о.с}$$

Предварительно задаваясь давлением пара в нижнем сетевом подогревателе и, таким образом, зная температуру насыщения пара, можно найти температуру насыщения пара в верхнем сетевом подогревателе $t_{с.п.в}^{н}$и, следовательно, его давление. В процессе решения давления в камерах отборов принимаются таким образом, чтобы они одновременно удовлетворяли уравнениям $p_{отб6}^{абс}$ и $t_{с.п.в}^{н}$. Наиболее надежным и быстрым способом решения задачи является графоаналитический метод. Ниже излагается последовательность расчёта.

1. Теплофикационная мощность турбины

$$Q_{от} = Q_{от}^{макс} \cdot \alpha_{от} = 350 \cdot 0{,}571 = 200 \ МВт$$

2. Задаемся давлением в нижнем сетевом подогревателе

$$p_{с.п.н} = 0,1 \quad МПа$$

3. Температура насыщения пара в нижнем сетевом подогревателе (по таблицам свойств воды и водяного пара) $t^{н}_{с.п.н} = 99,4 \quad ℃$

4. Тепловая нагрузка встроенного пучка (при отсутствии сброса теплоты в конденсатор из различных источников) $Q_{\text{в.п}} = Q_{\text{от}} - \sum Q^{\text{ном}}_{\text{отб}}; \sum Q^{ном}_{отб} = 186 \quad МВт$, (по паспортным данным турбины Т-100-130), что эквивалентно суммарному отбору пара 86 кг/с (310 т/ч). Следовательно,

$$Q_{в.п} = 200 - 186 = 14 \quad МВт$$

5. Расход пара в конденсаторе (разность энтальпий пара и конденсата во встроенном пучке турбины Т-100-130 можно принимать $\Delta h_к = 2200 \quad кДж/кг$)

$$D_к = \frac{Q_{в.п}}{\Delta h_к} = \frac{14 \cdot 10^3}{2200} = 6,36 \quad кг/с \quad (22,9 \quad т/ч)$$

6. Температура сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем

$$\tau_{с.п1} = \tau_{о.с} + \frac{Q_{в.п}}{G_{с.в} \cdot c_p} = 56 + \frac{14}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 59,3 \quad ℃$$

7. Удельные безразмерные тепловые характеристики нижнего и верхнего сетевых подогревателей

$$\varepsilon_{с.п.н} = 1 - \frac{1}{e^{\Phi_Н/\sqrt{G_{с.в} \cdot c_p}}} = 1 - \frac{1}{e^{3420/\sqrt{10^3 \cdot 4190}}} = 0,812$$

$$\varepsilon_{с.п.в} = 1 - \frac{1}{e^{\Phi_В/\sqrt{G_{с.в} \cdot c_p}}} = 1 - \frac{1}{e^{3830/\sqrt{10^3 \cdot 4190}}} = 0,846$$

где $\Phi_{\text{Н}} = 3420 \quad (\text{кВт/град})^{0,5}$; $\Phi_В = 3830 \quad (кВт/град)^{0,5}$- параметры соответственно нижнего и верхнего сетевых подогревателей.

8. Тепловые нагрузки сетевых подогревателей

$$Q_{с.п.н} = 0,812 \cdot 4,19 \cdot 10^3 (99,4 - 59,3) = 136 \quad МВт$$

$$Q_{с.п.в} = Q_{ОТБ} - Q_{с.п.н} = 186 - 136 = 50 \quad МВт$$

9. Расходы пара в подогревателях

$$D_{с.п.н} = \frac{Q_{с.п.н}}{q_{с.п.н} \cdot \eta_{то}} = \frac{136 \cdot 10^3}{2200 \cdot 0{,}98} = 63{,}2 \ \ кг/с \ \ (227 \ \ т/ч)$$

$$D_{с.п.в} = \frac{Q_{с.п.в}}{q_{с.п.в} \cdot \eta_{то}} = \frac{50 \cdot 10^3}{2200 \cdot 0{,}98} = 23{,}2 \ \ кг/с \ \ (83{,}5 \ \ т/ч)$$

Теплоту конденсации пара в подогревателях можно принимать в расчетах равной

$$q_{с.п.н} = q_{с.п.в} = 2200 \ \ кДж/кг$$

10. Температура насыщения пара в верхнем сетевом подогревателе

$$t^{н}_{с.п.в} = \frac{200 \cdot 10^6}{0{,}846 \cdot 4{,}19 \cdot 10^3 \cdot 1000} - 0{,}812 \cdot (\frac{1}{0{,}846} - 1) \cdot (99{,}4 - 56) - (1 - 0{,}812) \cdot (\frac{1}{0{,}846} - 1) \cdot \frac{14 \cdot 10^6}{4{,}19 \cdot 10^3 \cdot 1000} + 56 = 106{,}25 \ \ °C$$

11. Давление пара в верхнем подогревателе (по таблицам свойств воды и водяного пара)

$$p_{с.п.в} = 0{,}126 \ \ МПа$$

12. Давление пара в отборах

$$p_{отб7} = p_{с.п.н} + b_н \cdot \frac{D^2_{с.п.н}}{p_{с.п.н}}; \quad p_{отб6} = p_{с.п.в} + b_в \cdot \frac{D^2_{с.п.в}}{p_{с.п.в}} + c_в$$

где $b_н, b_в \ \ и \ \ c_в$ - постоянные коэффициенты

По опытным данным $b_н = 0{,}765 \cdot 10^{-13}$ МПа $\cdot$ ч/кг^2; $b_в = 3{,}06 \cdot 10^{-13}$ МПа $\cdot$ ч/кг^2; $c_в = 0{,}00166 \ \ МПа$;

$$p_{отб7} = 0{,}1 + 0{,}765 \cdot 10^{-13} \frac{(227 \cdot 10^3)^2}{0{,}1} = 0{,}1039 \ \ МПа$$

$$p_{отб6} = 0{,}126 + 3{,}06 \cdot 10^{-13} \frac{(83{,}5 \cdot 10^3)^2}{0{,}126} + 0{,}0016 = 0{,}144 \ \ МПа$$

13. Расход пара через промежуточный отсек

$$D_{п.о} = D_7 + D_к + D_{с.п.н}$$

Принимаем расход пара в регенеративном ПНД1 $D_7 = 0$. Тогда

$$D_{п.о} = 22{,}9 + 227 = 249{,}9 \quad т/ч$$

14. Абсолютное давление в верхнем отборе

$$p_{отб6}^{абс} = \sqrt{\frac{D_{п.о}^2}{k_2^2} + p_{отб7}^2}$$

где k_2 - пропускная способность промежуточного отсека

$$p_{отб6}^{абс} = \sqrt{(\frac{250 \cdot 10^3}{195 \cdot 10^4})^2 + 0{,}1039^2} = 0{,}164 \quad МПа$$

Полученное значение $p_{\text{отб6}}^{\text{абс}}$ не совпадает с ранее найденным значением $p_{отб6}$ в п.12.

15. Задаемся другими двумя значениями давления пара в нижнем сетевом подогревателе $p_{\text{с.п.н}} = 0{,}08$ МПа и $p_{с.п.н} = 0{,}06$ *МПа*, проводим аналогичные расчеты и результаты сводим в таблицу

16. На основании таблицы строим график $p_{\text{отб6}}^{\text{абс}} = f(p_{\text{с.п.н}}); p_{\text{отб6}} = \psi(p_{\text{с.п.н}}); p_{\text{отб7}} = \psi(p_{\text{с.п.н}})$,а также графики $D_{\text{с.п.н}} = F(p_{\text{с.п.н}})$ и $D_{с.п.в} = x(p_{с.п.н})$

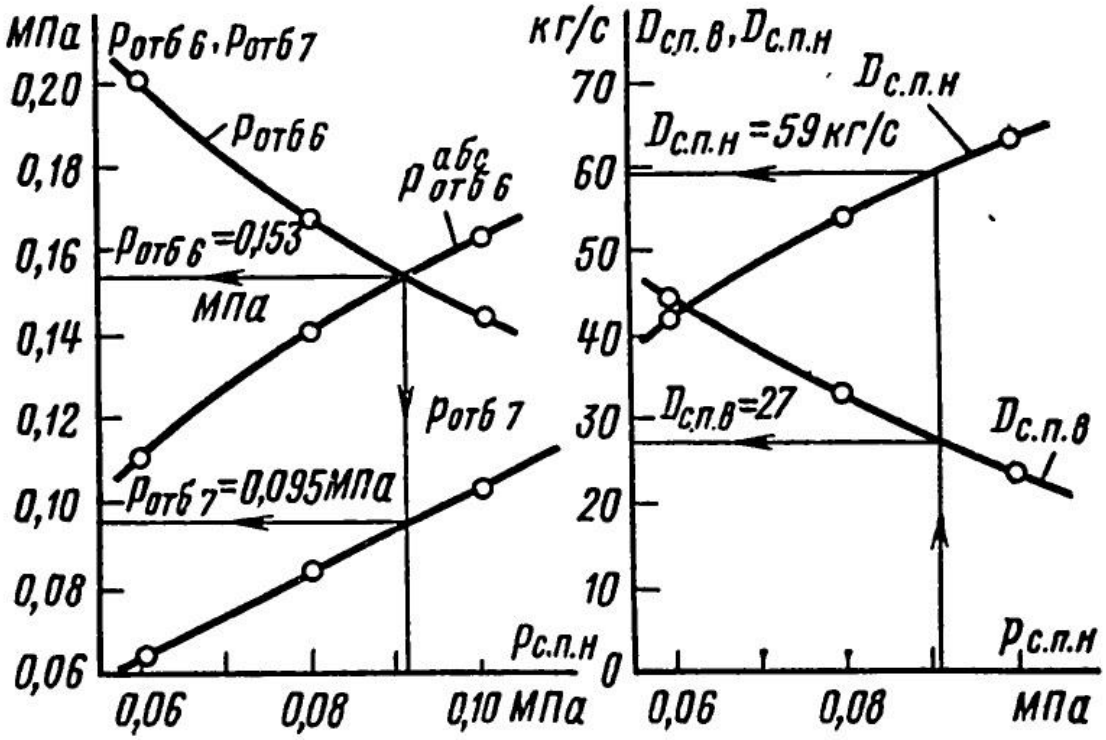


Рис. 6. Графики зависимостей $p_{\text{отб}}^{\text{абс}} = f(p_{\text{с.п.н}}), D_{\text{с.п.н}} = F(p_{\text{с.п.н}}), D_{с.п.в} = x(p_{с.п.н})$

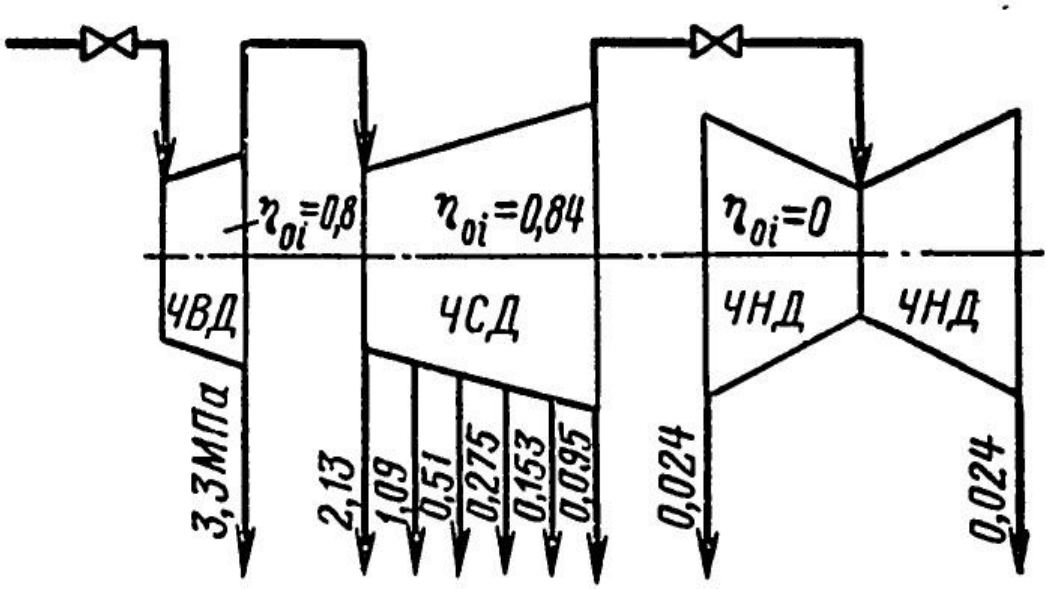


Рис. 7. Схема отборов пара

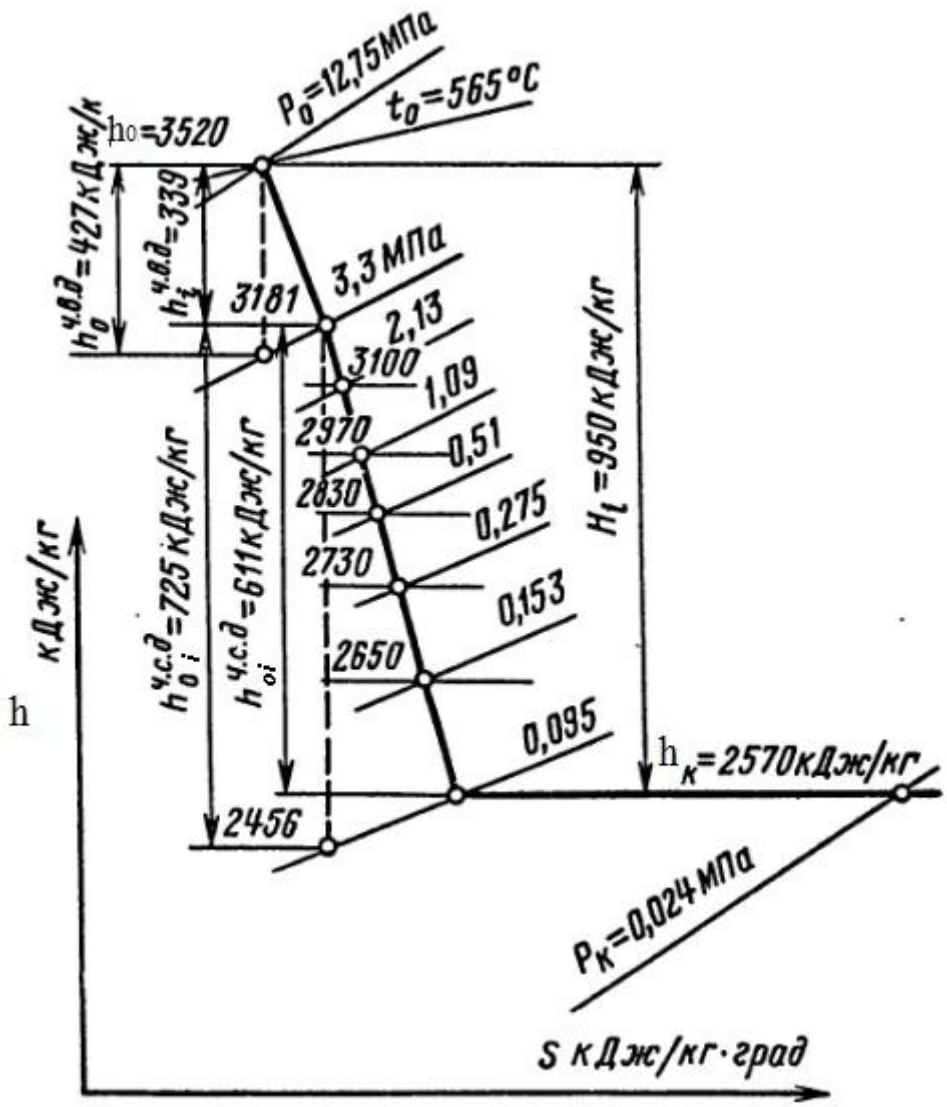


Рис. 8. Диаграмма рабочего процесса турбины в h, s-диаграмме

Из графиков находим $p_{\text{отб6}} = 0{,}153$ МПа; $p_{отб7} = 0{,}095$ *МПа*;

$D_{\text{с.п.в}} = 27$ кг/с; $D_{с.п.н} = 59$ *кг/с*

17. Давление в конденсаторе определяется температурой сетевой воды на выходе из встроенного пучка и недогревом её до температуры насыщения пара.

Таблица 2 Результаты расчёта параметров отопительных отборов

$p_{\text{с.п.ш}}$, МПа	$t^{\text{н}}_{\text{с.п.н}}$, °С	$Q_{\text{в.п}}$, МВт	$Q_{\text{с.п.н}}$, МВт	$Q_{\text{с.п.в}}$, МВт	$t^{\text{н}}_{\text{с.п.в}}$, °С	$p_{\text{с.п.в}}$, МПа	$D_{\text{с.п.н}}$, кг/с	$D_{\text{с.п.в}}$, кг/с	$p_{\text{отб7}}$, МПа	$p_{\text{отб6}}$, МПа	$p^{\text{абс}}_{\text{отб6}}$, МПа
0,1	99,4	14	136	50	106,25	0,126	63,2	23,2	0,1039	0,144	0,164
0,08	93,48	14	116	70	107,11	0,135	54,0	32,4	0,0836	0,167	0,140
0,06	85,9	14	91	95	108,22	0,145	42,2	44,2	0,0629	0,200	0,110

Таблица 3 Результаты расчета параметров отопительных приборов, параметры пара, конденсата, воды в характерных точках схемы турбоустановки

Точка схемы	Давление пара, МПа	Температура насыщенного пара, °С	Энтальпия пара, кДж/кг	Энтальпия конденсата, кДж/кг	Использованный теплоперепад кДж/кг	Энтальпия воды	
						перед подогревателем, кДж/кг	за подогревателем, кДж/кг
Начальная точка	12,75	329,3	3520	1515	—	—	—
*ПВД*1	3,3	236,26	3181	1030	339	902	1015
*ПВД*2	2,13	215,5	3100	925	420	760	902
*ПВД*3	1,09	183,6	2970	780	550	$666 + \Delta t_{\text{п.в}}$	760
Деаэратор	0,588	158,0	2970	666	550	625	666
*ПНД*4	0,51	153,0	2830	645	690	529	625
*ПНД*3	0,275	130,5	2730	549	790	$t_{\text{см1}}$	529
*ПНД*2	0,153	111,9	2650	470	870	$t_{\text{см2}}$	450
*ПНД*1	0,095	98,23	2570	411	950	$t_{\text{см3}}$	390
Эжектор	—	—	—	—	—	269	290
СПН	0,095	98,23	2570	411	950	248	376
СПВ	0,153	111,9	2650	470	870	376	435
Конденсатор	0,0240	64,3	2440	269	950	235,5	248

Принимаем $\theta = 5 \ \ °C$. Тогда

$$t_к^н = \tau_{с.п1} + \theta = 59{,}3 + 5 = 64{,}3 \ \ °C$$

Этой температуре соответствует давление насыщенного пара $p_к = 0{,}024 \ \ МПа$.

18. По заводским данным значений давлений в нерегулируемых отборах пара при номинальном режиме работы, по найденным $p_{отб6}, p_{отб7} \ \ и \ \ p_к$ с учетом заданных значений к.п.д. по отсекам турбины строим рабочий процесс турбины в h, s-диаграмме.

При режиме трехступенчатого подогрева расход пара на турбину однозначно определяется режимом тепловой нагрузки.

Расход пара через отсек турбины перед шестым (теплофикационным) отбором $D_{\text{ч.с.д}}$ равен расходу пара через переключаемый отсек $D_{\text{п.о}}$ плюс $D_{\text{с.п.в}}$ и плюс расход пара в регенеративный подогреватель низкого давления ПНД2 D_6 (принимаем 1,3 кг/с) $D_{\text{ч.с.д}} = D_{\text{п.о}} + D_{\text{с.п.в}} + D_6$. С другой стороны, $D_{ч.с.д} = f(D_m, P_{отб6})$

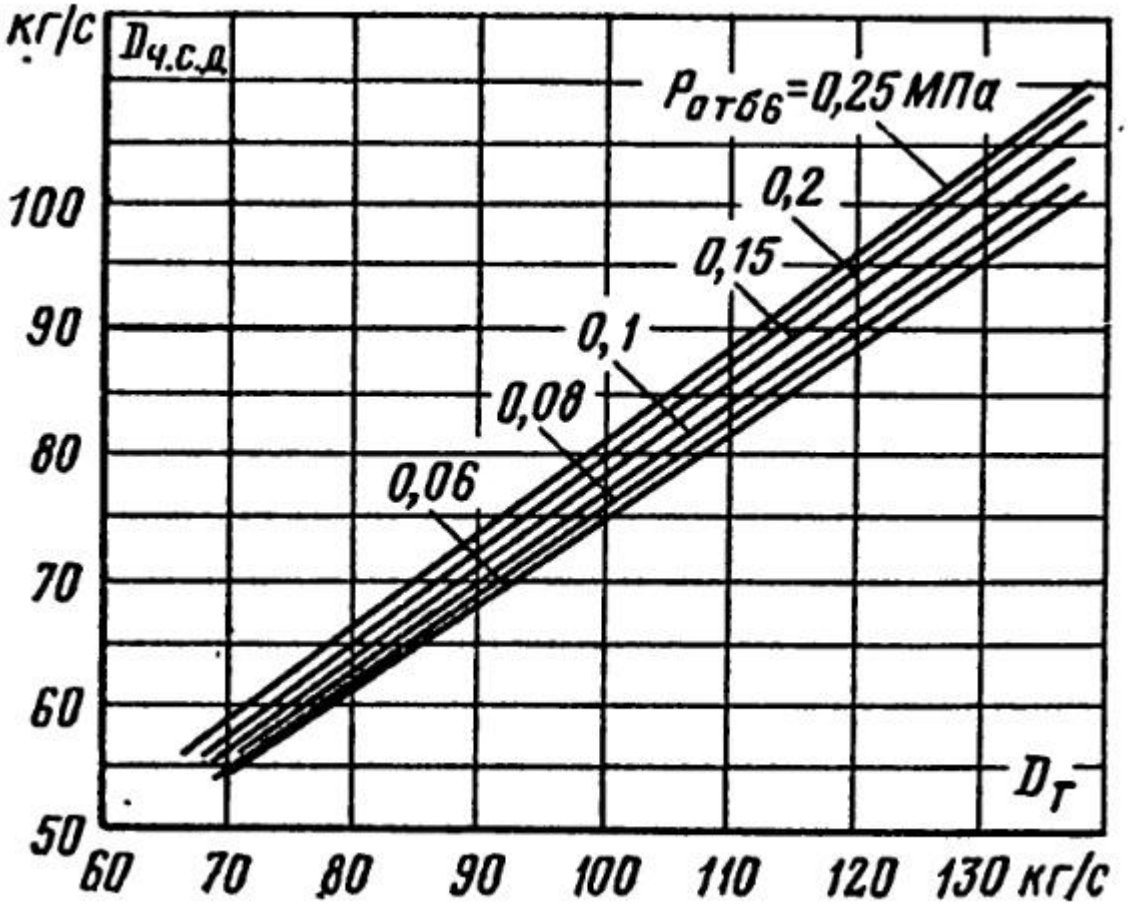


Рис. 10. График зависимости $D_{ч.с.д} = f(D_т, P_{отб6})$

$D_{\text{ч.с.д}} = 69{,}5 + 23{,}2 + 1{,}3 = 93{,}7$ кг/с и $p_{\text{отб6}} = 0{,}144$ МПа находим $D_т = 122$ *кг/с*.

5.1 Расчёт подогревателей высокого давления

21. Расход пара на ПВД1

$$G_{п.в} = D_т = 122 \quad кг/с$$

$$D_1 = \frac{G_{п.в} \cdot (h^{вых}_{ПВД1} - h^{вх}_{ПВД1})}{(h^{пар}_{ПВД1} - h^{кон}_{ПВД1}) \cdot \eta_{то}} = \frac{122 \cdot (1015 - 902)}{(3181 - 1030) \cdot 0{,}98} = 6{,}56 \quad кг/с \quad (23{,}6 \quad т/ч)$$

22. Расход пара на ПВД2

$$D_2 = \frac{G_{п.в} \cdot (h^{вых}_{ПВД2} - h^{вх}_{ПВД2}) - D_1 \cdot (h^{кон}_{ПВД1} - h^{кон}_{ПВД2}) \cdot \eta_{то}}{(h^{пар}_{ПВД2} - h^{кон}_{ПВД2}) \cdot \eta_{то}} =$$

$$= \frac{122(902 - 760) - 6{,}56(1030 - 925)0{,}98}{(3100 - 925)0{,}98} = 7{,}8 \quad кг/с \quad (28{,}0 \quad т/ч)$$

23. Повышение энтальпии воды в питательном насосе

$$\Delta h_{п.в} = \frac{\Delta p_{р.н} \cdot v_{ср}}{\eta_{\ н}}$$

где $v_{ср}$ - средний удельный объем воды в насосе;
$\Delta p_{р.н}$- перепад давлений воды в насосе;
$\eta_{\ н}$- к.п.д. насоса.

$$\Delta p_{р.н} = (p_б - p_д + 0{,}1) = 13{,}72 - 0{,}588 + 0{,}1 = 13{,}23 \quad МПа$$

где $p_б$ - давление в барабане парогенератора;
$p_д$ - давление в деаэраторе.

$$\Delta h_{п.н} = \frac{13{,}23 \quad \cdot \quad 10^3 \quad \cdot \quad 0{,}00109}{0{,}75} = 19{,}3 \quad кДж/кг$$

24. Энтальпия питательной воды за насосом (на входе в ПВД3)

$$h_{П.Н} = h_д + \Delta h_{п.н} = 666 + 19{,}3 = 685{,}3 \quad кДж/кг$$

25. Расход пара на ПВД3

$$D_3 = \frac{G_{П.В} \cdot (h^{вх}_{ПНД2} - h_{П.Н}) - (D_1 + D_2) \quad \cdot \quad (h^{кон}_{ПВД2} - h^{кон}_{ПВД3}) \cdot \eta_{ТО}}{(h^{пар}_{ПВД3} - h^{кон}_{ПВД3}) \cdot \eta_{ТО}} =$$

$$= \frac{122 \cdot (760 - 685{,}3) - (6{,}56 + 7{,}8) \cdot (925 - 780) \cdot 0{,}98}{(2970 - 780) \cdot 0{,}98} = 8{,}3 \quad кг/с \quad (11{,}86 \quad т/ч)$$

26. Материальный баланс деаэратора

$$G_{п.в} = D_1 + D_2 + D_3 + D_Д + G_{К.Д}$$

$$122 = 6{,}56 + 7{,}8 + 3{,}3 + D_Д + G_{К.Д}$$

$$104{,}34 = D_Д + G_{К.Д}$$

27. Тепловой баланс деаэратора

$$G_{п.в} \cdot h_{Д}^{вых} = (D_1 + D_2 + D_3) \cdot h_{Д}^{кон} + D_{Д} \cdot h_{ПВД3}^{пар} \cdot \eta_{то} + G_{К.Д} \cdot h_{ПНД4}^{вых}$$

$$122 \cdot 666 = 17{,}66 \cdot 780 + D_{Д} \cdot 2970 \cdot 0{,}98 + G_{К.Д} \cdot 625$$

$$81300 = 13750 + 2970 \cdot D_{Д} + 625 \cdot G_{К.Д}$$

$$108{,}2 = 4{,}65 \cdot D_{Д} + G_{К.Д}$$

28. Из совместного решения уравнений материального и теплового баланса деаэратора находим:

$$D_{Д} = 1{,}057 \ \ кг/с \ \ (3{,}81 \ \ т/ч)$$

$$G_{К.Д} = 103{,}283 \ \ кг/с \ \ (372 \ \ т/ч)$$

5.2 Расчет подогревателей низкого давления

29. Расход пара на ПНД4

$$D_4 = \frac{G_{К.Д} \cdot (h_{ПНД4}^{вых} - h_{ПНД4}^{вх})}{(h_{ПНД4}^{пар} - h_{ПНД4}^{кон}) \cdot \eta_{то}} = \frac{103{,}283 \cdot (625 - 529)}{(2830 - 645) \cdot 0{,}98} = 4{,}64 \ \ кг/с \ \ (16{,}65 \ \ т/ч)$$

30. Расход пара на ПНД3

$$D_5 = \frac{G_{К.Д} \cdot (h_{ПНД3}^{вых} - h_{см1}) - D_4 \cdot (h_{ПНД4}^{кон} - h_{ПНД3}^{кон}) \cdot \eta_{то}}{(h_{ПНД3}^{пар} - h_{ПНД3}^{кон}) \cdot \eta_{то}}$$

Предварительно оцениваем энтальпию смеси конденсата перед ПНД3 $h_{см1} = 455 \ \ кДж/кг$, тогда

$$D_5 = \frac{103{,}283 \cdot (529 - 455) - 4{,}64 \cdot (645 - 549) \cdot 0{,}98}{(2730 - 549) \cdot 0{,}98} = 3{,}37 \ \ кг/с \ \ (12{,}12 \ \ т/ч)$$

31. Расход пара на ПНД2

$$D_{П6} = \frac{G'_{К.Д} \cdot (h^{вых}_{ПНД2} - h_{см2}) - (D_4 + D_3) \quad \cdot \quad (h^{кон}_{ПНД3} - h^{кон}_{ПНД2}) \cdot \eta_{то}}{(h^{пар}_{ПНД2} - h^{кон}_{ПНД2}) \cdot \eta_{то}}$$

Предварительно оцениваем энтальпию смеси конденсата перед ПНД2 (с последующим уточнением):

$$h_{см2} = 405 \quad кДж/кг; \quad G'_{К.Д} = G_{К.Д} - D_{С.П.В} = 103{,}28 - 27 = 76{,}28 \quad кг/с$$

$$D_{П6} = \frac{76{,}28 \cdot (450 - 405) - (4{,}64 + 3{,}37) \quad \cdot \quad (549 - 470) \cdot 0{,}98}{(2650 - 470) \cdot 0{,}98}$$
$$= 1{,}32 \quad кг/с \quad (4{,}75 \quad т/ч)$$

Этот расход совпадает с ранее принятым

32. Расход пара на ПНД1 был принят равным нулю: $D_{П7} = 0$

33. Уточнение расхода пара в конденсатор

$$D_К = D_Т - (\sum D_{П.В.Д} + \sum D_{П.Н.Д} + D_{С.П.Н} + D_{С.П.В})$$

$$D_К = 122 - (6{,}56 + 7{,}80 + 3{,}3 + 1{,}06 + 4{,}64 + 3{,}37 + 1{,}32 + 59 + 27)$$
$$= 7{,}95 \quad кг/с \quad (28{,}6 \quad т/ч)$$

34. Уточнение ранее принятых значений величин. Тепловая нагрузка встроенного пучка

$$Q_{в.п} = D_к \cdot (h^{пар}_{конден} - h^{кон}_{конден}) \cdot 0{,}98 = 7{,}95 \cdot (2440 - 269) \quad \cdot \quad 0{,}98 = 16{,}85 \quad кВт$$

Температура сетевой воды за встроенным пучком

$$\tau_{с.п1} = \tau_{о.с} + \frac{Q_{в.п}}{G_{с.в} \cdot c_p} = 56 + \frac{16{,}85}{1000 \quad \cdot \quad 4{,}19} = 60 \quad °C$$

Расхождение с ранее определенной температурой сетевой воды составляет $0{,}7 \quad °C$, что допустимо (см. п. 6)

Энтальпия смеси конденсата перед ПНД2

$$h_{см2} = \frac{D_К \cdot h^{вых}_{эж} + (D_4 + D_5 + D_{П6}) \cdot h^{кон}_{СПВ} + D_{с.п.н} \cdot h^{кон}_{СПН}}{G'_{К.Д}} =$$
$$= \frac{7{,}95 \quad \cdot \quad 290 + 9{,}33 \quad \cdot \quad 470 + 59 \quad \cdot \quad 411}{76{,}28} = 406 \quad кДж/кг$$

Расхождение с ранее принятым: 406 - 405 = 1,0 кДж/кг, что допустимо

35. Электрическая мощность турбины

$$N_Э = (\sum h_i \cdot D_i) \cdot \eta_{эм}$$

Пользуясь данными расчета и таблицы, находим:

$$N_Э = 0{,}98\ [6{,}56\ \cdot\ 339 + 7{,}8\ \cdot\ 420 + (3{,}3 + 1{,}057)550 + 4{,}64\ \cdot\ 690 + 3{,}37\ \cdot\ 790 + (27 + 1{,}32)870 + 59\ \cdot\ 950 + 7{,}95\ \cdot\ 950] \approx \approx 0{,}98\ \cdot\ 10{,}2\ \cdot\ 10^3 \approx 100\ \ тыс.кВт$$

Если расхождение температуры сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем (п.6) отличается более чем на 2 % от температуры сетевой воды за встроенным пучком (п.34), то производят перерасчет схемы на уточнение ранее принятых значений величин. Принятая энтальпия смеси конденсата перед ПНД2 (п.31) не должна отличаться от уточнения данной величины (п.34) более чем на 2 %.

Вопросы для самопроверки

1) Какие исходные данные необходимы для того, чтобы рассчитать тепловую схему турбоустановки?
2) Как осуществляется подготовка питательной воды?
3) От чего зависит количество вторичного пара, которое может быть сконденсировано в испарительной установке?
4) Чем определяются потери воды с непрерывной продувкой котлов?
5) Классификация паровых турбин, применяемых на ТЭС
6) Что представляет собой регенеративная тепловая схема?
7) Какие основные методы расчета тепловой схемы используются?
8) Каковы основные принципы составления тепловой схемы?
9) Для чего производится продувка котельного агрегата?
10) Каковы основные этапы расчета тепловой схемы?
11) Что собой представляет деаэратор, его функции и классификация?
12) На что повлияет увеличение количества ступеней в испарительной установке?
13) Какие способы отпуска тепловой энергии существуют?
14) Что собой представляет паропреобразователь и зачем он нужен?
15) РОУ что из себя представляет и зачем используется?

Список литературы

1. Промышленные тепловые электростанции. Соколова Е.Я. Второе издание, переработанное. Москва, Энергия, 1979, 80 - 94 с.
2. Автоматизация крупных тепловых электростанций. Под общей редакцией М. П. Шальмана, М., «Энергия», 1974. 240 с.
3. Андрющенко А. И., Змачинский А. В., Понятов В. А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС. М., «Высшая школа», 1974. 280 с.
4. Баженов М. И., Богородский А. С. Методическое пособие по составлению и расчёту тепловой схемы паротурбинной электростанции. М., Изд-во МЭИ, 1963. 80с.
5. Белосельский Б.С., Покровский В.Н. Сернистые мазуты в энергетике. М., «Энергия», 1969. 327 с.
6. Виноградов Ю.И., Векштейн Л.М., Соболь И.Д. Промышленное теплоснабжение. Киев, «Техника», 1975. 255 с.
7. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. М., «Машиностроение», 1972. 672 с.
8. Кендысь П.Н Теплоэнергетические установки электростанции. Л., Изд-во Ленинградского университета, 1975. 280 с.
9. Купцов И.П., Иоффе Ю.Р. Проектирование и строительство тепловых электростанций. «Энергия», 1972. 344 с.
10. Магнитогидродинамический метод получения электроэнергии. Под редакцией В. А. Кириллина, А.Е. Шейндлина. М., «Энергия», 1968. 150 с.

Приложения

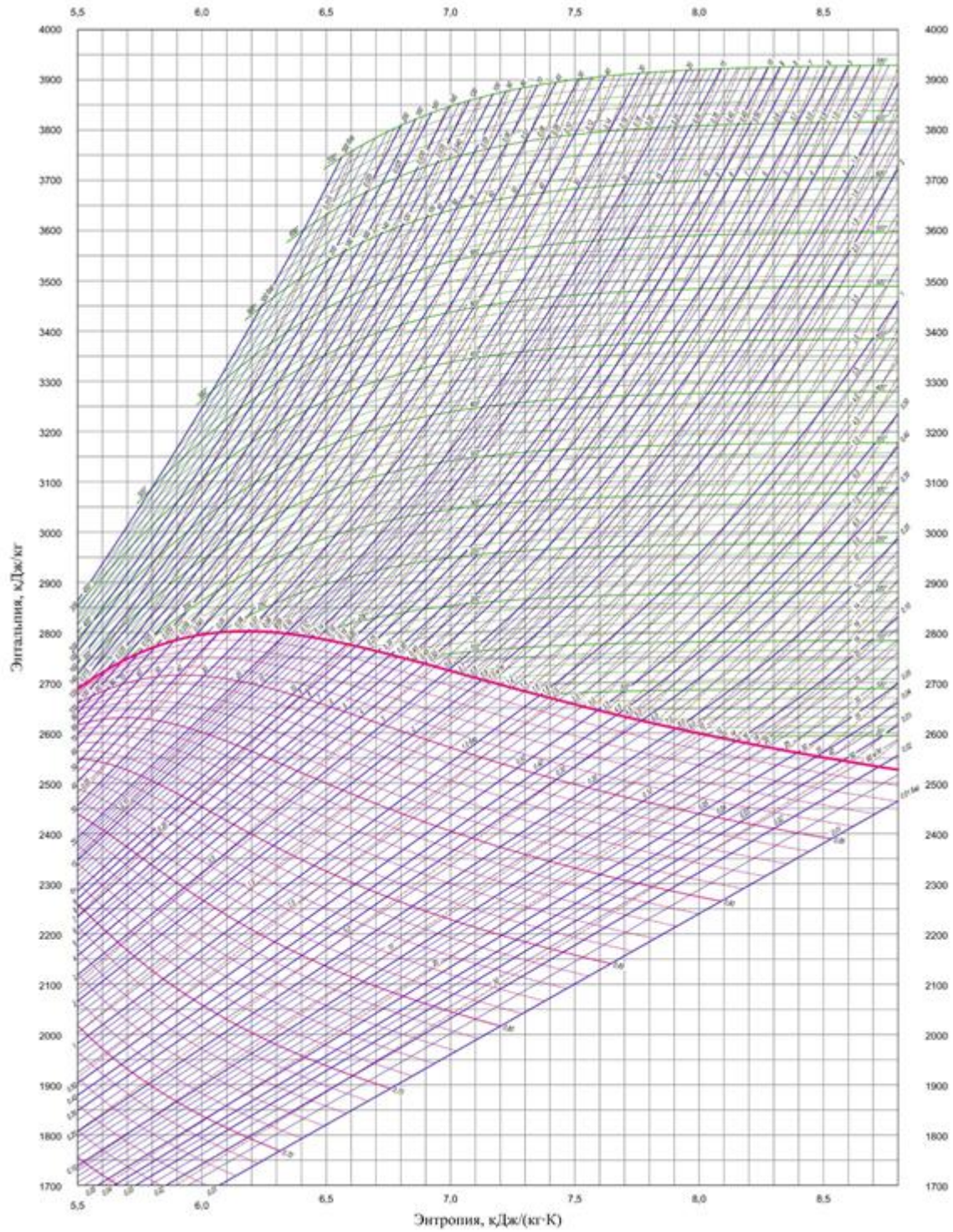


Рис.П.1 Диаграмма h-s водяного пара

Таблица П.2 Теплофизические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ", кг/м^3	h", кДж/кг	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·^{0}C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·^{0}C)	$a \cdot 10^6$, м^2/с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м^2/с	Pr
0,01	0,0061	0,00485	2501	2500	1,861	1,697	1888	9,156	1888	1,00
10	0,0123	0,00939	2519,4	2477	1,869	1,770	1011	9,493	1011	1,00
20	0,0234	0,01729	2537,7	2453	1,877	1,824	563,7	9,746	563,7	1,00
30	0,0424	0,03037	2555,9	2430	1,885	1,883	328,9	9,989	328,9	1,00
40	0,0738	0,05117	2574	2406	1,895	1,953	200,7	10,270	200,7	1,00
50	0,1233	0,08303	2591,8	2382	1,907	2,034	128,8	10,586	127,5	0,99
60	0,1992	0,1302	2609,5	2358	1,923	2,122	84,70	10,921	83,88	0,99
70	0,3116	0,1981	2626,8	2333	1,942	2,214	57,48	11,272	56,90	0,99
80	0,4736	0,2932	2643,8	2309	1,967	2,309	40,03	11,620	39,63	0,99
90	0,7011	0,4232	2660,3	2283	1,997	2,407	28,55	11,960	28,26	0,99
100	1,013	0,598	2676,3	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,8	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,6	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,86	1,12
150	4,76	2,547	2746,3	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2757,7	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2777,1	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2784,9	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2791,4	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2796,4	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2799,9	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2801,7	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2801,6	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2799,5	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2795,2	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2788,3	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2778,6	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2765,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2748,4	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2726,8	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,9	64,72	2699,6	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,5	1139,7	9,880	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2622,3	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2566,1	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2485,7	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2335,7	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,1