

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Тепловые электрические станции»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению расчетных работ по дисциплине  
«Теплотехнические процессы и установки»  
и «Тепловые электрические станции»

для студентов специальностей 1-43 01 01 – «Электрические  
станции», 1-43 01 02 – «Электроэнергетические системы и сети»,  
1-53 01 04 – «Автоматизация и управление энергетическими  
процессами» специализации 1-53 01 04 01 «Автоматизация  
и управление теплоэнергетическими объектами на ТЭС»

Минск 2003

УДК.621.311.22.001.63(075.8)

621.1(075.8)

ББК 31.3я7

31.37я7

М 54

Данное издание написано с целью оказания методической помощи студентам специальностей 43 01 01, 43 01 02 и 53 01 04 специализации 53 01 04 01 при выполнении курсовой работы на тему «Расчет принципиальной тепловой схемы и технико-экономических показателей работы энергоблока». Также оно рекомендуется студентам при выполнении дипломного проекта. Приводятся методика расчета отдельных элементов тепловых схем, выбора вспомогательного оборудования энергоблока, расчет его технико-экономических показателей. Издание дополнено справочным материалом, необходимым для выполнения курсовой работы.

Составители:

А.Л. Буров, В.П. Кашеев, И.И. Ковшик,  
В.Н. Нагорнов, Н.Н. Уласюк

Рецензенты:

В.А. Седнин, А.В. Кочетков, В.М.Копко

© Буров А.Л., Кашеев В.П.,  
Ковшик И.И. и др., 2003

# 1. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Целью курсовой работы является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплинам «Теплотехнические процессы и установки», «Тепловые электрические станции».

В процессе выполнения курсовой работы студент должен составить и рассчитать принципиальную тепловую схему энергоблока, выбрать основное и вспомогательное оборудование, определить технико-экономические показатели работы энергоустановки.

В качестве исходных данных руководителем проекта задаются:

- марка турбины;
- величина электрической нагрузки  $N_3$ , МВт;
- начальные и конечные параметры пара;
- параметры пара после промперегрева (если он есть);
- расход пара производственного отбора  $G_p$ , кг/с, или его мощность  $Q_p$ , МВт, и его давление  $P_p$ , МПа;
- величина отопительного отбора  $G_T$ , кг/с (т/ч), или его мощность  $Q_T$ , МВт;
- температуры сетевой воды в прямой и обратной магистралях  $t_{п.с.}$ ,  $t_{о.с.}$ , °С.

Дополнительные исходные данные, необходимые для выполнения курсовой работы, выбираются студентами самостоятельно или с помощью преподавателя.

В объем курсовой работы входит расчетно-пояснительная записка (25-30 с.) и графический материал (1 чертеж формата А1). В качестве графического материала цветной тушью или фломастерами выполняется принципиальная тепловая схема энергоблока с соблюдением стандартных условных графических обозначений основного и вспомогательного оборудования. В пояснительной записке к курсовой работе должны быть отражены следующие разделы:

- введение;
- тепловая схема энергоблока;
- построение процесса расширения пара в турбине в  $h, S$ -диаграмме и определение параметров пара и воды;
- составление сводной таблицы параметров пара и воды в основных элементах тепловой схемы энергоблока;
- баланс основных потоков пара и воды;

расчет принципиальной тепловой схемы;  
выбор основного и вспомогательного оборудования;  
расчет технико-экономических показателей;  
выводы и заключение;  
литература.

При выполнении курсовой работы студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ.

## 2. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТЭС

Тепловой схемой называют условное изображение взаимного расположения агрегатов и аппаратов электростанции, участвующих в технологическом процессе выработки электроэнергии и теплоты.

Различают принципиальную и полную тепловые схемы станции. Принципиальная схема должна наглядно показывать взаимную связь основных элементов электростанции, направление, параметры и расходы потоков рабочего тела в узловых точках тепловой схемы. Значения расходов обычно наносятся на принципиальную схему после проведения расчета, т. е. после решения уравнений материальных и тепловых балансов узлов, агрегатов и аппаратов, составляющих схему. На принципиальной схеме не показывается однотипное оборудование, расходы и параметры которого идентичны ранее рассмотренному, не показывается резервное оборудование, резервные магистрали, а также оборудование, не влияющее на тепловой баланс, например фильтры водоочистки, сборные баки и пр.

Принципиальная тепловая схема станции для стандартных турбин и парогенераторов имеет в своей основе типовые заводские решения по паротурбинному агрегату: число отборов, число подогревателей, место включения деаэратора, место установки питательного насоса и другие детали схемы. При разработке принципиальных схем новых типов турбин обычно проводятся полные исследования по рациональному выбору отдельных элементов и всей схемы в целом. При этом стремление к максимальной экономии теплоты в схеме станции должно отвечать условию минимума приведенных затрат при обеспечении максимальной надежности работы оборудования станции. Обычно при составлении тепловой схемы для нового типа турбины решаются следующие основные задачи:

1) регенеративный подогрев питательной воды до оптимальной температуры, определяемой на основе технико-экономического расчета;

2) удаление агрессивных газов из потоков питательной, химически очищенной, сетевой, подпиточной воды и конденсата;

3) восполнение потерь рабочего тела в основном цикле и вспомогательных установках для поддержания водного режима всей электростанции и отдельных аппаратов и агрегатов ее в соответствии с требованиями ПТЭ;

4) выбор вида и параметров теплоносителя и оптимальной схемы отпуска теплоты внешнему тепловому потребителю;

5) рациональное использование вторичных потоков пара, горячей воды в тепловой схеме станции;

6) рациональное использование вторичных (побочных) энергетических ресурсов промышленных предприятий в тепловой схеме станции.

При составлении тепловой схемы следует руководствоваться принципом сокращения необратимых потерь во всех элементах. Для сокращения необратимых потерь приходится обычно увеличивать площади поверхности аппаратов, что должно быть оправдано получаемой экономией теплоты, а следовательно, стоимостью сэкономленного топлива в пределах нормативного срока окупаемости дополнительных капитальных и эксплуатационных затрат на станцию. Таким образом, критерием оптимизации во всех случаях является минимум приведенных затрат для народного хозяйства страны. Поэтому обычно приходится рассматривать много вариантов, часто отличающихся по экономическим показателям на десятки доли процента.

Для современных новых типов турбин большой мощности задача составления и оптимизации тепловой схемы обычно решается с использованием ЭВМ. При использовании стандартных турбоустановок практически заводом-изготовителем решены первые две задачи из перечисленных выше: регенеративная система и деаэратор поставляются с турбиной. Задачи утилизации тепловых отходов и вторичных энергоресурсов вместе с выбором рационального способа восполнения потерь рабочего тела, а также вида, параметров и схемы отпуска теплоты решаются каждый раз отдельно для данных местных условий и индивидуальных требований тепловых потребителей. Рациональная схема отпуска теплоты должна обеспечивать при одинаковой надежности теплоснабжения максимальную комбинированную выработку электроэнергии на базе отпускаемой теплоты, и поэтому она во многом определяет экономию топлива при ра-

боте ТЭЦ в энергосистеме. Важное значение при разработке тепловой схемы имеет обеспечение надежной работы оборудования станции в переменных условиях работы, особенно при малых тепловых и электрических нагрузках. Большое значение при составлении тепловой схемы расширяемой станции имеет связь ее с существующей схемой, вопросы резерва, надежности, ремонта и обеспечения новых и существующих тепловых потребителей.

### **3. ОСНОВЫ ВЫБОРА И РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ**

#### **3.1. Методика расчета тепловой схемы**

Цель расчета тепловой схемы — определение параметров и значений расходов потоков, проходящих через все элементы схемы (теплообменники различного назначения, включая регенеративные и сетевые подогреватели, насосы, эжекторы, отсеки турбины и т. д.), а также мощности установки и показателей тепловой экономичности. При проектировании новой турбоустановки результаты такого расчета при номинальном режиме необходимы для конструкторских разработок или выбора по каталогам элементов схемы, включая трубопроводы. Если турбоустановка спроектирована, расчеты проводятся для других возможных режимов ее работы, отличных от номинального. Результаты такого расчета необходимы для определения возможности работы всех элементов схемы в диапазоне заданных режимов, показателей тепловой экономичности, а также выбора различного регулирующего оборудования и арматуры.

Основу расчета составляют уравнения тепловых и материальных балансов энергоносителей, в первую очередь рабочего тела турбоустановки.

*Первый этап расчета* – составление схемы установки. При этом являются заданными — тип и мощность турбины, начальные параметры пара. При составлении расчетной схемы на основе имеющегося опыта проектирования или из приближенных зависимостей выбираются:

- 1) давление в конденсаторе;
- 2) количество и основные параметры промежуточных сепараторов и пароперегревателей;

- 3) число и типы регенеративных подогревателей (имея в виду и деаэратор), схема их включения;
- 4) температура питательной воды;
- 5) тип питательного насоса, тип и схема включения приводной турбины – в случае турбопривода;
- 6) температура воды после ступеней подогрева и значения минимальных температурных напоров для теплообменников поверхностного типа;
- 7) схема отпуска теплоты потребителям;
- 8) способ и схема подготовки добавочной воды;
- 9) место включения испарителей и паропреобразователей;
- 10) схемы использования теплоты от различных элементов станции (уплотнений турбины, охладителей генератора, собственных нужд станции, продувки парогенератора, испарителя и т. д.).

Выбор всех или части указанных параметров может потребовать проведения оптимизационных расчетов.

**Второй этап расчета** – построение  $h, s$ -диаграммы процесса расширения пара в турбине. Для рассчитываемого режима сначала по имеющимся зависимостям определяют:

- 1) потери давления в паровпускных устройствах турбины;
- 2) потери давления при перепуске пара между цилиндрами (в том числе и в промежуточных устройствах турбины, если они имеются);
- 3) потери с выходной скоростью  $\Delta h_{вс}$  и восстановление давления в выходном патрубке, в результате чего теплоперепад в ЦНД может быть увеличен при перегретом и слабовлажном ( $y_k < 0,05$ ) паре для осерадиальной конструкции на  $\Delta h = (0,1 \dots 0,2) \Delta h_{вс}$ ;
- 4) внутренние относительные КПД отсеков с учетом особенностей их выполнения и параметров пара.

На  $h, s$  - диаграмме процесса расширения пара наносят значения параметров отборов. Если в рассчитываемом режиме ожидается незначительное по сравнению с номинальным изменение расходов пара в отсеках турбины (не более 3...5 %), то имеющуюся  $h, s$ -диаграмму можно не пересчитывать. В случае же, например, расчета тепловой схемы турбоустановки при частичных нагрузках параметры процесса расширения пара в турбине должны быть уточнены. Должны быть пересчитаны также  $\eta_{0i}$  регулирующей и последней ступеней и вы-

хлопные потери. Если этого не сделать, то при изменении начального расхода пара на 25 % ошибка в определении мощности турбины будет около 1 %.

**Третий этап расчета** – определение расходов пара на элементы схемы и мощности турбины. Он может выполняться в следующей последовательности:

1. Составляется материальный баланс рабочего тела для турбоустановки в целом. Суммарный расход всех потоков от внешних по отношению к рассчитываемой установке элементов (включая расход свежего пара, добавочной воды) должен быть равен суммарному расходу потоков от данной установки (в том числе расход питательной воды, потери рабочего тела, расходы на другие установки станции, на собственные нужды)

$$\sum D_{\text{вх}} = \sum D_{\text{вых}} .$$

Потери рабочего тела, если отсутствуют точные данные, могут быть приняты на уровне 0,3...0,5 % расхода пара на турбину. При заданных расходах «внешних» потоков и пара на турбину из уравнения определяют расход питательной воды.

2. Устанавливаются значения потоков, не связанных с работой теплообменного оборудования турбоустановки. К ним, например, относятся потоки пара на уплотнения вала турбины, штоков клапанов, на эжекторы. Точные значения этих расходов определяются расчетом соответствующих устройств. Они могут быть оценены на основе данных по действующим турбоустановкам.

На основе информации о тепловой нагрузке, отдаваемой каждому из внешних потребителей теплоты, и параметрах соответствующих теплоносителей выбираются точки отбора пара из турбины для этих целей.

3. Определяются необходимые давления насосов конденсатно-питательного тракта.

Расчет давления питательного насоса возможен по формуле

$$\Delta p_{\text{ПН}} = p_0 + \Delta p_{\text{нар}} + \Delta p_{\text{ПВ}} + \Delta p_{\text{нут}} + \Delta p_{\text{РКП}} + \Delta p_{\text{ПВД}} + \Delta p_{\text{гвод}} - p_{\text{Д}} .$$



Если исходным для расчета является не давление рабочего тела перед турбиной  $p_0$ , а давление в паропроизводящей установке  $p_{ПВ}$ , в указанное уравнение вместо  $p_0 + \Delta p_{нар}$  ( $\Delta p_{нар}$  – гидравлическое сопротивление паропроводов, можно принять  $\Delta p_{нар} = (0,04 \dots 0,09) p_0$ ) следует подставить  $p_{ПВ}$ . В этом случае  $p_0 = p_{ПВ} - \Delta p_{нар}$ . Другие слагаемые в этом уравнении означают:  $\Delta p_{ПВ}$  – сопротивление паропроизводящей установки;  $\Delta p_{пит} = 0,2 \dots 0,3$  МПа – сопротивление питательного трубопровода;  $\Delta p_{РКП} \approx 1$  МПа – сопротивление регулирующего клапана питания, если не учтено при расчете гидравлического сопротивления котла;  $\Delta p_{геод}$  – геодезический подпор, определяется разницей в высотах мест установки парогенератора (точнее, места входа питательной воды в парогенератор) и деаэратора;  $p_d$  – давление в деаэраторе. Для конденсатного насоса

$$\Delta p_{КН} = p_d + \Delta p_{ПНД} + \Delta p_{ОВ} + \Delta p_{конд} + \Delta p_{РКУ} + \Delta p_{геод}.$$

Здесь учитываются сопротивления следующих элементов конденсатного тракта (до деаэратора):  $\Delta p_{ПНД}$  – всех теплообменников (регенеративных подогревателей, вынесенных охладителей дренажей и т. д.; если нет других данных, сопротивление охладителя пара каждого из установленных эжекторов может быть принято  $\Delta p_{э} = 0,05 \dots 0,07$  МПа);  $\Delta p_{ОВ} = 0,3 \dots 0,5$  МПа – обессоливающей установки;  $\Delta p_{конд} = 0,1 \dots 0,2$  МПа – трубопроводов тракта;  $\Delta p_{РКУ} = 0,2 \dots 0,4$  МПа – регулирующего клапана уровня. Большие из приведенных цифр, как правило, относятся к турбинам большей мощности (более 200 МВт).

Если предусмотрена установка конденсатных насосов 1-го и 2-го подъемов, для каждого составляются расчетные уравнения, причем исходным для расчета напора насоса 1-го подъема является необходимое давление на всасе насоса 2-го подъема.

4. Определяются параметры пара и воды в различных точках схемы. По известным значениям давления в отборах турбины опре-

деляют давление пара в соответствующих подогревателях

$$p_r = p_{омбр} (1 - \Delta p_r),$$

где  $\Delta p_r \approx \frac{11-r}{100}$  – относительное значение потери давления в паропроводе от турбины до подогревателя;

$r$  – номер регенеративного подогревателя по ходу воды, исключая деаэрактор.

Температура конденсата греющего пара  $t_{opr}$  для подогревателей без охладителей дренажа равняется температуре насыщения при соответствующем давлении:  $t_{opr} = t_{нас}(p_r)$ . Если охладитель дренажа имеется,  $t_{opr} = t_{r-1} + \delta t_n + \Delta t_{r\partial p}$ , где  $t_{r-1}$  – температура обогреваемой среды на выходе из предыдущего подогревателя;  $\Delta t_{r\partial p}$  – минимальное значение температурного напора в охладителе дренажа;  $\delta t_n$  – подогрев воды в устройствах, включенных между регенеративными подогревателями; эта величина может быть принята: для охладителей эжекторов уплотнений и газоохладителей генератора 1,5...2,5°C; для охладителей основных эжекторов 0,5...0,7°C; для смесителей конденсата греющего пара с обогреваемой средой 0,3...1,0°C. Что касается последней величины, то она подлежит уточнению на основе теплового баланса смесителя после определения необходимых расходов.

Давление обогреваемой среды определяется гидравлическим расчетом элементов контура. А ее температура после подогревателей, питающихся паром из отборов,

$$t_r = t_{насr} - \Delta t_{rm},$$

где  $\Delta t_{rm}$  – разность температуры насыщения, соответствующей давлению  $p_r$ , и температуры нагреваемой среды на выходе (с учетом ее подогрева в пароохладителе, если таковой имеется), – задаваемая величина.

По давлениям и температурам находят значения энтальпии потоков, необходимые при составлении уравнений тепловых балансов.

Если для ПВД (подогревателя высокого давления) заданной величиной является  $\Delta t_{гм}^к$  – минимальный температурный напор в собственно подогревателе (в зоне конденсации), то прямо температуру нагреваемой воды на выходе из ПВД определить нельзя, но можно определить температуру и энтальпию на выходе из зоны конденсации. В этом случае составляют единое уравнение теплового баланса для зон конденсации и охлаждения дренажа ПВД и пароохладителя другого ПВД, ему предшествующего (имеется в виду последовательное включение по воде охладителя дренажа, собственно подогревателя и пароохладителя каждого ПВД). Число таких уравнений равно числу ПВД. Путем решения таких уравнений находят расходы греющего пара на ПВД и затем из уравнений теплового баланса для пароохладителей — энтальпии (и температуры) питательной воды на выходе из каждого ПВД. Естественно, должны быть известны минимальные температурные напоры в охладителях дренажа  $\Delta t_{р\partial}$  и значения остаточного перегрева в пароохладителях  $\Delta t_{р\partial\partial}$ . Расчет повышения энтальпии воды в насосах  $\Delta h_n$ , Дж/кг, ведется по формуле

$$\Delta h_n = \Delta p_n v_n / \eta_n,$$

где  $\Delta p_n$  – необходимое давление насоса, Па;

$v_n$  – удельный объем перекачиваемой жидкости, м<sup>3</sup>/кг;

$\eta_n$  – КПД насоса; для насосов с подачей 0,15 м<sup>3</sup>/с и выше

$\eta_n = 0,82 \dots 0,86$ .

Если на основе оптимальной разбивки подогрева ( $t_p$  – известные значения) определяются давления в отборах турбины, расчет по уравнениям ведется в обратной последовательности.

Для расчета давления в отборе на деаэрагор можно воспользоваться формулой

$$p_{отбд} = (p_d + \Delta p_{нард}) k_n,$$

где  $\Delta p_{\text{пард}}$  – абсолютное значение сопротивления паропровода, подводящего пар от турбины к деаэратору, с учетом сопротивления регулятора давления (для оценок  $\Delta p_{\text{пард}} \approx 0,2$  МПа);

$k_n$  – коэффициент запаса; при  $k_n = 1,2$  можно считать, что параметры данного отбора обеспечат устойчивую работу деаэратора при постоянном давлении при нагрузке турбины, от номинальной до приблизительно равной 80 % номинальной.

5. Рассчитываются величины потоков пара и воды. Основу расчета составляют уравнения материальных и тепловых балансов. Для подогревателя смешивающего типа, в который подводятся  $n$  потоков  $D_{r1}, D_{r2}, \dots, D_{rn}$  с энтальпиями  $h_{r1}, h_{r2}, \dots, h_{rn}$ , а отводится суммарный поток с энтальпией  $h_{r\text{нас}}$ , уравнение теплового баланса в общем виде может быть записано так:

$$h_{r\text{нас}}(D_{r1} + D_{r2} + \dots + D_{rn}) = (h_{r1}D_{r1} + h_{r2}D_{r2} + \dots + h_{rn}D_{rn})\eta_r.$$

Из деаэратора кроме основного потока питательной воды, как правило, отводится еще и пар (с выпаром в атмосферу или, например, для эжектора уплотнений); соответствующим образом изменится левая часть уравнения. В правой части этого уравнения на коэффициент  $\eta_r$  должны быть умножены только слагаемые, в которых  $h_{ri} > h_{r\text{нас}}$ . Для смесителей принимают  $\eta_r = 1$ .

Уравнение теплового баланса для подогревателя поверхностного типа

$$G_r(H_r - H_{r\text{ex}}) = [D_{r1}(h_{r1} - h_{r\text{оп}}) + D_{r2}(h_{r2} - h_{r\text{оп}}) + \dots] \eta_r,$$

где  $G_r$  – расход нагреваемой среды через подогреватель;

$H_r$  и  $H_{r\text{ex}}$  – энтальпии этой среды на выходе и входе;

$\eta_r$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери; может быть принят  $\eta_r = (1 - r \cdot 10^{-3})$ ,  $r$  – номер подогревателя.

Иногда такие уравнения для определения значений отборов на регенерацию можно составлять и решать последовательно, начиная

с последнего по ходу питательной воды подогревателя (расход питательной воды известен). В ряде случаев необходимо решение систем уравнений. Для турбоустановок на перегретом паре это, прежде всего, связано со способами включения пароохладителей. Для турбоустановок на насыщенном паре необходимость совместного решения уравнений обуславливается вводом дренажей промежуточного парового перегревателя в подогреватели, питающиеся паром из ЧВД турбины. В этом случае удобно обозначать расход пара после ЧВД через  $X$  и решать уравнения в следующей последовательности: сначала определить расход греющего пара на пароперегреватель, а затем — на подогреватели, подключенные к ЧВД, начиная с последнего по ходу воды. Результаты получаются в виде  $D_r = C_{1r} + C_{2r}X$ , где  $C_{1r}$  и  $C_{2r}$  – константы. После определения значений отборов из ЧВД из уравнения материального баланса ЧВД можно найти  $X$ , а следовательно, и величины всех потоков, ранее вычисленные в долях от  $X$ .

В случае включения пароохладителя по схеме Рикара — Некольного определение расхода питательной воды через эту зону (а следовательно, и через остальные подогреватели) производится на основе теплового баланса по предварительно принятой температуре питательной воды за этим участком, которая не должна быть ниже температуры основного потока в точке смешения за группой ПВД.

Расчет расхода пара в конденсатор по двум уравнениям материального баланса — турбины (на основе рассчитанных значений отборов) и конденсатора — является способом проверки правильности вычислений.

Расходы пара и воды рассчитывают или в абсолютных значениях  $D$ , или в долях расхода пара на турбину  $\alpha$ . В первом случае по заданному расходу пара на турбину  $D_0$  определяют электрическую мощность установки  $N_s$ , во втором – решают обратную задачу.

Обычно 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 составляются 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. Даже с использованием ЭВМ 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  $i,s$  - 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 КПД теплообменника  $\eta_{mo} = 0,98...0,99$ .

**Четвертый этап расчета** – проверка принятого ранее расхода пара путем сложения всех отборов пара из турбины с расходом пара, идущего в конденсатор:

$$D'_m = D_k + \sum_{j=1}^n D_j + D_{np} + D_{om},$$

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

$D_{\kappa}$  – расход пара в конденсатор турбины,  $D_{np}$  – расход пара на производство,  $D_{om}$  – расход пара на топление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

Полученное по расчету значение  $D'_m$  должно совпадать с принятым предварительно значением  $D_m$ , расхождение допускается при ручном счете — после третьей значащей цифры, на ЭВМ – меньше 0,1 кг/с. В случае больших расхождений необходимо искать ошибки в расчете.

**Пятый этап расчета** – определение электрической мощности, кВт, развиваемой турбогенератором в принятом для расчета режиме:

$$N'_g = \left[ D_{\kappa} H_i + \sum_{j=1}^{j=n} D_j h_j + D_{om} h_{om} + D_{np} h_{np} \right] \eta_{эм},$$

где  $H_i$  – использованный перепад в турбине при расширении пара от начальных параметров до давления в конденсаторе;

$h_j$  – использованное теплопадение для  $j$ -го регенеративного отбора;  $h_{om}$  – использованное теплопадение для отопительного отбора;  $h_{np}$  – использованное теплопадение для промышленного отбора.

Если полученная по расчету мощность  $N_{gp}$  отличается от заданной мощности для этого режима  $N_g$ , то следует определить:

$$\Delta N = \frac{N_g - N_{gp}}{N_g} 100\%.$$

Значение  $\Delta N$  считается допустимым, если оно не превосходит 1 %. Это расхождение означает, что принятый предварительно расход пара на турбину больше или меньше расхода, отвечающего заданной

мощности  $N_3$ . Если расхождение превышает требуемое значение, следует повторить расчет схемы, начиная с III этапа, введя поправку к предварительно принятому расходу пара на турбину, кг/с:

$$\Delta D = \pm \frac{\Delta N}{100} N_3 \frac{1}{H_i \eta_{эм}}$$

Новый расход пара на турбину

$$D'_m = D_m \pm \Delta D$$

соответственно больше или меньше ранее принятого в зависимости от того, меньше или больше полученная по расчету мощность турбогенератора  $N_{3р}$ . Если повторный расчет не позволяет войти в требуемые пределы по  $\Delta N$ , то операция приближения повторяется заново. Обычно бывает достаточным второе приближение даже при жестких требованиях к пределам по  $\Delta N$ . После того, как требуемые условия по  $\Delta N$  удовлетворены, приступают к завершающему этапу расчета.

**Шестой этап расчета** – определение показателей тепловой экономичности турбинной установки. Обычно требуется определить удельные расходы теплоты и топлива на выработку и отпуск электроэнергии и теплоты внешним потребителям. Рассмотрим эти показатели.

Для чисто конденсационной установки — это абсолютный электрический КПД турбоустановки (брутто)

$$\eta_3 = \frac{N_3}{Q_0}$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки нетто

$$\eta_3^{нт} = \frac{N_3 - N_{сн}}{Q_0},$$

где  $N_{сн}$  – мощность собственных нужд электростанции.



Удельный расход пара

$$d_0 = \frac{D_0}{N_э}.$$

Удельный расход теплоты  $q_э = \frac{Q_0}{N_э}$ . Расход теплоты на турбоустановку без внешних потребителей теплоты может быть рассчитан по формуле

$$Q_0 = W_i + Q_k,$$

где  $W_i$  – внутренняя мощность при расходе пара на турбину  $D_0$ ;

$Q_k$  – мощность, теряемая в конденсаторах.

В мощности  $N_{сн}$ , расходуемой на собственные нужды станции, основную долю занимают питательные (если не применен турбопривод) и другие насосы.

Для турбоустановки (для ТЭЦ, например), в которой внешним потребителям отпускается теплота, расход теплоты  $Q_0$  может быть определен как сумма  $W_i + Q_k + Q_m$ . Обычно рассчитывают следующие показатели тепловой экономичности:

КПД по производству электроэнергии

$$\eta_э = \frac{N_э}{Q_0 - Q_m};$$

полный КПД (оценивающий общую тепловую экономичность)

$$\eta_{эм} = \frac{N_э + Q_m}{Q_0};$$

удельную выработку электрической мощности на тепловом потреблении

$$\varepsilon = \frac{N_э^m}{Q_m},$$

где  $N_3^m$  – электрическая мощность, развиваемая потоками пара, которые не проходят в конденсатор, а выводятся из турбины для выработки  $Q_m$ .

В случае использования в схеме вспомогательных приводных турбин их мощность  $N_{mn}$  должна быть прибавлена к  $N_3$  в вышеприведенных уравнениях.

В случае турбоустановки без промежуточного перегрева пара для расчета  $Q_0$  можно воспользоваться формулой

$$Q_0 = D_0(h_0 - h_{ne}).$$

В случае турбоустановки с промежуточным перегревом пара

$$Q_0 = D_0(h_0 - h_{ne}) + D_m(h'_0 - h_p).$$

В этих формулах  $h_0$  – энтальпия пара, поступающего в турбину;  $h_{ne}$  – энтальпия питательной воды (после системы регенерации турбоустановки);  $D_m$  – расход пара через промежуточный перегреватель;  $h'_0$  – энтальпия этого пара после промперегрева;  $h_p$  – энтальпия пара, отводимого от турбины в промперегреватель.

### 3.2. Составление принципиальной тепловой схемы

Выбор и составление принципиальной тепловой схемы (ПТС) является одним из важнейших этапов в проектировании энергетических блоков. В этом случае важнейшими задачами являются:

- выбор типа турбин и котлоагрегатов;
- выбор схемы отпуска теплоты внешним потребителям;
- составление схемы регенеративного подогрева питательной воды;
- выбор типа привода питательных насосов и схемы включения турбопривода в тепловую схему блока;
- выбор способа подготовки добавочной воды для восполнения потерь пара и конденсата и т. п.

При выборе типа турбины в первую очередь необходимо обра-

щать внимание на характер нагрузок, покрываемых энергоблоком. Если энергоблок покрывает потребности потребителей только в электроэнергии, то в этом случае необходимо принимать к установке конденсационные турбины (типа К). При необходимости отпуска от энергоблока не только электрической, но и тепловой энергии к установке должны приниматься теплофикационные турбины (типа Т, ПТ, Р, ПР и т. п.). Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии на теплофикационных энергоблоках позволяет получить значительную экономию топлива по сравнению с отдельной схемой отпуска (теплоты - от котельных и электроэнергии - от конденсационных электростанций).

Типоразмер турбины выбирается таким образом, чтобы обеспечить заданные величины электрической и тепловой нагрузок. При этом следует обращать внимание на соответствие начальных параметров пара и давления производственного отбора турбины исходным данным. Основные характеристики выпускаемых стандартных конденсационных и теплофикационных турбин приводятся в таблицах П1 и П2.

Принципиальные тепловые схемы для стандартных турбин имеют в своей основе типовые заводские решения по паротурбинному агрегату, т. е. задано: число отборов, число подогревателей, место включения деаэратора, питательного насоса, схема включения питательного турбонасоса (ПТН) и другие детали схемы. При составлении принципиальной тепловой схемы студент может основываться на стандартных решениях или вносить обоснованные изменения в ПТС. Все самостоятельные изменения в тепловой схеме, принятой к расчету, должны быть отражены в пояснительной записке.

При составлении принципиальной тепловой схемы большое значение имеет тип котла энергоблока (прямоточный или барабанный). Поэтому на данном этапе выполнения курсовой работы необходимо произвести выбор котла энергоблока. Для энергетических блоков котел должен обеспечивать максимальный расход пара через турбину (см. табл. П1 и П2) с запасом до 3 %. Характеристики стандартных котлоагрегатов приводятся в таблицах П3 - П5. При выборе котлоагрегатов необходимо обращать внимание на соответствие параметров производимого котлом пара параметрам острого пара перед турбиной, а также на наличие у котла промежуточного пароперегревателя для турбин с промперегревом пара.

### 3.3. Расчет принципиальной тепловой схемы

Известны три основных метода расчета тепловых схем:

1. Аналитический метод. Расчет при этом ведется в долях расхода отбираемого пара при заданной электрической мощности.

2. Метод последовательных приближений. Он основан на предварительной оценке расхода пара на турбину с последующим его уточнением.

3. Расчет по заданному расходу пара в конденсатор.

Наиболее распространены первых два метода расчета тепловых схем.

Расчет ПТС по методу последовательных приближений основан на предварительной оценке расхода пара на турбину с помощью диаграммы режимов или по приближенным формулам. В настоящее время этот метод нашел очень широкое применение в связи с удобством его использования при расчетах на ЭВМ. В данном случае более простыми получаются уравнения тепловых и материальных балансов теплообменников, так как они позволяют получить в явном виде численные значения расходов пара и воды.

Предварительный расход пара на конденсационную турбину определяется по следующей приближенной формуле:

$$G_0 \approx k_p \cdot G_{кэ}, \quad (3.1)$$

на теплофикационную турбину:

$$G_0 \approx k_p (G_{кэ} + y_n G_n + y_m G_m), \quad (3.2)$$

где  $G_{кэ} = \frac{N_э \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e}$ , кг/с – расход пара при чисто конденсаци-

онном режиме,

$N_э$  – заданная электрическая мощность турбоустановки, МВт;

$H_i$  – используемое теплопадение в турбине, кДж/кг;

$\eta_m \cdot \eta_e$  – механический КПД турбины и КПД электрического генератора (принимаются в пределах 0,98-0,995),

$y_n G_n, y_m G_m$  – соответственно коэффициенты недовыработки и расходы пара производственного и теплофикационного отборов.

Здесь «у» для промышленного и теплофикационного отборов определяется так:

$$y = \frac{i_{отбора} - i_{конденсата}}{i_0 - i_{конденсата}}, \quad (3.3)$$

где  $i_0$  – энтальпия пара в начале процесса расширения его в турбине;

$i_{конденсата}$  – энтальпия пара на выходе из последней ступени турбины и на входе в конденсатор;

$i_{отбора}$  – энтальпия пара промышленного или теплофикационного отборов соответственно.

Значение коэффициента регенерации  $K_p$  зависит от температуры питательной воды, числа регенеративных подогревателей и начальных параметров пара и может быть оценено по данным табл. 3.1.

Т а б л и ц а 3.1

Начальные параметры пара	Число ступеней подогрева	Температура питательной воды, °С	Коэффициент регенерации
8,8 МПа, 535 °С,	5	210-220	1,10-1,15
12,75 МПа, 550 °С,	7	230-235	1,14-1,19
23,5 МПа, 545/545 °С	8-9	245-260	1,24-1,28

После определения мощности отдельных потоков и суммарной мощности турбины она сравнивается с заданной (см. 5-й этап расчета)

Третий метод расчета ПТС по заданному расходу пара в конденсатор имеет ограниченное применение и поэтому в настоящем пособии не рассматривается.

Примеры расчета тепловых схем аналитическим методом приведены в [1, 2, 7], методом последовательных приближений – в [5].

### 3.4. Построение $h,s$ -диаграммы процесса расширения пара в турбине

Целью построения  $h,s$ -диаграммы процесса расширения пара является определение параметров пара в отборах турбины. Для этого проточная часть турбины характерными точками делится на отдельные участки. У конденсационных турбин с промежуточным перегревом пара, к примеру, выделяют цилиндр высокого давления от входа пара в турбину до отвода его на промежуточный перегрев, цилиндр среднего давления от входа пара в турбину после промежуточного перегрева до его отвода в цилиндр низкого давления и непосредственно цилиндр низкого давления - до конденсатора.

Для теплофикационных турбин частью высокого давления (ЧВД) считают участок проточной части от регулируемых клапанов острого пара до камеры производственного отбора, частью среднего давления (ЧСД) - участок регулирующих органов ЧСД до камеры нижнего отопительного отбора, частью низкого давления (ЧНД) - участок от регулирующих органов ЧНД до конденсатора.

При построении  $h,s$ -диаграммы процесса расширения пара в турбине рекомендуется руководствоваться следующими значениями отдельных величин.

Потери давления от дросселирования острого пара в стопорных и регулирующих клапанах при полном их открытии

$$\Delta p_0 = p_0 - p'_0 = (0,03...0,05)p_0,$$

где  $p_0, p'_0$  – соответственно давление острого пара и пара на входе в сопла первой ступени.

Потеря давления в тракте газового промежуточного пароперегревателя и регулирующих клапанах турбины

$$\Delta p_{nn} = (0,10...0,15)p_{nn},$$

где  $p_{nn}$  – давление пара, поступающего из турбины на промперегрев.

Потери давления в перепускных трубах из одного цилиндра турбины в другой

$$\Delta p_{nep} = (0,01...0,02)p_{nep},$$

где  $p_{пер}$  – давление пара перед перепускными трубами.

Потери давления в регулирующих органах регулируемых отборов теплофикационных турбин зависят от степени их открытия и величины пропуска пара к последующим ступеням. При полном открытии регулирующего органа потери давления в нем обычно равны 4-6 % от величины давления пара в камере регулируемого отбора  $p_{отб}$ . При частичном открытии потери давления могут возрасти до 40-50 % и более в зависимости от режима работы теплофикационной турбины.

Потери давления пара в паропроводе от места отбора в турбине до подогревателя принимаются в размере 6-9 % от давления пара в отборе.

Значения внутреннего относительного КПД  $\eta_{oi}$  ЧВД, ЧСД и ЧВД принимаются по данным заводов-изготовителей турбин, данным испытаний или по справочной литературе. При отсутствии этих данных КПД отсеков турбин можно оценить с помощью рис. 3.1...3.4 или следующих выражений.

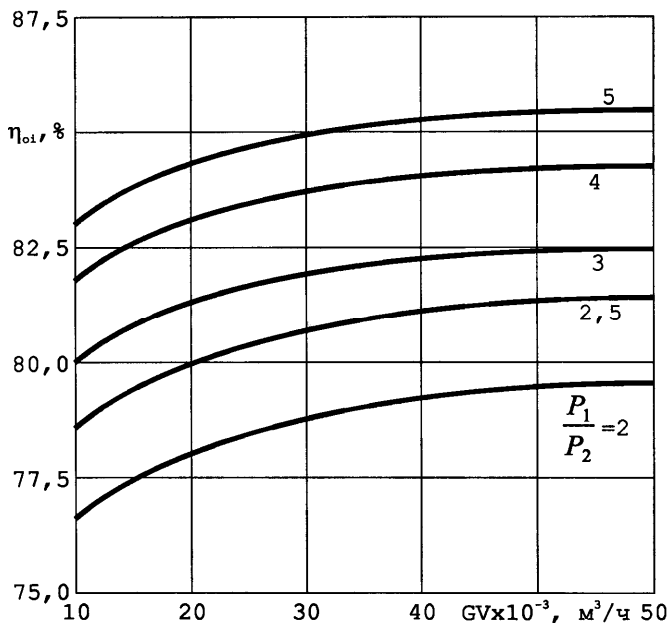


Рис. 3.1. Внутренний относительный КПД ЧВД с одновенечной регулирующей ступенью

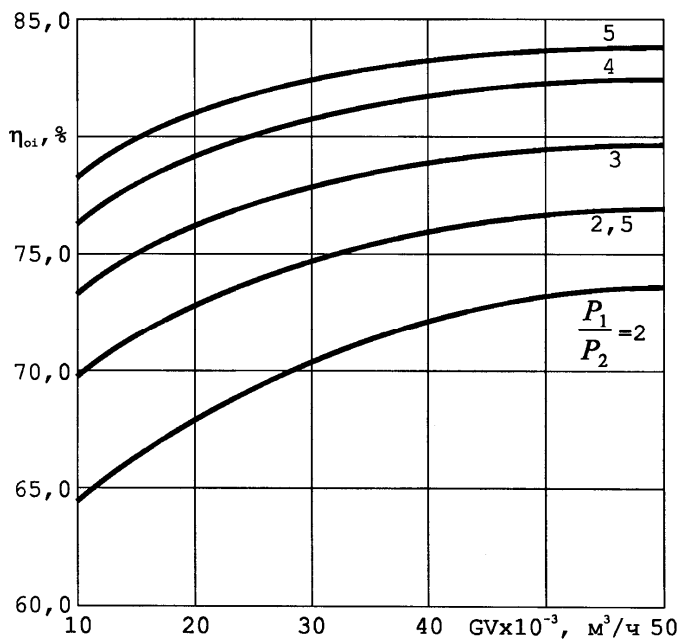


Рис. 3.2. Внутренний относительный КПД ЧВД с двухвенточной регулирующей ступенью

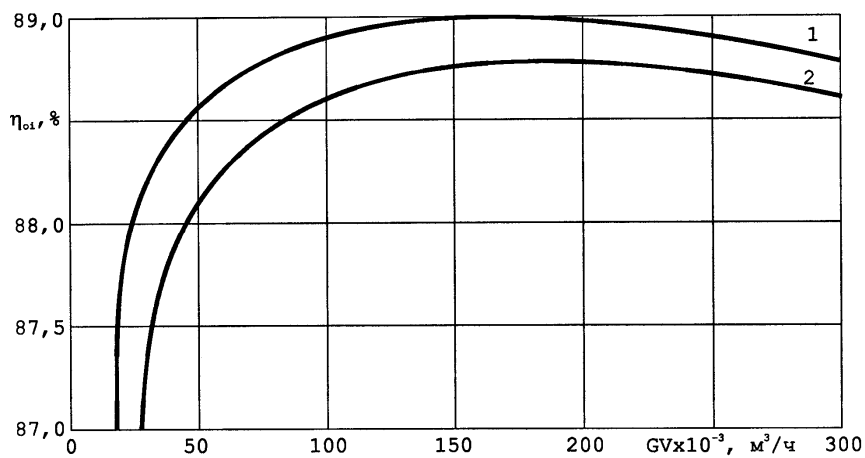


Рис. 3.3. Внутренний относительный КПД ЧНД мощных конденсационных турбин: 1- ЧНД с 4 или 8 выхлопами; 2 – ЧНД с 3 или 6 выхлопами



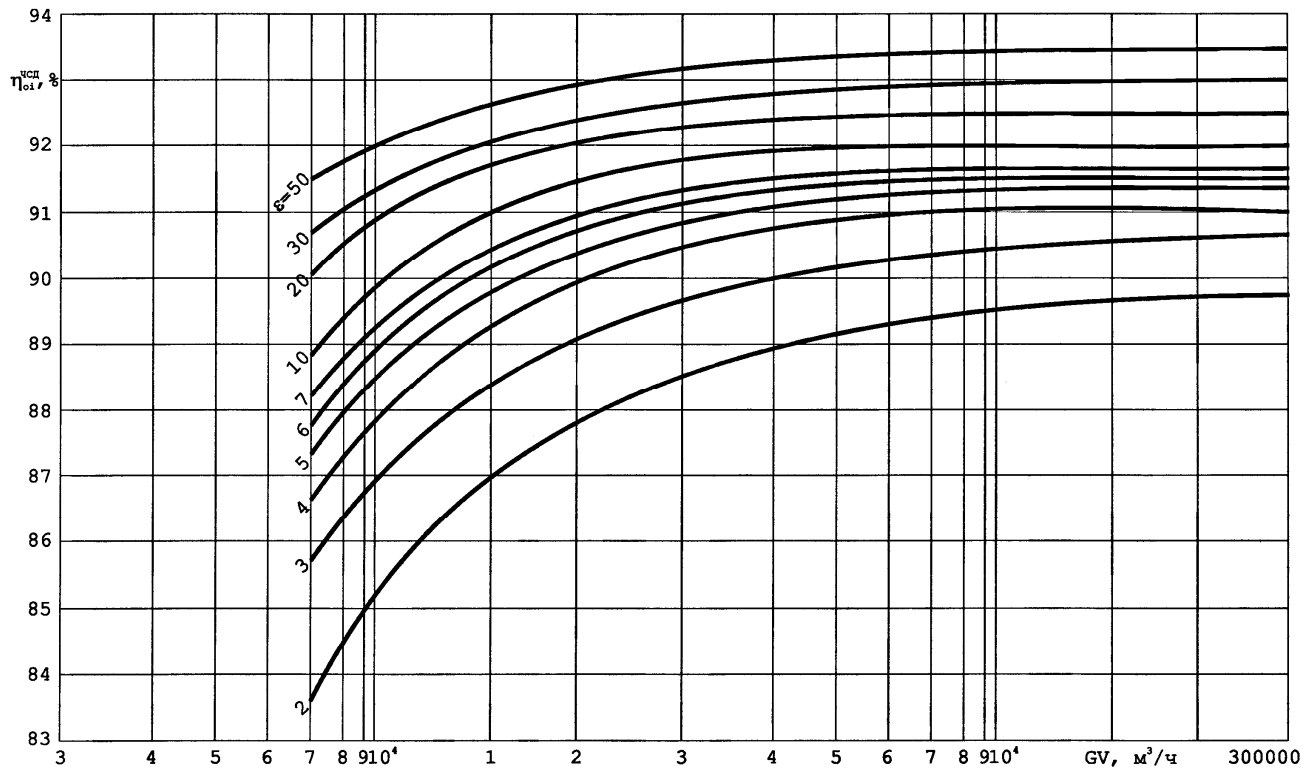


Рис. 3.4. Зависимость КПД ЧСД от начального объемного расхода пара и отношения давления до и за отсеком

1. Для регулирующих ступеней ЦВД (одновенечных) внутренний относительный КПД можно определить по следующему приближенному выражению:

$$\eta_{oi} = 0,83 - \frac{0,15}{G_0 v_0}. \quad (3.4)$$

При двухвенечной регулирующей ступени

$$\eta_{oi} = 0,8 - \frac{0,15}{G_0 v_0}.$$

2. Для нерегулируемых ступеней (группы ступеней, в каждой из которых используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, а энергия выходной скорости последней ступени отсека теряется полностью) коэффициент полезного действия определяется по формуле

$$\eta_{oi}^m = \left( 0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} v_{cp}} \right) \cdot \left( 1 + \frac{H_0^{zp} - 600}{20000} \right) \cdot (1 - \xi_{ec}), \quad (3.5)$$

где  $G_{cp} = \sqrt{G_1 \cdot G_2}$  – средний расход пара через ступень, кг/с;

$v_{cp} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}$  – средний удельный объем пара ступени, м<sup>3</sup>/кг;

$H_0^{zp}$  – располагаемый теплоперепад группы ступеней,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$\xi_{ec} = \frac{2,5}{H_0^{zp}}$  – потери с выходной скоростью для отсека.

При построении  $h,s$ -диаграммы процесса расширения пара в теплофикационных турбинах типа ПТ или Т возникает необходимость в определении давления пара в камерах верхнего и нижнего отопительных отборов (при двухступенчатом подогреве сетевой воды). Эти давления определяются при расчете сетевой подогревательной установки.

При наличии турбопитательного насоса строится также  $h,s$ -диаграмма процесса работы пара в приводной турбине. Потеря давления пара от отбора в главной турбине до входа в приводную турбину может быть принята равной 9...11 %. Давление в конденсато-

рах конденсационных приводных турбин обычно выше, чем в конденсаторе главной турбины, и может быть принято равным 4...7 кПа. Для противодавленческой приводной турбины величину противодавления принимают равной  $(1,08...1,11) p_{отб}$ , где  $p_{отб}$  – давление в отборе главной турбины, в который поступает отработавший пар приводной турбины. Относительный внутренний КПД приводной турбины может быть принят 82...85 %.

В качестве примера на рис. 3.5 приведена  $h,s$ -диаграмма процесса расширения пара в турбине К-500-240, тепловая схема которой изображена на рис. П1.

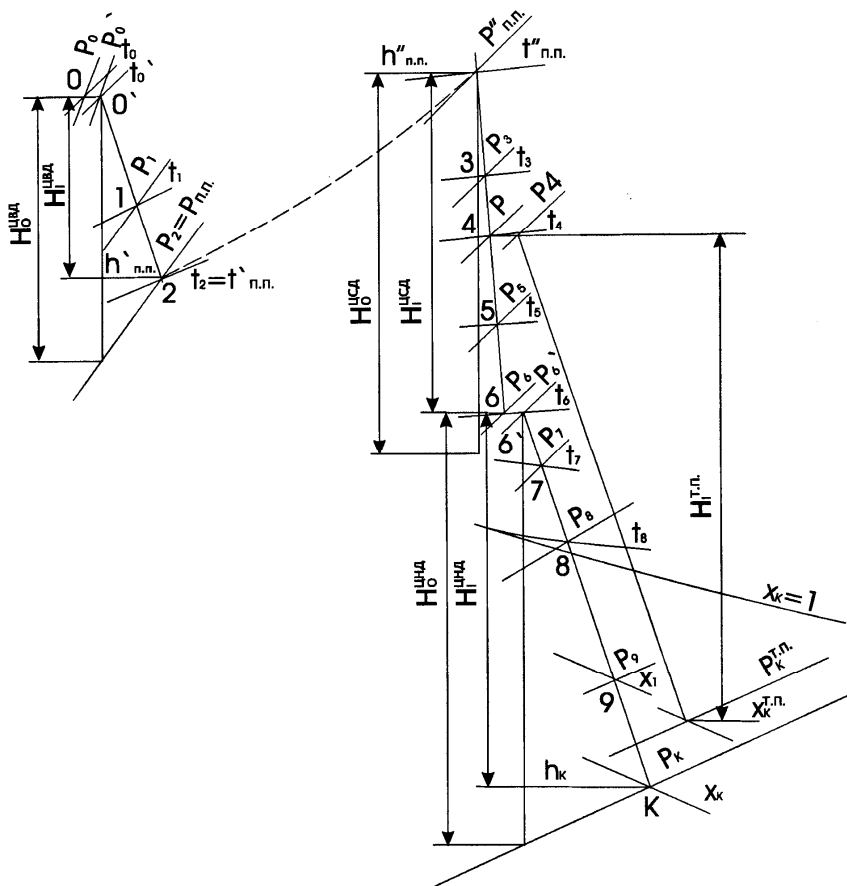


Рис. 3.5. Процесс расширения пара в турбине К-500-240 в  $h,s$ -диаграмме

После построения  $h,s$ -диаграммы определяются параметры пара, питательной воды, основного конденсата и конденсата греющего пара регулируемых и нерегулируемых отборов. Давления в камерах нерегулируемых отборов конденсационных и теплофикационных турбин принимаются из табл. П1 и П2. Температура питательной воды после подогревателя высокого давления (ПВД) с охладителем перегрева пара принимается меньше температуры насыщения в подогревателе на  $1 \dots 2^\circ\text{C}$ , для ПВД без охладителя перегрева пара – на  $3 \dots 5^\circ\text{C}$ . Для подогревателей низкого давления (ПНД) недогрев воды принимают равным  $2 \dots 4^\circ\text{C}$ .

Температуры дренажей ПВД рекомендуется принимать равными температуре воды на входе плюс  $5 \dots 10^\circ\text{C}$ , температуры дренажей ПНД равны температурам насыщения греющего пара.

Все энтальпии воды и конденсата, а также параметры на линии насыщения определяются с помощью таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара [10]. Расчетные параметры пара и воды сводятся в таблицу, которая содержит следующие колонки:

- точка процесса в  $h,s$ -диаграмме (0,0,1,2,... и т. д.);
- давление пара в каждой точке процесса  $p$ , МПа;
- его температура  $t$ ,  $^\circ\text{C}$  (и степень сухости пара « $x$ » для последних ступеней ЦНД);
- энтальпия пара для данных давления и температуры  $h$ , кДж/кг;
- давление пара в корпусе подогревателя  $p'$ , МПа;
- температура насыщения, соответствующая данному давлению,  $t'_n$ ,  $^\circ\text{C}$ ;
- энтальпия кипящей жидкости, соответствующая значениям температуры насыщения,  $h'_n$ , кДж/кг;
- температура питательной воды или конденсата после подогревателей  $t_n$ ,  $^\circ\text{C}$ ;
- энтальпия питательной воды или конденсата после подогревателей  $h_n$ , кДж/кг;
- температура дренажа подогревателей  $t_{др}$ ,  $^\circ\text{C}$ ;
- энтальпия дренажа подогревателей  $h_{др}$ , кДж/кг.

При определении энтальпии питательной воды с помощью термодинамических таблиц [10] ее давление для всей группы ПВД можно оценить

$$p_{пв} = (1,3 \dots 1,4)p_0,$$

где  $p_0$  – давление острого пара (по заданию).

Давление основного конденсата для всех ПНД можно принять равным

$$p_{ок} = (1,5 \dots 1,7)p_\delta,$$

где  $p_\delta$  – давление в деаэраторе повышенного давления.

### 3.5. Баланс основных потоков пара и воды

Потери рабочего тела на электростанции можно разделить на внутренние и внешние. Внутренние утечки пара условно относят к участку паропровода между котлом и турбиной, их принято выражать в долях  $a_{ут}$  от расхода пара на турбину  $G_0$ . Внутренние потери пара и конденсата не должны превышать при номинальной нагрузке 1 % на конденсационных энергоблоках, 1,2 % на отопительных ТЭЦ, 1,6 % на ТЭЦ с производственной или производственно-отопительной нагрузкой.

Вследствие этого паропроизводительность котлоагрегата должна быть равной

$$G_{ко} = G_0 + a_{ут} \cdot G_0 = G_0(1 + a_{ут}). \quad (3.6)$$

На энергоблоках докритического давления с барабанными котлами к внутренним потерям от утечек добавляют потери с непрерывной продувкой из барабанов котлов. Доля непрерывной продувки котлоагрегата  $a_{пр} = G_{пр}/G_{ко}$  принимается равной 0,5-1 % при восполнении потерь обессоленной водой или дистиллятом испарителей, 0,5-3,0 % при восполнении потерь химически очищенной во-

дой. В некоторых случаях для теплофикационных энергоблоков с турбинами типа ПТ допускается увеличение доли непрерывной продувки до 5 %. Таким образом, расход питательной воды в котел должен составлять

$$G_{не} = G_{ко} (1 + a_{np}) = G_o (1 + a_{yt}) (1 + a_{np}). \quad (3.7)$$

Внешние потери теплоносителя имеют место только на теплофикационных энергоблоках с отпуском производственного пара внешним потребителям. Они обуславливаются загрязнением и потерей пара и конденсата у потребителей. Величина внешних потерь может составлять 15-17 % расхода пара на производство.

Количество добавочной воды, вводимой в питательную систему котлов, определится таким образом, как

$$G_{дв} = G_{внутр} + G_{вн} = G_{yt} + G'_{np} + G_{вн}, \quad (3.8)$$

где  $G'_{np}$  – расход конденсата продувки, определяемый, из расчета расширителей непрерывной продувки.

Ввод добавочной воды на современных энергетических установках производится обычно в конденсатор главной турбины. В некоторых случаях вся добавочная вода или ее часть после подогрева в охладителе продувки поступает в вакуумный или атмосферный деаэратор для предварительной деаэрации, а потом подается в линию основного конденсата в рассечку между ПНД или в основной деаэратор повышенного давления.

### 3.6. Методика расчета отдельных элементов тепловой схемы

#### 3.6.1. Расширитель продувки барабанных котлов

Для расчета расширителя составляются уравнения его материального и теплового балансов:

$$G_{np} = G''_{np} + G'_{np}; \quad (3.9)$$

$$G_{np} h_{np} = G''_{np} h''_{np} + G'_{np} h'_{np}. \quad (3.10)$$

Здесь  $G''_{np}$  и  $G'_{np}$  – расходы получающегося в расширителе пара и концентрата продувки соответственно;  $h_{np}$  – энтальпия продувочной воды из барабана котла, определяется по термодинамическим таблицам как энтальпия кипящей жидкости при давлении в барабане котла  $p_{\delta}$  (ориентировочно  $p_{\delta} \approx 1,1 p_0$ );  $h''_{np}$  и  $h'_{np}$  – энтальпия получающегося в расширителе пара и концентрата продувки, определяются соответственно как энтальпия сухого насыщенного пара и кипящей жидкости при давлении в расширителе по термодинамическим таблицам. Давление в расширителе берется с учетом гидравлических потерь в трубопроводах, соединяющих расширитель с аппаратом, куда поступает пар.

Из уравнений (3.9) и (3.10) определяется расход пара из расширителя

$$G''_{np} = G_{np} \frac{h_{np} - h'_{np}}{h''_{np} - h'_{np}}, \quad (3.11)$$

и концентрата продувки

$$G'_{np} = G_{np} - G''_{np}. \quad (3.12)$$

### 3.6.2. Сетевая подогревательная установка

Сетевая подогревательная установка служит для нагрева сетевой воды, теплота которой в дальнейшем используется на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Температура прямой сетевой воды зависит от нагрузки, определяемой температурой наружного воздуха.

При расчетах можно принять температуры прямой и обратной сетевой воды 130/70 °С или 150/70 °С. Может быть принят и другой температурный график сетевой воды.

Подогревательные установки современных теплофикационных паровых турбин обычно выполняются двухступенчатыми, что определяется наличием двух последовательно включенных по сетевой

воде основных сетевых подогревателей. В подогревательных установках некоторых турбин предусмотрен трехступенчатый подогрев сетевой воды. В качестве первой ступени подогрева сетевой воды в таких установках служит встроенный в конденсатор турбины специальный теплофикационный пучок.

Целью расчета сетевой подогревательной установки является определение расхода греющего пара на каждый из сетевых подогревателей. Первоочередная задача при расчете сетевой установки - это определение давления в камерах верхнего и нижнего отопительного отборов турбины, обеспечивающего нагрев сетевой воды до заданной температуры. При заданных мощности отопительного отбора  $Q_m$  и температуре сетевой воды в обратной магистрали  $t_{oc}$  температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя определится по формуле

$$t_{c2} = t_{oc} + \frac{Q_m \cdot 10^3}{C_p \cdot G_{cв}}, \quad (3.13)$$

где  $C_p = 4,19$  кДж/кг °С – теплоемкость воды.

Если известна температура ( $t_{c2}$ ) сетевой воды после сетевых подогревателей, а неизвестен расход сетевой воды  $G_{cв}$ , то его можно найти

$$G_{cв} = \frac{Q_m \cdot 10^3}{(t_{c2} - t_{oc}) \cdot c_p}.$$

Исходя из того, что максимум теплофикационной выработки турбоустановкой достигается при равном подогреве сетевой воды по ступеням, температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя составит величину

$$t_{c1} = \frac{t_{c2} + t_{oc}}{2}. \quad (3.14)$$

Температура насыщения пара в верхнем и нижнем сетевых подогревателях



$$t_{нв} = t_{c_2} + \delta t_{сн}; \quad (3.15)$$

$$t_{ни} = t_{c_1} + \delta t_{сн}, \quad (3.16)$$

где  $\delta t_{сн}$  – температурный недогрев сетевых подогревателей, принимается равным 3...6 °С.

Соответствующее данным температурам насыщения давление пара  $p_{нв}$  и  $p_{ни}$  находится по термодинамическим таблицам. Давление пара в камерах верхнего и нижнего отопительного отборов турбины с учетом гидравлических потерь в паропроводах от камер отборов до сетевых подогревателей может быть оценено величиной

$$p_{мв} = (1,06...1,09)p_{нв}; \quad (3.17)$$

$$p_{ми} = (1,06...1,09)p_{ни}. \quad (3.18)$$

После построения  $h,s$ -диаграммы процесса расширения пара определяется энтальпия пара в камерах верхнего  $h_{мв}$  и нижнего  $h_{ми}$  отопительного отборов турбины и из уравнений тепловых балансов верхнего и нижнего сетевых подогревателей могут быть найдены расходы греющего пара на каждый из них:

$$G_{мв} = \frac{G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{c_2} - t_{c_1})}{(h_{мв} - h_{орв}) \cdot \eta_{сн}}; \quad (3.19)$$

$$G_{ми} = \frac{G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{c_1} - t_{oc})}{(h_{ми} - h_{орн}) \cdot \eta_{сн}}, \quad (3.20)$$

где  $h_{орв}$  и  $h_{орн}$  – энтальпии конденсата греющего пара верхнего и нижнего сетевых подогревателей, определяемые как энтальпии кипящей жидкости по соответствующим температурам насыщения;

$\eta_{сн}$  – КПД сетевых подогревателей ( $\eta_{сн} = 0,98...0,99$ ).

### 3.6.3. Деаэрационная установка подпиточной воды тепловых сетей

Широко применяемая в настоящее время схема деаэрации подпиточной воды тепловых сетей изображена на рис. 3.6. Расчетный расход подпиточной воды  $G_{подп}$ , восполняющий потери от утечек, зависит от вида системы теплоснабжения. Для закрытых систем теплоснабжения он может быть принят равным 1...1,5 % от расхода сетевой воды. Для открытых систем теплоснабжения расход подпиточной воды в первую очередь определяется нагрузкой горячего водоснабжения.

Для расчета деаэрационной установки подпиточной воды тепловых сетей составляется уравнение теплового баланса

$$G_{нед}(h_{нед} - h'_n)\eta_n = G_{подп}(h_{подп} - h_{хов}), \quad (3.21)$$

откуда расход пара на деаэратор

$$G_{нед} = \frac{G_{подп}(h_{подп} - h_{хов})}{(h_{нед} - h'_n)\eta_n}, \quad (3.22)$$

где  $h_{подп} \approx h'_n$  – энтальпия подпиточной воды и конденсата греющего пара, определяемая как энтальпия кипящей жидкости при давлении в деаэраторе;

$h_{нед}, h_{хов}$  – энтальпия греющего пара деаэратора и химически очищенной воды ( $t_{хов} \approx 40^\circ\text{C}$ );

$\eta_n$  – коэффициент, учитывающий потерю теплоты установкой в окружающую среду.

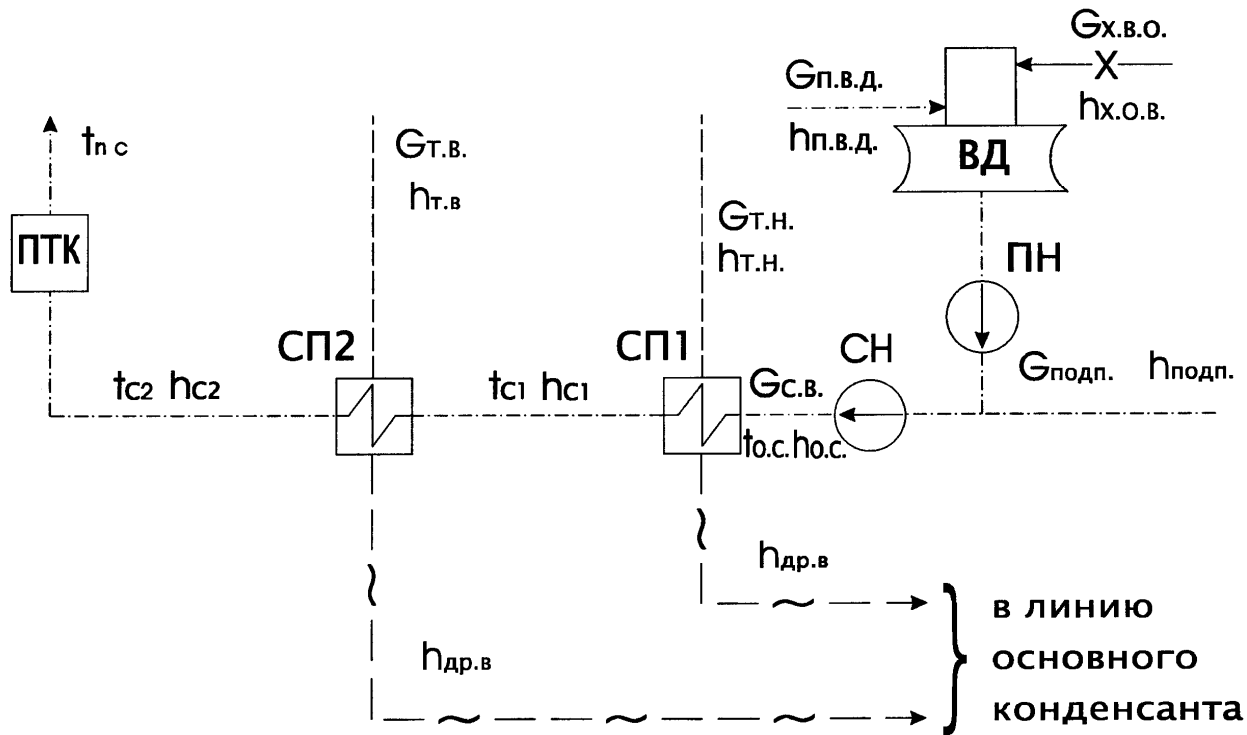


Рис. 3.6. Принципиальная схема сетевой подогревательной установки с двухступенчатым подогревом сетевой воды. ПТК – пиковый теплофикационный котел, СП1 и СП2 - соответственно верхний и нижний сетевые подогреватели, СН – сетевой насос, ПН – подпиточный насос, ВД – вакуумный деаэратор подпитки теплосети

### 3.6.4. Турбопривод питательного насоса

Задачей расчета турбопривода питательного насоса является определение расхода пара на приводную турбину. Мощность турбины питательного насоса (МВт) составляет

$$N_i^{mn} = \frac{G_{ne} (P_{ne} - P_o) V_e}{\eta_n \eta_M^{mn}}, \quad (3.23)$$

где  $V_e$  – удельный объем воды при температуре насыщения в деаэраторе, м<sup>3</sup>/кг (при  $P_o = 0,6$  МПа  $V_e = 0,0011$  м<sup>3</sup>/кг, при  $P_o = 0,7$  МПа  $V_e = 0,00111$  м<sup>3</sup>/кг);

$\eta_n$  – КПД насоса, принимается равным 0,76...0,82;

$\eta_M^{mn}$  – механический КПД турбины, принимается равным 0,97...0,98.

Расход пара на приводную турбину определится из выражения

$$G_{mn} = \frac{N_i^{mn} \cdot 1000}{H_i^{mn}}, \quad (3.24)$$

где  $H_i^{mn}$  – используемое теплопадение в приводной турбине, кДж/кг.

### 3.6.5. Подогреватели высокого давления

Обычно практикуемая в современных паротурбинных установках схема включения подогревателей высокого давления приведено на рис. 3.7. Как видно, в состав схемы регенерации обычно включается 3 ПВД, оснащенных охладителями пара и дренажа. Для их расчета составляются уравнения теплового баланса:

ПВД-1:

$$G_{не} (h_{не1} - h_{не2}) = G_{n1} (h_1 - h_{оп1}) \eta_n ; \quad (3.25)$$

ПВД-2:

$$G_{не} (h_{не2} - h_{не3}) = [G_{n2} (h_2 - h_{оп2}) + G_{n1} (h_{оп1} - h_{оп2})] \eta_n ; \quad (3.26)$$

ПВД-3:

$$G_{не} (h_{не3} - h_{неи}) = [G_{n3} (h_3 - h_{оп3}) + (G_{n1} + G_{n2}) (h_{оп2} - h_{оп3})] \eta_n , \quad (3.27)$$

где  $h_{не1}, h_{не2}, h_{не3}$  – энтальпия питательной воды после ПВД-1, ПВД-2 и ПВД-3, кДж/кг;

$G_{n1}, G_{n2}, G_{n3}$  – расходы греющего пара на ПВД-1, ПВД-2 и ПВД-3, кг/с;

$h_{оп1}, h_{оп2}, h_{оп3}$  – энтальпия дренажа греющего пара ПВД-1, ПВД-2 и ПВД-3 соответственно;

$\eta_n$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, обычно  $\eta_n = 0,99$ .

Энтальпия питательной воды на входе в ПВД-3 определяется с учетом нагрева ее в питательном насосе

$$h_{неи} = h'_{не} + \Delta h_{ни} . \quad (3.28)$$

Повышение энтальпии воды в питательном насосе

$$\Delta h_{ни} = \frac{V_{\epsilon} (P_{не} - P_{\delta})}{\eta_n} \cdot 10^3 . \quad (3.29)$$

Энтальпия ( $h'_{не}$ ) питательной воды после деаэратора определяется как энтальпия кипящей жидкости при давлении ( $p_{\delta}$ ) в деаэраторе.

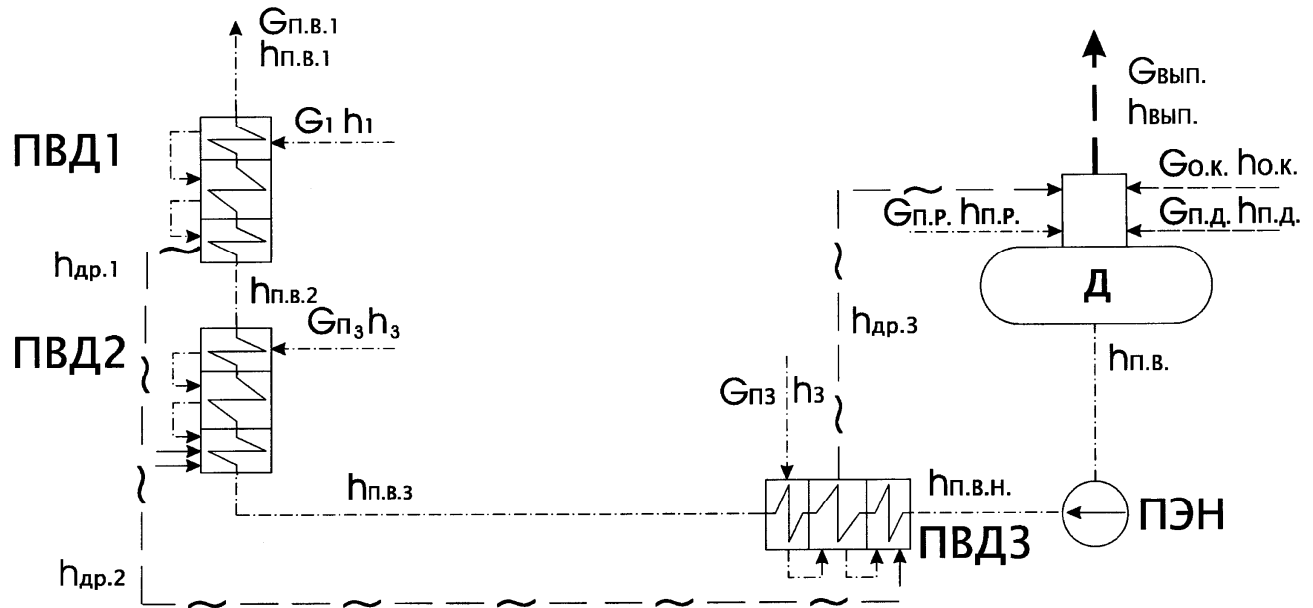


Рис. 3.7. Расчетная схема группы ПВД и основного деаэратора:  
ПЭН – питательный насос, Д - деаэратор

Последовательным решением уравнений (3.25...3.27) определяются расходы пара на каждый из подогревателей высокого давления  $G_{n1}, G_{n2}, G_{n3}$ .

При расчете тепловой схемы аналитическим методом расход пара на каждый из ПВД определяется в долях от расхода пара на турбину. В этом случае соответствующим образом составляются и уравнения теплового баланса. К примеру, для ПВД-1 оно примет вид

$$\alpha_{не} (h_{не1} - h_{не2}) = \alpha_{n1} (h_1 - h_{оп1}) \eta_n, \quad (3.30)$$

где  $\alpha_{не} = \frac{G_{не}}{G_0}$  и  $\alpha_{n1} = \frac{G_{n1}}{G_0}$  – доля расхода питательной воды и пара на ПВД-1.

Отсюда определяется доля расхода пара на ПВД-1

$$\alpha_{n1} = \frac{\alpha_{не} (h_{не1} - h_{не2})}{(h_1 - h_{оп1}) \eta_n}. \quad (3.31)$$

Аналогичным образом составляются уравнения теплового баланса и для остальных ПВД.

### 3.6.6. Деаэратор повышенного давления

Схема включения деаэратора в тепловую схему турбоустановки приведена на рис. 3.7. Задачей расчета деаэратора является определение расхода греющего пара  $G_{нд}$  и основного конденсата  $G_{ок}$  энергоблока. Для этого составляются уравнения материального и теплового балансов деаэратора. Применительно к схеме потоков рис. 3.7 уравнение материального баланса запишется в виде

$$(G_{n1} + G_{n2} + G_{n3}) + G_{ок} + G_{нд} + G_{np}'' = G_{вып} + G_{не}, \quad (3.32)$$

а уравнение теплового баланса

$$\begin{aligned} & \left[ (G_{n1} + G_{n2} + G_{n3}) h_{\text{др3}} + G_{\text{нд}} h_{\text{нд}} + G_{\text{нр}}'' h_{\text{нр}} \right] \eta_n + G_{\text{ок}} h_{\text{ок}} = \\ & = G_{\text{вып}} h_{\text{вып}} + G_{\text{не}} h_{\text{не}}', \end{aligned} \quad (3.33)$$

где  $G_{\text{вып}}, h_{\text{вып}}$  – расход выпара из деаэратора и его энтальпия. Оптимальный относительный расход выпара составляет 1,5...3 кг на 1 т деаэрируемой воды. Энтальпия выпара определяется как энтальпия сухого насыщенного пара при давлении в деаэраторе;

$h_{\text{ок}}$  – энтальпия поступающего в деаэратор основного конденсата;

$G_{\text{нр}}'', h_{\text{нр}}''$  – расход и энтальпия пара, получаемого из расширительной непрерывной продувки барабанного котла.

Из уравнений (2.32) и (2.33) определяются величины  $G_{\text{нд}}$  и  $G_{\text{ок}}$ . На этом расчет деаэратора заканчивается.

### 3.6.7. Подогреватели низкого давления

Задачей расчета подогревателей низкого давления является определение расхода пара на каждый из подогревателей. С этой целью последовательно для каждого ( $i$ ) из ПНД, начиная с последнего по ходу основного конденсата, составляется уравнение теплового баланса, из которого и определяется расход пара на  $i$ -й подогреватель  $G_{ni}$ . Они аналогичны уравнениям теплового баланса для подогревателей высокого давления (необходимо подставить нужные индексы). В случае отвода конденсата греющего пара из ПНД дренажным насосом в поток основного конденсата за ним, составляются уравнения теплового баланса для обоих ПНД, расположенных до и после точки смешения, и расходы пара на них определяются путем совместного решения данных двух уравнений.

В схеме регенерации низкого давления кроме ПНД устанавливаются и вспомогательные теплообменники (охладители пара уплотнений, охладители эжекторов). Строго нагрев воды во вспомогательных теплообменниках определяется в результате решения уравнений теплового баланса отдельных участков рассчитываемого узла. Однако для упрощенных расчетов повышение энтальпии в каждом из вспомогательных теплообменников может быть оценено в 20...25 кДж/кг.



### 3.7. Сведение энергетического и материального балансов турбоустановки и проверка правильности расчетов

При расчете тепловой схемы аналитическим методом после определения долей  $\alpha_{ni}$  – расхода пара на различные теплообменники из уравнения энергетического баланса определяется численное значение расхода ( $G_0$ ) свежего пара на турбину, кг/с

$$G_0 = \frac{N_g \cdot 10^3}{\eta_m \eta_z} - \frac{\sum A_i h_i}{\sum \alpha_{ni} h_{ii}} \quad (3.34)$$

и расходов пара в отборы  $G_{ni} = \alpha_{ni} \cdot G_0$  (расход пара на регенеративные подогреватели тепловой схемы и турбопривод), в конденсатор  $G_k = \alpha_k \cdot G_0$ . Здесь:  $A_i$  – расходы пара из отборов турбины, выраженные числовыми значениями (на сетевые подогреватели, на технологические нужды, на калориферы, сушку топлива и т.д.);  $h_{ii} = h_0 - h_{омбi}$  для отборов до промперегрева пара и  $h_{ii} = h_0 - h_{омбi} + \Delta h_{nn}$  для отборов пара после промперегрева - использование теплопадения для  $i$ -го отбора пара, кДж/кг.

После этого производится контроль правильности расчетов путем составления уравнений материального и энергетического балансов.

Материальный баланс проверяется путем суммирования потоков пара из отборов турбины и в конденсатор и сравнения полученного значения с расходом свежего пара на турбину

$$G_0 = G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n + G_k,$$

где  $G_1 \dots G_n$  – полные расходы пара из отборов на регенеративный подогрев и турбопривод питательного насоса.

Для сведения энергетического баланса суммируется мощность всех потоков пара и сравнивается с заданной мощностью турбины.

Для удобства расчет материального и энергетического балансов турбоустановки сводится в следующую таблицу:

Номер отбора	Величина потока, кг/с	Использование в потоке теплопадения, кДж/кг	Внутренняя мощность потока, кВт
1	$G_1 + A_1$	$h_{i1} = h_0 - h_1$	$(G_1 + A_1)h_{i1}$
2	$G_2 + A_2$	$h_{i2} = h_0 - h_2$	$(G_2 + A_2)h_{i2}$
3	$G_3 + A_3$	$h_{i3} = h_0 - h_3 + \Delta h_{nn}$	$(G_3 + A_3)h_{i3}$
...	...	...	...
$n$	$G_n + A_n$	$h_{in} = h_0 - h_n + \Delta h_{nn}$	$(G_n + A_n)h_{in}$
$k$	$G_k$	$h_{ik} = h_0 - h_k + \Delta h_{nn}$	$G_k h_{ik}$
$\Sigma$	$G_0 = \Sigma(G_i + A_i) + G_k$	$N_i = \Sigma(G_i + A_i)h_{ii} + G_k h_{ik}$ $N_9 = N_i \eta_m \eta_c$	

#### 4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ СТАНЦИЙ

##### 4.1. Пример расчета тепловой схемы 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  $N_9 = 135$  МВт.
2. Начальные параметры пара:  $p_0 = 12,75$  МПа;  $t_0 = 565^\circ\text{C}$ ; ( $i_0 = 3500$  кДж/кг).
3. Давление в конденсаторе турбины  $p_k = 2,94$  кПа.
4. Давление регулируемых отборов пара:  
промышленного  $p_{np} = 1,47$  МПа;  
верхнего отопительного  $p_{om1} = 0,1176$  МПа;  
нижнего отопительного (нерегулируемого)  $p_{om2} = 0,0638$  МПа.
5. Схема отпуска теплоты с ТЭЦ:

а) технологический пар из промышленного отбора с  $D_{np} = 89$  кг/с (320 т/ч). Конденсат пара на ТЭЦ возвращается полностью; температура возвращаемого конденсата  $t_{вк} = 100^\circ\text{C}$ ;

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  $Q_{от}^{макс} = 233$  МВт (200 Гкал/ч).

6. Температурный график сети в расчетном режиме  $\tau_n / \tau_0 = 150/48^\circ\text{C}$ .

7. Тип парогенераторов – барабанный.

8. Параметры пара:  $p_{нз} = 13,72$  МПа;  $t_{нз} = 570^\circ\text{C}$ .

9. Температура питательной воды  $t_{пв} = 232^\circ\text{C}$ .

10. Коэффициент продувки парогенератора  $\alpha_{пр} = 1,5\% D_{нз}^{\text{бр}}$ , где  $D_{нз}^{\text{бр}}$  – 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  $\alpha_{сн}^{ко} = 1,2\% D_{нз}^{\text{н}}$ , где  $D_{нз}^{\text{н}}$  – расход пара из парогенератора (нетто).

13. Внутростанционные потери конденсата (условно принять из деаэратора)  $\alpha_{ум} = 1,3\% D_m$ .

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

15. Давление в деаэраторе  $p_d = 0,588$  МПа.

16. Схема приготовления добавочной воды парогенератора — химводоочистка. Восполнение потерь конденсата осуществляется в конденсаторе турбины.

17. Температура химически очищенной воды  $t_{хов} = 30^\circ\text{C}$ .

18. Подогрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях принять равным  $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сн} = 25^\circ\text{C}$  (высокий подогрев вызван малым расходом основного конденсата турбины в этом режиме).

19. Недогрев воды в подогревателях высокого давления  $\theta_{\text{нед}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ \*, а в подогревателях низкого давления  $\theta_{\text{нед}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

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

21. Электромеханический КПД генератора  $\eta_{\text{эм}} = 0,98$ .

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

Принципиальная схема электростанции представлена на рис. 4.1. На основе заводских данных для условий работы турбоустановки ПТ-135/165-130/15 при номинальном режиме построена диаграмма процесса расширения пара в турбине (рис. 4.2). Из заводских данных следует также:

а) в ПВД-3 поступает пар из уплотнений в количестве  $D_{\text{упл}} = 1,33 \text{ кг/с}$  с энтальпией  $i_{\text{упл}} = 3280 \text{ кДж/кг}$ ;

б) количество пара, поступающего из концевых уплотнений турбины в конденсатор,  $D_{\text{ку}} = 0,0116 \text{ кг/с}$ ;

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

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

Принимаем по заводским данным потерю давления пара на пути от турбины до регенеративных подогревателей в количестве 8 % давления в отборе. Пользуясь данными таблиц свойств воды и водяного пара и диаграммой процесса расширения пара в турбине (рис. 4.2), составляем сводную таблицу параметров в основных точках схемы (табл. 4.1). 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 деаэрата — 0.

---

\* С учетом использования перегрева пара в отсеках ПВД.

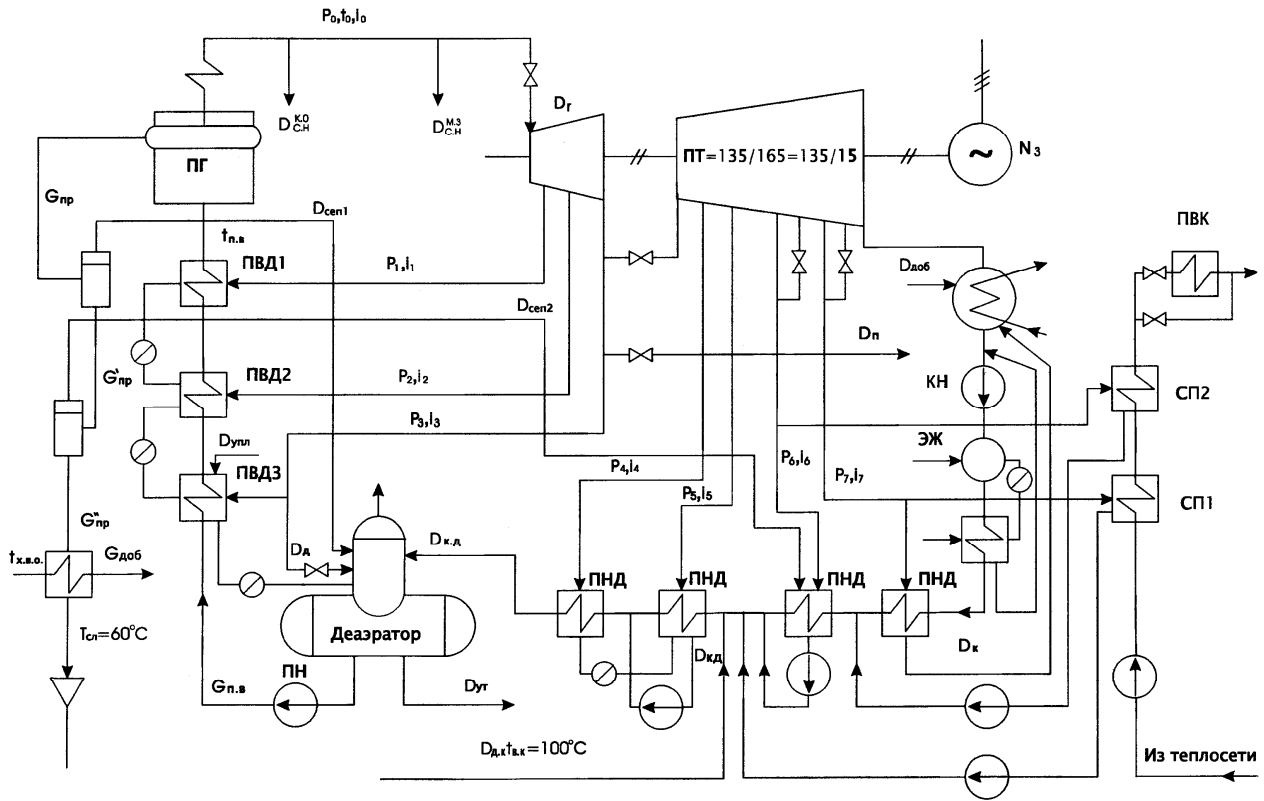


Рис. 4.1. Принципиальная тепловая схема электростанции с турбиной ПТ-135/165-130/15

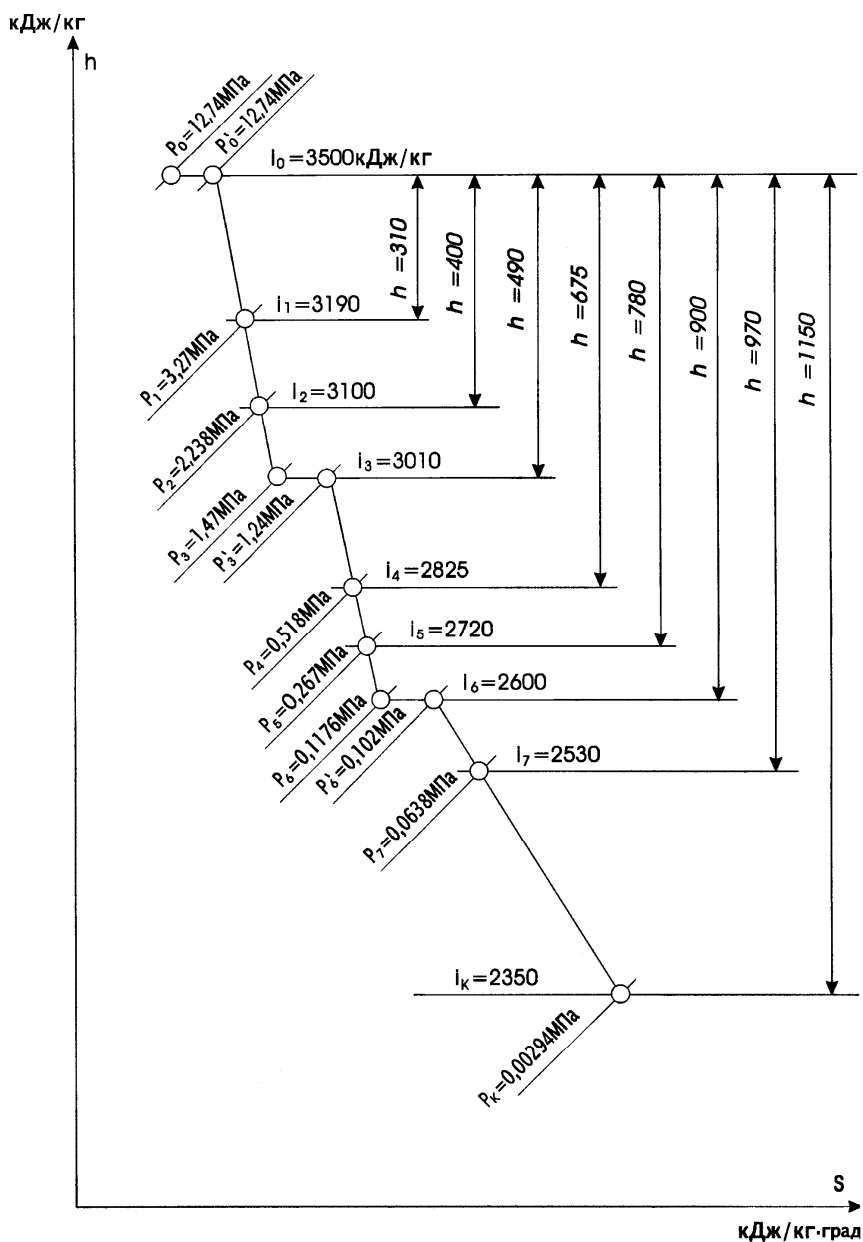


Рис. 4.2. Процесс расширения пара в турбине ПТ-135/165-130/15 в  $h, s$ -диаграмме

Т а б л и ц а 4.1

Таблица параметров основных элементов схемы

Наименование величин	Элементы схемы										
	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Деаэ- ратор	ПНД4	ПНД5	ПНД6	ПНД7	Кон- денса- тор	СП1	СП2
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 подогрева- теле, 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 теп- лоперепад потока пара, кДж/кг	310	400	490	490	675	780	900	970	1150	900	970

**Примечания:** 1. Энтальпия воды на входе в ПВД3 определена с учетом повышения ее в питательном насосе (см. п. 22).

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

## Расчет сетевой подогревательной установки

### 1. Расход сетевой воды

$$G_{св} = \frac{Q_{om}^{макс}}{\Delta t_{св}} = \frac{233 \cdot 10^3}{632,5 - 201} = 504 \text{ кг/с (1940 т/ч)}.$$

### 2. Тепловая нагрузка отопительных отборов

$$Q_{om} = Q_{om}^{макс} \frac{\Delta t_{сн}}{(\tau_n - \tau_o)C_p} = 233 \frac{215}{431,5} = 116,1 \text{ МВт } (\approx 100 \text{ Гкал/ч}),$$

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

### 3. Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла

$$Q_{пвк} = Q_{om}^{макс} - Q_{om} = 233 - 116,1 = 116,9 \text{ МВт } (\approx 100 \text{ Гкал/ч}).$$

### 4. Расход пара на сетевой подогреватель нижней ступени

$$D_{сн1} = \frac{G_{св} \Delta t_{сн1}}{(i_{омб7} - i_{оп7})\eta_{мо}} = \frac{540,0(340 - 201)}{(2530 - 361)0,98} = 35,3 \text{ кг/с (127,1 т/ч)}.$$

### 5. Расход пара на сетевой подогреватель верхней ступени

$$D_{сн2} = \frac{G_{св} \Delta t_{сн2}}{(i_{омб6} - i_{оп6})\eta_{мо}} = \frac{540,0(416 - 340)}{(2600 - 430)0,98} = 18,9 \text{ кг/с (68 т/ч)}.$$

### 6. Тепловая нагрузка подогревателей

$$Q_{сн2} = 540 \cdot 139 = 75,1 \text{ МВт (64,7 Гкал/ч)};$$

$$Q_{сн1} = 540 \cdot 76 = 41,0 \text{ МВт (35,2 Гкал/ч)}.$$



### **Определение предварительного расхода пара на турбину**

7. Коэффициент недоиспользования мощности промышленного отбора

$$y_{np} = \frac{H_i - h_{np}}{H_i} = \frac{1150 - 490}{1150} = 0,574.$$

8. Коэффициенты недоиспользования мощности отопительных отборов

$$y_{om1} = \frac{H_i - h_{om1}}{H_i} = \frac{1150 - 970}{1150} = 0,1565;$$

$$y_{om2} = \frac{H_i - h_{om2}}{H_i} = \frac{1150 - 900}{1150} = 0,2176.$$

9. Оцениваем расход пара на турбину по формуле

$$D_m = k_{рег} \left( \frac{N_2}{H_i \eta_{эм}} + y_{np} D_{np} + y_{om1} D_{cn1} + y_{om2} D_{cn2} \right).$$

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

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

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

### **Расчет сепараторов непрерывной продувки**

10. Производительность парогенератора

$$D_{nz}^{\bar{p}} = D_m + D_{ch}^{ko} = (1 + \alpha_{ch}^{ko})D_m = 1,012 \cdot 209 = 1,012 \cdot 209 = \\ = 211,51 \text{ кг/с (761 т/ч)}.$$

11. Расход пара на собственные нужды котельного отделения

$$D_{ch}^{ko} = 0,012D_m = 2,51 \text{ кг/с(9,03 т/ч)}.$$

12. Расход питательной воды

$$G_{nv} = D_{nz}^{\bar{p}} + D_{np} = (1 + \alpha_{np})D_{nz}^{\bar{p}} = 1,015 \cdot 211,51 = \\ = 214,68 \text{ кг/с (772,5 т/ч)}.$$

13. Расход продувочной воды

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

14. Выпар из первой ступени сепаратора

$$D_{cen1} = \frac{G_{np}(i_{np} - i_{cen1})}{r_1},$$

где  $i_{np} = 1560$  кДж/кг – энтальпия воды в барабане парогенератора при  $p_{\bar{p}} = 13,72$  МПа (140 кг/см<sup>2</sup>);

$i_{cen1} = 666$  кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из I ступени сепаратора;

$r_1 = 2090$  кДж/кг – теплота парообразования при давлении  $p_{\bar{p}} = 0,588$  МПа;

$$D_{cen1} = \frac{3,17(1560 - 666)}{2096} = 1,36 \text{ кг/с(4,9 т/ч)}.$$

15. Выпар из второй ступени сепаратора

$$D_{cen2} = \frac{G'_{np}(i_{cen1} - i_{cen2})}{r_2} = \frac{1,81(666 - 437)}{2250} 0,184 \text{ кг/с} (0,665 \text{ т/ч});$$

$$G'_{np} = G_{np} - D_{cen1} = 3,17 - 1,36 = 1,81 \text{ кг/с},$$

где  $i_{cen2} = 437$  кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из II ступени сепаратора.

16. Количество воды, сливаемой в техническую канализацию ( $t_{cl} = 60^\circ\text{C}$ ),

$$\begin{aligned} G''_{np} &= G_{np} - (D_{cen1} + D_{cen2}) = 3,17 - (1,36 + 0,184) = \\ &= 1,62 \text{ кг/с} (\approx 5,86 \text{ т/ч}). \end{aligned}$$

17. Расход химически очищенной воды, подаваемой в конденсатор,

$$\begin{aligned} G_{хов} &= G_{доб} = G''_{np} + G_{ym} + D_{сн}^{ко} = \\ &= 1,626 + 0,013 \cdot 209 + 2,51 = 6,853 \text{ кг/с} (\approx 24,8 \text{ т/ч}). \end{aligned}$$

18. Энтальпия химически очищенной воды после охладителя непрерывной продувки

$$\begin{aligned} i'_{хов} &= i_{хов} + \frac{G''_{np}(i_{cen2} - i_{cl})}{G_{хов}} = 125,7 + \frac{1,626(437 - 251)}{6,853} = \\ &= 169,83 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

### Расчет регенеративной схемы

19. Расход пара на ПВД-1

$$D_1 = \frac{G_{нс} (i_{нс} - i_2)}{(i_{омб1} - i_{оп1}) \eta_{мо}} = \frac{214,68(1001,6 - 907,6)}{(3190 - 945,5)0,98} =$$
$$= 9,190 \text{ кг/с (33,084 т/ч)} .$$

20. Расход пара на ПВД-2

$$D_2 = \frac{G_{нс} (i_2 - i_3) - \eta_{мо} D_1 (i_{оп1} - i_{оп2})}{(i_{омб2} - i_{оп2}) \eta_{мо}} =$$
$$= \frac{214,68(907,6 - 815,6) - 0,98 \cdot 9,190(945,5 - 857,5)}{(3100 - 857,5)0,98} =$$
$$= 8,610 \text{ кг/с (30,996 т/ч)} .$$

21. Расход пара на ПВД-3

$$D_3 = \frac{G_{нс} (i_3 - i_о) - \eta_{мо} [(D_1 + D_2)(i_{оп2} - i_{оп3}) + D_{унл} (i_{унл} - i_{оп3})]}{(i_{омб3} - i_{оп3}) \eta_{мо}} =$$
$$= \frac{214,68(815,6 - 689) - 0,98 \cdot 17,80(857,5 - 730,9) + 1,33(3280 - 730,9)}{(3010 - 730,9)0,98} =$$
$$= 9,682 \text{ кг/с (34,892 т/ч)} .$$

22. Повышение энтальпии питательной воды в насосе

$$\Delta t_{нс} = \frac{\Delta p_{нс} v_{cp}}{\eta_n} .$$

Принимаем давление питательной воды после питательного насоса

$$p_n = 1,15 p_{nz} = 1,15 \cdot 13,72 = 15,78 \text{ МПа} .$$

По таблицам воды и водяного пара, учитывая, что  $t_\delta = 158^\circ\text{C}$  и  $p_n^{cp} = \frac{15,8 + 0,588}{2} = 8,194 \text{ МПа}$ , находим

$$v_{cp} = 0,00109 \text{ м}^3/\text{кг};$$

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

Энтальпия питательной воды на входе в ПВД-3  $i'_\delta = 668 + 21 = 689 \text{ кДж/кг}$ .

23. Материальный баланс деаэратора

$$D_1 + D_2 + D_3 + D_{ynl} + D_{cen1} + D_\delta + D_{\kappa\delta} = G_{nv} + G_{ym} ;$$

$$9,190 + 8,610 + 9,692 + 1,33 + 1,36 + D_\delta + D_{\kappa\delta} = 214,68 + 2,71 ;$$

$$D_\delta + D_{\kappa\delta} = 187,208 \text{ кг/с} .$$

24. Тепловой баланс деаэратора

$$\begin{aligned} [D_\delta i_\delta + (D_1 + D_2 + D_3 + D_{ynl}) i_{\delta p3} + D_{cen1} i''_{cen1}] \eta_{mo} + D_{\kappa\delta} i_4 = \\ = (G_{nv} + G_{ym}) i_\delta , \end{aligned}$$

где  $i''_{cen1}$  – энтальпия сухого насыщенного пара в сепараторе I ступени;

$$[D_{\circ} \cdot 3010 + (9,190 + 8,610 + 9,692 + 1,33) \cdot 730,9 + 1,35 \cdot 2755] \cdot 0,98 + D_{\kappa\delta} \cdot 610 = (214,68 + 2,71) 668.$$

Из решения пп. 23 и 24 находим  $D_{\circ} = 2,865$  кг/с (10,31 т/ч);  
 $D_{\kappa\delta} = 184,343$  кг/с (663,634 т/ч).

25. Расход пара на ПНД-4

$$D_4 = \frac{D_{\kappa\delta}(i_4 - i_{c4})}{(i_{омб4} - i_{оп4})\eta_{mo}}.$$

Оцениваем энтальпию конденсата на входе в ПНД-4 (с последующим уточнением)  $i_{c4} = 515$  кДж/кг;

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

26. Расход пара на ПНД-5

$$D_5 = \frac{(D_{\kappa\delta} - D_4 - D_5)(i_5 - i_{c5})}{(i_{омб5} - i_{оп5})\eta_{mo}}.$$

Оцениваем энтальпию конденсата на входе в ПНД-5 (с последующим уточнением)  $i_{c5} = 415$  кДж/кг; тогда

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

$$D_5 = 7,768 \text{ кг/с (28,030 т/ч)}.$$

Расход конденсата через ПНД-5

$$D'_{\kappa\delta} = D_{\kappa\delta} - D_4 - D_5 = 184,343 - 8,148 - 7,768 = 168,409 \text{ кг/с}.$$

27. Проверка принятого значения  $i_{c4}$

$$t_{c4} = \frac{D'_{\kappa 0} i_5 + (D_4 + D_5) i_{омб5}}{D_{\kappa 0}} = \frac{168,409 \cdot 514 + 15,934 \cdot 535}{184,348} =$$

$$= 515,63 \text{ кДж/кг,}$$

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

28. Оценка расхода пара в конденсаторе

$$D_{\kappa} = D_m - (D_1 + D_2 + D_3 + D_{ynл} + D_{\delta} + D_n + D_4 + D_5 + D_{cn1} +$$

$$+ D_{n6} + D_{cn2} + D_{n7} + D_{кy} + D_{cn} + D_{эж} + D_{сэж});$$

$$D_{\kappa} = 209 - (9,190 + 8,610 + 9,692 + 1,33 + 2,865 + 89 + 8,148 +$$

$$+ 7,786 + 18,90 + D_{n6} + 35,30 + D_{n7} + 0,011 + 1,795 + 0,654);$$

$$D_{\kappa} = 15,719 - (D_{n6} + D_{n7}), \text{ кг/с.}$$

Этот поток пара определяет конденсационную мощность турбины.

29. Количество конденсата, проходящего через ПНД-7,

$$D'_{\kappa} = D_{\kappa} + D_{n7} + D_{кy} + G_{доб} + D_{cn} + D_{эж} + D_{сэж};$$

$$D'_{\kappa} = 15,719 - D_{n6} + 0,011 + 6,853 + 1,795 + 0,654 =$$

$$(25,032 - D_{n6}), \text{ кг/с.}$$

30. Расход пара на ПНД-7

$$D_{n7} = \frac{D'_{\kappa} (i_7 - i_{cn})}{(i_7 - i_{оп7}) \eta_{mo}} = \frac{(25,032 - D_{n6})(337 - 248)}{(2530 - 358)0,98};$$

$$D_{n7} = 1,046 - 0,0418 D_{n6}.$$

31. Уравнение теплового баланса ПНД-6

$$[D_{n6}(i_{омб6} - i_{оп6}) + D_{сн2}(i''_{сн2} - i_{оп6})]\eta_{mo} = (D'_κ + D_{сн1})(i_6 - i_{с6});$$

$$D_{n6} = \frac{(25,032 - D_{n6} + D_{сн1})(i_6 - i_{с6}) - D_{сн2}\eta_{mo}(i''_{сн2} - i_{оп6})}{(i_{омб6} - i_{оп6})\eta_{mo}}.$$

Оцениваем энтальпию конденсата на входе в ПНД-6  
 $i_{с6} = 352$  кДж/кг;

$$D_{n6} = \frac{(25,032 - D_{n6} + 35,3)(407 - 352) - 0,184 \cdot 0,98(2687 - 352)}{(2600 - 428) \cdot 0,98};$$

$$D_{n6} = 1,326 \text{ кг/с (4,776 т/ч)}.$$

32. Из п. 30  $D_{n7} = 1,046 - 0,055 = 0,990$  кг/с (3,556 т/ч).

Из п. 29  $D'_κ = 25,032 - 1,326 = 23,705$  кг/с (85,40 т/ч).

Из п. 28  $D_κ = 15,719 - 2,316 = 13,403$  кг/с (48,250 т/ч).

33. Уточнение ранее принятого значения  $i_{с5}$ :

$$t_{с5} = \frac{D_n i_{вк} + D_{сн1} i_{сн1} + D_{n6} i_{оп6} + (D'_κ + D_{сн2}) i_6}{D''_κ} =$$

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

что практически совпадает с данными п. 26.

34. Уточнение ранее принятого значения  $i_{с6}$



$$i_{c6} = \frac{D_{cn2}i_{cn2} + D'_k i_7}{D'_k + D_{cn2}} = \frac{35,3 \cdot 361 + 23,706 \cdot 337}{23,706 + 35,3} = 351,358 \text{ кДж/кг},$$

что практически совпадает с данными п. 31.

### 35. Проверка баланса пара в турбине

$$D_m = D_1 + D_2 + D_3 + D_{ynл} + D_\partial + D_n + D_4 + D_5 + D_{n6} + \\ + D_{cn1} + D_{n7} + D_{cn2} + D_\kappa + D_{\kappa y} + D_{cn} + D_{эж};$$

$$209 = 9,190 + 8,670 + 9,692 + 1,33 + 2,865 + 89 + 8,148 + 7,786 + \\ + 1,326 + 18,90 + 35,3 + 0,990 + 13,403 + 0,011 + 1,795 + 0,654);$$

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

### 36. Проверка материального баланса деаэрата:

$$G_{нс} + D_{ym} = D_{\kappa\partial} + D_\partial + D_{cen1} + D_{ynл} + D_1 + D_2 + D_3;$$

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

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

### 37. Внутренняя мощность турбины

$$N_i = \sum D_i h_i = 9,190 \cdot 310 + 8,610 \cdot 400 + 101,557 \cdot 490 + 8,148 \cdot 675 + \\ + 7,768 \cdot 780 + 20,226 \cdot 900 + 36,29 \cdot 970 + 13,403 \cdot 1150 = \\ = 136,447 \cdot 10^3 \text{ кВт}.$$

### 38. Электрическая мощность турбогенератора

$$N_\partial = N_i \eta_{эм} = 136,447 \cdot 0,98 = 133,718 \text{ МВт};$$

небаланс мощности –  $\Delta N_3 = 1,282$  МВт, что составляет 0,95 %.

39. Уточнение расхода пара на турбину

$$\Delta D_m = k_{\text{рез}} \frac{\Delta N_3}{H_i \eta_{\text{эм}}} = 1,15 \frac{1,282 \cdot 10^3}{1150 \cdot 0,98} = 1,3 \text{ кг/с (4,68 т/ч)}.$$

40. Уточнение расхода пара на турбину

$$D'_m = D_m + \Delta D_m = 209 + 1,3 = 210,3 \text{ кг/с (756 т/ч)}.$$

41. Уточнение значения коэффициента регенерации

$$k'_{\text{рез}} = \frac{D'_m}{\frac{N_3}{H_i \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{np}} D_{\text{np}} + y_{\text{om1}} D_{\text{cn1}} + y_{\text{om2}} D_{\text{cn2}}} = \frac{210,3}{181,73} = 1,157.$$

Если отклонение мощности от принятой для расчета схемы превышает заданную точность (>2 %), то производят пересчет схемы на уточненный расход  $D'_m$ . При этом все расчетные формулы для определения отдельных потоков пара не изменяют, а при отклонении мощности менее чем на 1 % не перестраивают и 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.

#### 4.2. 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 котел) при расчетной температуре наружного воздуха  $Q_m^{\text{макс}} = 350$  МВт.

2. Коэффициент теплофикации (с учетом работы встроенного теплофикационного пучка)  $\alpha_m = 0,571$ .

3. Расход сетевой воды  $G_{св} = 1000$  кг/с (3600 т/ч).

4. Температура сетевой воды в обратной магистрали  $\tau_{oc} = 56^\circ\text{C}$ .

5. Параметры пара перед турбиной:  $p_0 = 12,75$  МПа,  $t_0 = 565^\circ\text{C}$ .

6. Внутренние относительные КПД турбины по отсекам:  $\eta_{oi}^{вод} = 0,8$ ;  $\eta_{oi}^{сод} = 0,84$ .

7. Коэффициент полезного действия подогревателей  $\eta_{то} = 0,98$ .

8. Электромеханический КПД 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  $p_d = 0,588$  МПа.

12. Нагрев конденсата турбины в сальниковом и эжекторном подогревателях  $\Delta t_{сн+эж} = 5^\circ\text{C}$ .

13. Внутростанционными потерями пара, конденсата и продувочной воды (для упрощения расчета) пренебречь.

Принципиальная схема турбоустановки Т-100-130 изображена на рис. 4.3.

Наиболее трудоемким элементом теплового расчета схемы турбоустановки с тремя ступенями подогрева 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 уравнения теплового баланса встроенного пучка и сетевых подогревателей, а также уравнения Флюгеля для промежуточного отсека:

$$Q_{ан} = G_{св} c_p (\tau_{сн1} - \tau_{oc}); \quad (4.1)$$

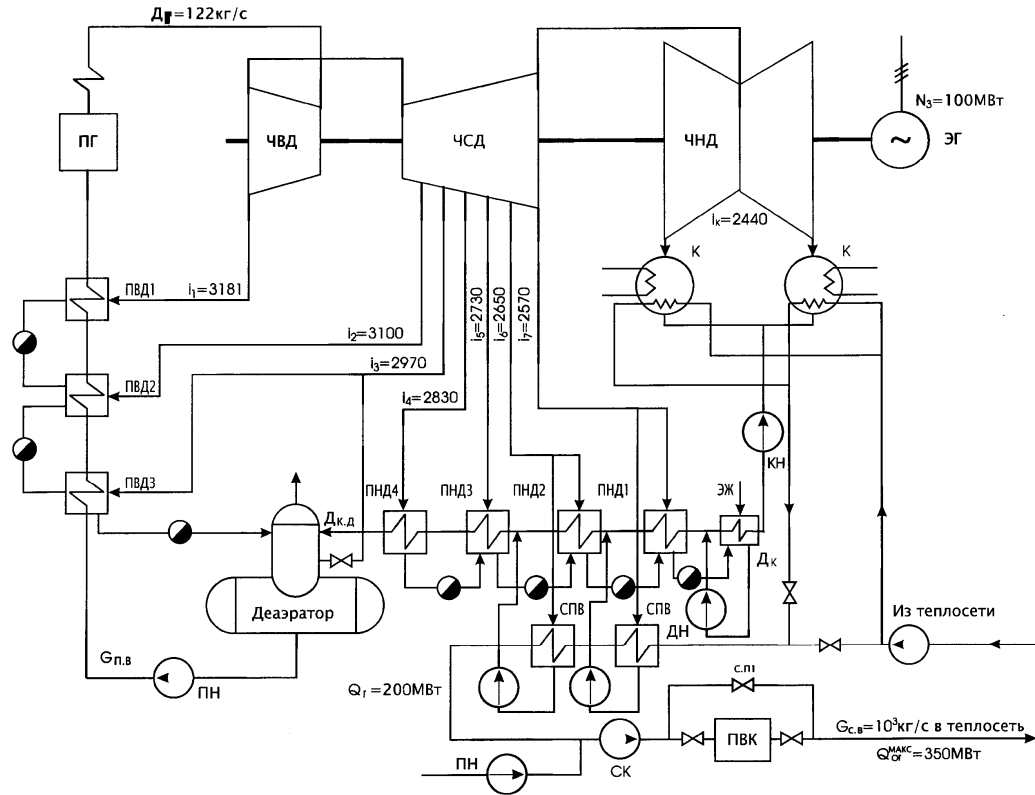


Рис. 4.3. Принципиальная тепловая схема электростанции с турбинами Т-100-130

$$Q_{cни} = \varepsilon_{cни} G_{cв} c_p (t_{cни}^н - \tau_{cн1}); \quad (4.2)$$

$$Q_{cсв} = \varepsilon_{cсв} G_{cв} c_p (t_{cсв}^н - \tau_{cн2}); \quad (4.3)$$

$$P_{отб6}^{abc} = \sqrt{\frac{D_{но}^2}{k_2^2} + P_{отб7}^2}, \quad (4.4)$$

где  $Q_{вн}$ ,  $Q_{cни}$  и  $Q_{cсв}$  – тепловая нагрузка соответственно встроенного теплофикационного пучка, нижнего и верхнего сетевых подогревателей;

$\varepsilon_{cни}$ ,  $\varepsilon_{cсв}$  – удельная безразмерная тепловая характеристика соответственно нижнего и верхнего сетевых подогревателей;

$G_{cв} c_p$  – тепловой эквивалент сетевой воды, равный произведению расхода воды на ее теплоемкость;

$\tau_{cн1}$ ,  $\tau_{cн2}$  – температура сетевой воды соответственно перед нижним и верхним сетевыми подогревателями;

$t_{cни}^н$ , – температура насыщения греющего пара соответственно в нижнем и верхнем сетевых подогревателях;

$P_{отб6}^{abc}$  – абсолютное давление пара в верхнем теплофикационном отборе (отбор 6);

$D_{но}$  – расход пара через промежуточный отсек;

$k_2$  – пропускная способность промежуточного отсека [ $k_2 = 194 \cdot 10^3$  кг/(ч·МПа)];

$P_{отб7}$  – абсолютное давление в нижнем теплофикационном отборе (отбор 7).

Учитывая, что теплофикационная мощность турбины равна сумме мощностей теплофикационных отборов и встроенного пучка ( $Q_{от} = Q_{cсв} + Q_{cни} + Q_{вн}$ ), уравнения (4.1) – (4.4) можно представить в обобщенном виде

$$t_{cнв}^H = \frac{Q_{om}}{\varepsilon_{cнв} G_{cв} c_p} - \varepsilon_{cни} \left( \frac{1}{\varepsilon_{cнв}} - 1 \right) (t_{cни}^H - \tau_{oc}) -$$

$$- (1 - \varepsilon_{cни}) \left( \frac{1}{\varepsilon_{cнв}} - 1 \right) \frac{Q_{пв}}{G_{cв} c_p} + \tau_{oc} . \quad (4.5)$$

Предварительно задаваясь давлением пара в нижнем сетевом подогревателе и, таким образом, зная температуру насыщения пара, можно по уравнению (4.5) найти температуру насыщения пара в верхнем сетевом подогревателе  $t_{cнв}^H$  и, следовательно, его давление. В процессе решения указанных уравнений давления в камерах отборов подбираются такими, чтобы они одновременно удовлетворяли уравнениям (4.4) и (4.5). Наиболее надежным и быстрым способом решения задачи является графоаналитический метод. Ниже излагается последовательность расчета.

#### 1. Теплофикационная мощность турбины

$$Q_{om} = Q_{om}^{max} \alpha_{om} = 350 \cdot 0,571 = 200 \text{ МВт.}$$

#### 2. Задаемся давлением в нижнем сетевом подогревателе

$$p_{cни} = 0,1 \text{ МПа.}$$

#### 3. Температура насыщения пара в нижнем сетевом подогревателе (по таблицам свойств воды и водяного пара)

$$t_{cни}^H = 99,4^\circ C .$$

4. Тепловая нагрузка встроенного пучка (при отсутствии сброса теплоты в конденсатор из различных источников)  $Q_{en} = Q_{om} - \sum Q_{омб}^{ном}$ ;  $\sum Q_{омб}^{ном} = 186 \text{ МВт}$  (по паспортным данным турбины Т-100-130), что эквивалентно суммарному отбору пара 86 кг/с (310 т/ч). Следовательно,  $Q_{en} = 200 - 186 = 14 \text{ МВт.}$

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

$$D_{\kappa} = \frac{Q_{\text{ен}}}{\Delta i_{\kappa}} = \frac{14 \cdot 10^3}{2200} = 6,36 \text{ кг/с (22,9 т/ч)}.$$

6. Температура сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем

$$\tau_{\text{сн1}} = \tau_{\text{ос}} + \frac{Q_{\text{ен}}}{G_{\text{св}} c_p} = 56 + \frac{14 \cdot 10^3}{1000 \cdot 4,19} = 59,3^{\circ}\text{C}.$$

7. Удельные безразмерные тепловые характеристики нижнего и верхнего сетевых подогревателей

$$\varepsilon_{\text{сн1}} = 1 - \frac{1}{e^{\Phi_n / \sqrt{G_{\text{св}} c_p}}} = 1 - \frac{1}{e^{3420 / \sqrt{4190 \cdot 10^3}}} = 0,812;$$

$$\varepsilon_{\text{сн2}} = 1 - \frac{1}{e^{\Phi_6 / \sqrt{G_{\text{св}} c_p}}} = 1 - \frac{1}{e^{3830 / \sqrt{4190 \cdot 10^3}}} = 0,846,$$

где  $\Phi_n = 3420$  (кВт/град)<sup>0,5</sup>;

$\Phi_6 = 3830$  (кВт/град)<sup>0,5</sup> – параметры соответственно нижнего и верхнего сетевых подогревателей.

8. Тепловые нагрузки сетевых подогревателей

$$Q_{\text{сн1}} = 0,812 \cdot 4,19 \cdot 10^3 (99,4 - 59,3) = 136 \text{ МВт};$$

$$Q_{\text{сн2}} = Q_{\text{отб}} - Q_{\text{сн1}} = 186 - 136 = 50 \text{ МВт}.$$

9. Расходы пара в подогревателях

$$D_{cни} = \frac{Q_{cни}}{q_{cни} \eta_{mo}} = \frac{136 \cdot 10^3}{2200 \cdot 0,98} = 63,2 \text{ кг/с (227 т/ч)};$$

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

Теплоту конденсации пара в подогревателях можно принимать в расчетах равной

$$q_{cни} = q_{cнв} = 2200 \text{ кДж/кг}.$$

10. Температура насыщения пара в верхнем сетевом подогревателе

$$t_{cнв}^n = \frac{200 \cdot 10^6}{0,846 \cdot 4,19 \cdot 10^6} - 0,812 \left( \frac{1}{0,846} - 1 \right) (99,4 - 56) - \\ - (1 - 0,812) \left( \frac{1}{0,846} - 1 \right) \frac{14 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^6} + 56 = 106,25^\circ \text{C}.$$

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

$$p_{cнв} = 0,126 \text{ МПа}.$$

12. Давления пара в отборах

$$p_{отб7} = p_{cни} + b_n \frac{D_{cни}^2}{\rho_{cни}};$$

$$p_{отб6} = p_{cнв} + b_в \frac{D_{cнв}^2}{\rho_{cнв}} + c_в,$$



где  $b_n$ ,  $b_g$  и  $c_g$  – постоянные коэффициенты. По опытным данным  
 $b_n = 0,765 \cdot 10^{-13}$  МПа·ч/кг<sup>2</sup>;  $b_g = 3,06 \cdot 10^{-13}$  МПа·ч/кг<sup>2</sup>;  
 $c_g = 0,00166$  МПа;

$$p_{омб7} = 0,1 + 0,756 \cdot 10^{-13} \frac{(227 \cdot 10^3)^2}{0,1} = 0,1039 \text{ МПа};$$

$$p_{омб6} = 0,126 + 3,06 \cdot 10^{-13} \frac{(83,5 \cdot 10^3)^2}{0,126} + 0,00166 = 0,144 \text{ МПа}.$$

13. Расход пара через промежуточный отсек

$$D_{no} = D_{n7} + D_{\kappa} + D_{cтн}.$$

Принимаем расход пара в регенеративном ПНД1  $D_{n7} = 0$ .

Тогда

$$D_{no} = 22,9 + 227 = 249,9 \text{ т/ч}.$$

14. Абсолютное давление в верхнем отборе

$$p_{омб6}^{abc} = \sqrt{\frac{D_{no}^2}{k_2^2} + p_{омб7}^2},$$

где  $k_2$  – пропускная способность промежуточного отсека,

$$k_2 = 195 \cdot 10^4 \text{ кг/ (ч·МПа)};$$

$$p_{омб6}^{abc} = \sqrt{\left(\frac{250 \cdot 10^3}{195 \cdot 10^4}\right)^2 + 0,1039^2} = 0,164 \text{ МПа}.$$

Полученное значение  $p_{омб6}^{abc}$  не совпадает с ранее найденным значением  $p_{омб6}$  в п. 12.

15. Задаемся другими двумя значениями давления пара в нижнем сетевом подогревателе  $p_{сн1} = 0,08$  МПа и  $p_{сн2} = 0,06$  МПа, проводим аналогичные расчеты и результаты сводим в табл. 4.2.

16. На основании табл. 4.2 строим график  $p_{отб6}^{abc} = f(p_{сн1})$ ;  $p_{отб6} = \psi(p_{сн1})$ ;  $p_{отб7} = \phi(p_{сн1})$  (рис. 4.4), а также графики  $D_{сн1} = F(p_{сн1})$  и  $D_{сн2} = \chi(p_{сн1})$  (рис. 4.5). Из графиков находим  $p_{отб6} = 0,153$  МПа;  $p_{отб7} = 0,095$  МПа;  $D_{сн2} = 27$  кг/с;  $D_{сн1} = 59$  кг/с.

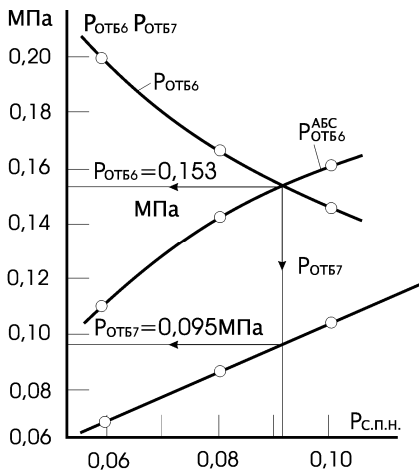


Рис. 4.4. График зависимости  $p_{отб6}^{abc} = f(p_{сн1})$

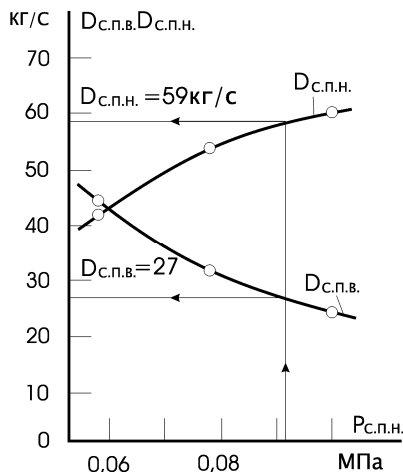


Рис. 4.5. График зависимости  $D_{сн1} = F(p_{сн1})$  и  $D_{сн2} = \chi(p_{сн1})$

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

Принимаем  $\theta = 5^\circ C$ . Тогда

$$t_k^H = \tau_{сн1} + \theta = 59,3 + 5 = 64,3^\circ C ;$$

этой температуре соответствует давление насыщенного пара  $p_k = 0,024$  МПа.

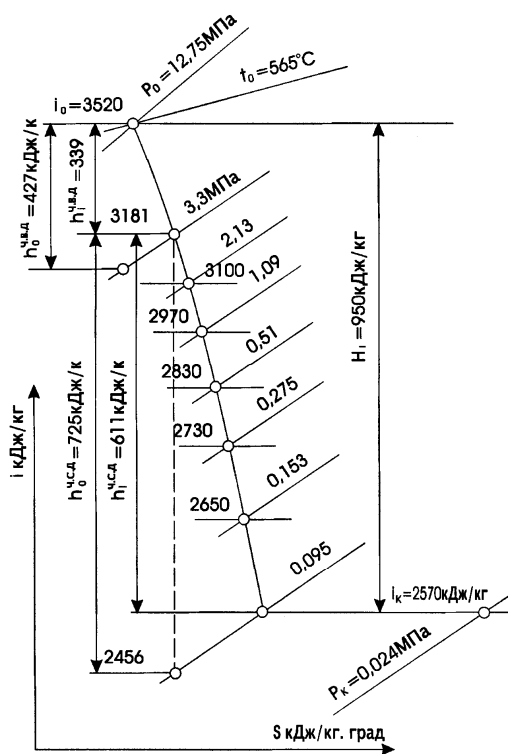
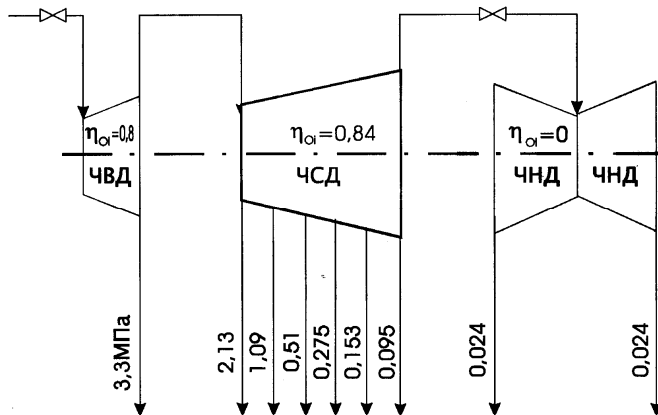


Рис. 4.6. Диаграмма рабочего процесса турбины в  $i, s$ -диаграмме

18. По заводским данным значений давлений в нерегулируемых отборах пара при номинальном режиме работы, по найденным  $p_{отб6}$ ,  $p_{отб7}$  и  $p_k$  с учетом заданных значений КПД по отсекам турбины строим рабочий процесс турбины в  $i, s$ -диаграмме (рис. 4.6).

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  $\eta_{oi}^{цнд}$  может даже оказаться отрицательным (цилиндр низкого давления работает в тормозном режиме). Примем  $\eta_{oi}^{цнд} = 0$ .

19. Пользуясь рис. 4.6 и принимая недогрев воды в регенеративных подогревателях  $\theta_n = 3...5^\circ C$ , составляем таблицу параметров пара и воды в характерных точках схемы (табл. 4.3).

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

Расход пара через отсек турбины перед шестым (теплофикационным) отбором  $D_{чсд}$  равен расходу пара через переключаемый отсек  $D_{но}$  плюс  $D_{нсв}$  и плюс расход пара в регенеративный подогреватель низкого давления ПНД2  $D_{н6}$ :  $D_{чсд} = D_{но} + D_{нсв} + D_{н6}$ .

С другой стороны,  $D_{чсд} = f(D_n, p_{отб6})$ .

20. На рис. 4.7 приведена зависимость  $D_{чсд} = f(D_n, p_{отб6})$ . Для примера

$$D_{чсд} = 69,5 + 23,2 + 1,3 = 93,7 \text{ кг/с,}$$

где  $D_{но} = 69,5$  кг/с (см. п. 13);  $D_{нсв} = 23,2$  кг/с (см. п. 9) и  $D_{н6} = 1,3$  кг/с – по предварительной оценке.

По рис. 4.7 при  $D_{чсд} = 93,7$  кг/с и  $p_{отб6} = 0,144$  МПа находим  $D_m = 122$  кг/с.

Т а б л и ц а 4.2

Сводная таблица результатов расчета параметров отопительных приборов

$P_{спн},$ МПа	$t_{спн}^n,$ °С	$Q_{вп},$ МВт	$Q_{спн},$ МВт	$Q_{спв},$ МВт	$t_{спв}^n,$ °С	$P_{спв},$ МПа	$D_{спн},$ кг/с	$D_{спв},$ кг/с	$P_{отб6},$ МПа	$P_{отб6},$ МПа	$P_{отб6}^{abc},$ 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

Т а б л и ц а 4.3

Параметры пара, конденсата и 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 подогре- вателем, кДж/кг	за подогрева- телем, кДж/кг
Начальная точка	12,75	329,3	3520	1515	-	-	-
ПВД1	3,3	236,26	3181	1030	339	902	1015
ПВД2	2,13	215,5	3100	925	420	760	902
ПВД3	1,09	183,6	2970	780	550	$666 + \Delta t_{не}$	760
Деаэратор	0,588	158,0	2970	666	550	625	666
ПНД4	0,51	153,0	2830	645	690	529	625
ПНД3	0,275	130,5	2730	549	790	^СМ1	529
ПНД2	0,153	111,9	2650	470	870	^СМ2	450
ПНД1	0,095	98,23	2570	411	950	^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

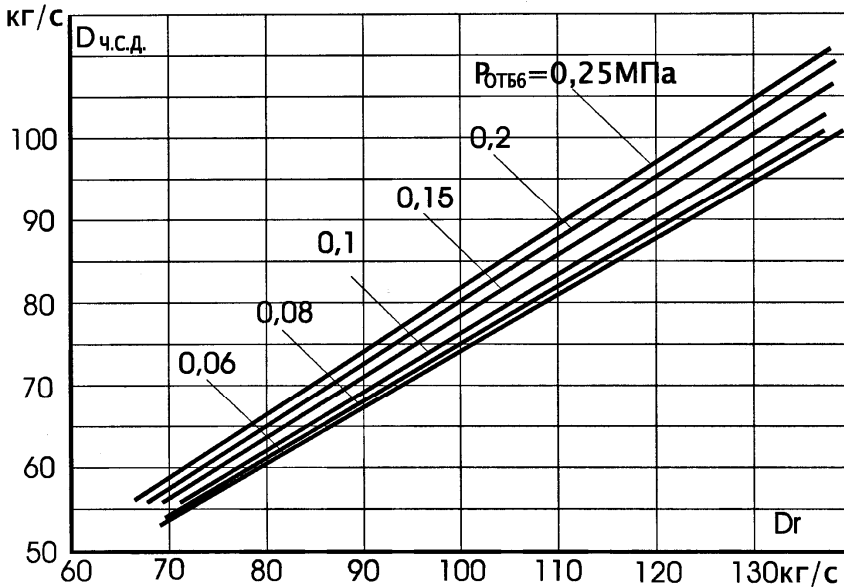


Рис. 4.7. График зависимости  $D_{\text{чсд}} = f(D_r, P_{\text{отбб}})$

### *Расчет подогревателей высокого давления*

21. Расход пара на ПВД-1

$$G_{\text{нв}} = D_m = 122 \text{ кг/с};$$

$$D_1 = \frac{G_{\text{нв}}(i_{\text{нв}} - i_{\text{н2}})}{(i_{\text{омб1}} - i_{\text{оп1}})\eta_{\text{мо}}} = \frac{122(1015 - 902)}{(3181 - 1030)0,98} = 6,56 \text{ кг/с (23,6 т/ч)}.$$

22. Расход пара на ПВД-2

$$D_2 = \frac{G_{\text{нв}}(i_2 - i_3) - D_1(i_{\text{оп1}} - i_{\text{оп2}})\eta_{\text{мо}}}{(i_{\text{омб2}} - i_{\text{оп2}})\eta_{\text{мо}}} =$$

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

23. Повышение энтальпии воды в питательном насосе

$$\Delta t_{нв} = \frac{\Delta p_{нн} v_{cp}}{\eta_n},$$

где  $v_{cp}$  – средний удельный объем воды в насосе;

$\Delta p_{нн}$  – перепад давлений воды в насосе;

$\eta_n$  – КПД насоса;

$$\Delta p_{нн} = (p_{\sigma} - p_{\delta} + 0,1) = 13,72 - 0,588 + 0,1 = 13,23 \text{ МПа},$$

где  $p_{\sigma}$  – давление в барабане парогенератора;

$p_{\delta}$  – давление в деаэраторе;

$v_{cp} = 0,00109 \text{ м}^3/\text{кг}$  (при  $p_{cp} = 7,204 \text{ МПа}$   $t_{cp} = 158^{\circ}\text{C}$ );

$$\Delta i_{нн} = \frac{13,23 \cdot 10^3 \cdot 0,00109}{0,75} = 19,3 \text{ кДж/кг}.$$

24. Энтальпия питательной воды за насосом (на входе в ПВД-3)

$$t_{нн} = t_{\delta} + \Delta t_{нв} = 666 + 19,3 = 685,3 \text{ кДж/кг}.$$

25. Расход пара на ПВД-3

$$\begin{aligned} D_{н3} &= \frac{G_{нв}(i_3 - i_{нн}) - (D_1 + D_2)(i_{\delta p2} - i_{\delta p3})\eta_{mo}}{(i_{om\delta3} - i_{\delta p3})\eta_{mo}} = \\ &= \frac{122(760 - 685,3) - (6,58 + 7,8)(925 - 780)0,98}{(2970 - 780)0,98} = \\ &= 3,3 \text{ кг/с (11,86 т/ч)}. \end{aligned}$$

26. Материальный баланс деаэратора

$$G_{нв} = D_1 + D_2 + D_{н3} + D_о + D_{кд} ;$$

$$122 = 6,56 + 7,8 + 3,3 + D_о + D_{кд} ;$$

$$104,34 = D_о + D_{кд} .$$

27. Тепловой баланс деаэратора

$$G_{нв} t_о = (D_1 + D_2 + D_{н3}) i_{оп3} + D_о i_о \eta_{мо} + D_{кд} i_4 ;$$

$$122 \cdot 666 = 17,66 \cdot 780 + D_о \cdot 297 \cdot 0,98 + D_{кд} \cdot 625 ;$$

$$81300 = 13750 + 2910 D_о + 625 D_{кд} ;$$

$$108,2 = 4,65 D_о + D_{кд} .$$

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

$$D_{кд} = 1,057 \text{ кг/с (3,8 т/ч)} ;$$

$$D_о = 103,283 \text{ кг/с (372 т/ч)} .$$

**Расчет подогревателей низкого давления**

29. Расход пара на ПНД-4

$$D_4 = \frac{D_{кд} (i_4 - i_5)}{(i_{отб4} - i_{оп4}) \eta_{мо}} = \frac{103,283(625 - 529)}{(2830 - 645)0,98} = 4,64 \text{ кг/с (16,65 т/ч)} .$$

30. Расход пара на ПНД-3

$$D_{н3} = \frac{D_{кд} (i_5 - i_{см1}) - D_4 (i_{оп4} - i_{оп5}) \eta_{мо}}{(i_{отб5} - i_{оп5}) \eta_{мо}} .$$



Предварительно оцениваем энтальпию смеси конденсата перед ПНД-3  $i_{см1} = 455$  кДж/кг. Тогда

$$D_5 = \frac{103,283(529 - 455) - 4,64(645 - 549)0,98}{(2730 - 549)0,98} =$$

$$= 3,37 \text{ кг/с (12,12 т/ч)}.$$

31. Расход пара на ПНД-2

$$D_{n6} = \frac{D'_{кд}(i_6 - i_{см2}) - (D_4 + D_3)(i_{оп5} - i_{оп6})\eta_{mo}}{(i_{омб6} - i_{оп6})\eta_{mo}}.$$

Предварительно оцениваем энтальпию смеси конденсата перед ПНД-2 (с последующим уточнением):

$$i_{см2} = 405 \text{ кДж/кг}; D'_{кд} = D_{кд} - D_{снв} = 103,28 - 27 = 76,28 \text{ кг/с}.$$

$$D_{n6} = \frac{76,28(450 - 405) - (4,64 + 3,37)(549 - 470)0,98}{(2650 - 470)0,98} =$$

$$= 1,32 \text{ кг/с (4,75 т/ч)}.$$

Этот расход совпадает с ранее принятым.

32. Расход пара на ПНД-1 был принят равным нулю:  $D_{n7} = 0$ .

33. Уточнение расхода пара в конденсатор

$$D_{к} = D_{т} - (\sum D_{пвд} + \sum D_{пнд} + D_{снн} + D_{снв});$$

$$D_{к} = 122 - (6,56 + 7,80 + 3,3 + 1,06 + 4,64 + 3,37 + 1,32 + 59 + 27) =$$

$$= 7,95 \text{ кг/с (28,6 т/ч)}.$$

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

$$Q_{en} = D_{\kappa} (i_{\kappa} - i_{dp,\kappa}) 0,98 = 7,95(2440 - 269)0,98 = 16,85 \text{ кВт.}$$

Температура сетевой воды за встроенным пучком

$$\tau_{en1} = \tau_{oc} + \frac{Q_{en}}{G_{св} c_p} = 56 + \frac{16,85}{1000 \cdot 4,19} = 60^{\circ}\text{C}.$$

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

Энтальпия смеси конденсата перед ПНД-2

$$i_{см2} = \frac{D_{\kappa} i_{эж} + (D_4 + D_5 + D_{п6}) i_{dp6} + D_{сн1} i_{dp7}}{D'_{\kappa d}} =$$

$$= \frac{7,95 \cdot 290 + 9,33 \cdot 470 + 59 \cdot 411}{76,28} = 406 \text{ кДж/кг.}$$

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

35. Электрическая мощность турбины

$$N_{э} = (\sum h_i D_i) \eta_{эм}.$$

Пользуясь данными расчета и табл. 4.3, находим:

$$N_{э} = 0,98[6,56 \cdot 339 + 7,8 \cdot 420 + (3,3 + 1,057)550 + 4,64 \cdot 690 +$$

$$+ 3,37 \cdot 790 + (27 + 1,32)870 + 59 \cdot 950 + 7,95 \cdot 950] \approx$$

$$\approx 0,98 \cdot 10,2 \cdot 10^3 \approx 100 \text{ тыс. кВт.}$$

## 5. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Энергоснабжение потребителей может осуществляться по двум принципиально различным схемам: комбинированной (тепло- и электроэнергию получают от одного источника - ТЭЦ) и раздельной (тепло отпускается от котельной, а электроэнергия - от КЭС).

В комбинированной схеме (теплофикация) тепло рабочего тела используется сначала для выработки электроэнергии, а затем отработанное тепло низкого потенциала подается на тепловые сети централизованного теплоснабжения.

Для развития теплофикации требуются значительные капиталовложения, как правило, большие, чем при раздельной схеме. Вместе с тем, при значительных тепловых нагрузках ТЭЦ позволяет достигнуть более высокой степени концентрации и централизации теплоснабжения по сравнению с котельными, что приводит к некоторому снижению удельных капиталовложений как непосредственно в ТЭЦ, так и в тепловые сети, облегчает использование низкосортных топлив, снижает эксплуатационные издержки, повышает производительность труда, дает экономию топлива. Комбинированная схема позволяет применять высокоэффективные методы очистки дымовых газов, строительство высоких дымовых труб. Абсолютное же количество выбросов при вводе ТЭЦ возрастает за счет дополнительного сжигания топлива, необходимого для производства электроэнергии. Для ТЭЦ характерно отсутствие протяженных магистральных линий электропередач, сложных распределительных устройств, что дает сокращение капиталовложений по сравнению со схемой выдачи мощности на КЭС. С другой стороны, на ТЭЦ вследствие увеличения радиуса передачи тепла растут затраты в магистральные тепловые сети.

Относительная экономичность комбинированной и раздельной схем зависит от величины и структуры тепловых нагрузок, условий теплоснабжения, технико-экономических показателей оборудования, режимов загрузки, климатических условий и других факторов. Относительное решение о предпочтительности того или иного варианта может быть сделано на основе тщательного технико-экономического анализа. Критерием сравнительной экономической эффективности может быть принят минимум приведенных затрат, который для статической постановки задачи, предполагающей, что капиталовложе-

ния повариантно осуществляются в одинаковые сроки, а годовые эксплуатационные расходы неизменны по годам, запишется:

$$Z = E_n K + U,$$

где  $E_n$  – нормативный коэффициент эффективности, который в условиях рыночной экономики может быть принят равным средней процентной ставке реинвестирования;

$K$  – капиталовложения в рассматриваемый вариант,  $U$  – годовые эксплуатационные расходы.

Капиталовложения в комбинированную схему

$$K_K = K_{тэц} + K_{тс} + K_{лэн},$$

где  $K_{тэц}$ ,  $K_{лэн}$  – капиталовложения соответственно в ТЭЦ, тепловые и электрические сети.

Годовые эксплуатационные издержки

$$U_K = U_{тэц} + U_{тс} + U_{лэн},$$

где  $U_{тэц}$ ,  $U_{тс}$ ,  $U_{лэн}$  – годовые эксплуатационные издержки на ТЭЦ, тепловых и электрических сетях.

В случае раздельной схемы приведенные затраты определяются по выражению

$$ZP = E_n K_p + U_p,$$

где  $K_p = K_{кэс} + K_{кот} + K_{тс} + K_{лэн}$ .

$$U_p = U_{кэс} + U_{кот} + U_{тс} + U_{лэн},$$

где  $K_{кэс}$ ,  $K_{кот}$ ,  $K_{тс}$ ,  $K_{лэн}$  – капиталовложения в КЭС, котельную, тепловые и электрические сети.

$U_{кэс}$ ,  $U_{кот}$ ,  $U_{тс}$ ,  $U_{лэн}$  – годовые эксплуатационные издержки на КЭС, котельной, в тепловых и электрических сетях.

Капиталовложения в тепловые и электрические сети определяются по формулам

$$K_{тс} = k_{тс} L_{тс};$$

$$K_{лэн} = k_{лэн} L_{лэн},$$

где  $k_{мс}$ ,  $k_{лэн}$  – удельные капиталовложения в тепловые и электрические сети;

$L_{мс}$ ,  $L_{лэн}$  – протяженность тепловых и электрических сетей.

Условие энергетической сопоставимости вариантов комбинированной и раздельной схем соблюдается сравнением их мощности и полезного отпуска тепловой и электрической энергии.

Целью выбора оптимального энергоснабжения являются получение технико-экономических показателей, включающих расчет капиталовложений в генерирующее оборудование, расчет расхода топлива и топливных затрат на обеспечение выработки электрической и тепловой энергии. Исходными данными для анализа являются величины электрической мощности и структура отпускаемого потенциала теплоты, по которым выбирается основное оборудование.

## **5.1. Комбинированная схема энергоснабжения**

### **5.1.1. Выбор состава основного оборудования на ТЭЦ**

В течение года ТЭЦ вырабатывает электрическую энергию по двум циклам. Зимой при отпуске теплоты из отборов турбин выработка электроэнергии турбоагрегатами ТЭЦ осуществляется по теплофикационному циклу без энергетических потерь в холодном источнике. В летний и переходный осенне-весенний период выработка электроэнергии на ТЭЦ осуществляется по конденсационному циклу. Причем экономичность такой выработки всегда ниже, чем на конденсационной электростанции с оборудованием такого же класса. Последнее обусловлено снижением КПД проточной части турбин вследствие их конструктивных особенностей.

На выбор состава оборудования ТЭЦ существенное влияние оказывает не только режим загрузки станции, ее электрической мощности, но и величина, и структура тепловых нагрузок, тепловая схема станции. Турбоагрегаты ТЭЦ по своим параметрам и типу должны соответствовать нагрузке тепловых потребителей. На теплоэлектроцентрали устанавливаются конденсационные турбины с одним или двумя регулируемыми отборами, турбины с противодавлением. Тип турбоагрегатов определяется величиной и соотношением тепловых нагрузок. При выборе состава оборудования ТЭЦ нужно принимать во внимание общие положения.

1. Необходимо стремиться к блочной схеме.
2. Число агрегатов нужно сокращать до минимума за счет их большей единичной мощности.
3. При значительной технологической нагрузке следует рассмотреть возможность последующей установки турбин типа «Р» для покрытия базовой части нагрузки.
4. Выбор состава оборудования зависит от оптимального коэффициента теплофикации, определяющего основные показатели ТЭЦ: общую электрическую мощность, годовое число часов использования теплофикационной мощности, нагрузку пиковых водогрейных котлов.
5. Резервные турбоагрегаты на ТЭЦ не устанавливаются.
6. Резервные котлы на блочных ТЭЦ также не устанавливаются.

Основным критерием выбора состава оборудования ТЭЦ является коэффициент теплофикации  $L_m$ . Им определяются электрическая мощность ТЭЦ при расчетных тепловых нагрузках, состав турбоагрегатов, мощность устанавливаемых энергетических и пиковых котлов. Коэффициент теплофикации характеризует степень использования отборов турбин. Он равен отношению тепловой нагрузки ТЭЦ, покрываемой паром, отбираемым из турбин  $Q_{турб}$ , к расчетной (максимальной) теплофикационной нагрузке  $Q_{max}$ , то есть

$$L_m = Q_{турб} / Q_{max}.$$

Значение  $L_m$  находится обычно в пределах 0,45...0,7. Верхние пределы принимаются для установок с более высокими технико-экономическими показателями (Т-250-240, ПТ-135-130, ПТ-80-130, Т-175-130).

### 5.1.2. Определение капитальных вложений в сооружение ТЭЦ

Капиталовложения в сооружение ТЭЦ могут быть определены двумя методами: на основании сметной стоимости оборудования с учетом затрат на строительные-монтажные работы и по удельным капитальным вложениям. Первый метод наиболее точный. Он используется проектными организациями и выполняется с использованием ценников на оборудование, его монтаж и другие виды работ, связанные с сооружением объекта. Второй метод по удельным капи-

таловложениям широко применяется в оценочных расчетах. В курсовой работе рекомендуется к использованию второй метод. На основе выбранного состава оборудования и суммарной электрической и тепловой мощности ТЭЦ для заданного вида топлива определяется величина удельных капиталовложений  $k_{мэц}$  (руб./кВт). Величина капиталовложений ТЭЦ находится из выражения

$$K_{мэц} = k_{мэц} \cdot N_{мэц},$$

где  $N_{мэц}$  – номинальная электрическая мощность ТЭЦ.

В оценочных расчетах удельные капиталовложения в ТЭЦ можно принять в пределах 1900...2600 у.е./кВт. Меньшие значения  $k_{тэц}$  принимаются для мощных ТЭЦ, работающих на газомазутном топливе.

Расчет годового расхода топлива на отпуск электроэнергии от ТЭЦ можно вести по выражению

$$B_{год} = b_{эм} \cdot \mathcal{E}_m + b_{эк} \cdot \mathcal{E}_к,$$

где  $\mathcal{E}_m, \mathcal{E}_к$  – выработка электроэнергии на тепловом потреблении и конденсационном потоке пара;

$b_{эм}, b_{эк}$  – удельные расходы топлива на теплофикационном и конденсационном режимах работы ТЭЦ.

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении и работе на конденсатор соответственно составит:

$$\mathcal{E}_m = W_{мхo} Q_{мхo} + W_{тфо} Q_{тфо},$$

где  $W_{мхo}, W_{тфо}$  – удельная выработка электроэнергии на технологическое и тепловое потребление.

$$\mathcal{E}_{мэц} = N_{мэц} h,$$

где  $\mathcal{E}_{мэц}$  – годовая выработка электроэнергии на ТЭЦ;

$h$  – годовое число часов использования электрической мощности ТЭЦ, принимается равным (5...6) тысяч часов/год.

Удельные расходы топлива на производство электроэнергии на теплофикационном и конденсационном потоках пара определяются как

$$b_{эм} = 0,123/\eta_{эм} \eta_{тн} \eta_{к};$$

$$b_{эк} = b_{эм}/\eta_i,$$

где  $\eta_{эм}$  – электромеханический КПД турбогенератора,  $\eta_{эм} = 0,97 \dots 0,98$ ;

$\eta_{тн}$  – коэффициент теплового потока,  $\eta_{тн} = 0,98 \dots 0,99$ ;

$\eta_{к}$  – КПД брутто котельного агрегата, принимается по его характеристике;

$\eta_i$  – абсолютный внутренний КПД турбоагрегата, в зависимости от его типа и выработки  $\mathcal{E}_m$  лежит в пределах  $0,36 \dots 0,45$ .

Расход топлива на отпуск теплоты от ТЭЦ определяется с учетом отпуска теплоты из отборов турбин  $Q_{мхо}$  и  $Q_{тфо}$  и от типовых водогрейных котлов  $Q_{пвк}$ :

$$B_{тэ} = b_m (Q_{мхо} + Q_{тфо} + Q_{роц}) + b_{пвк} Q_{пвк},$$

где  $Q_{мхо}$ ,  $Q_{тфо}$  – годовой отпуск тепла из технологического и теплофикационного отборов турбин, может быть рассчитан по выражениям:

$$Q_{мхо} = Q_{мхо}^u \cdot h_{мхо};$$

$$Q_{тфо} = Q_{тфо}^u \cdot h_{тфо},$$

где  $Q_{мхо}^u$ ,  $Q_{тфо}^u$  – часовые номинальные технологические и теплофикационные отборы турбин, определяемые по характеристикам турбин;

$h_{мхо}$ ,  $h_{тфо}$  – годовое число часов использования технологического и теплофикационного отборов. В расчетах могут быть приняты равными:  $h_{мхо} = 4000 \dots 6000$  час/год;  $h_{тфо} = (2300 \dots 3600)$  час/год;

$b_m$ ,  $b_{пвк}$  – удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии в турбинах ТЭЦ и ПВК, кг у.т./ГДж. Удельные расходы  $b_m$  и  $b_{пвк}$  определяются

$$b_{пвк} = 34,6/\eta_{пвк};$$

$$b_m = 34,6/\eta_{тн} \eta_{к},$$



где  $\eta_{пвк}$  – КПД пиковой котельной принимается 0,82...0,86 и 0,88...0,92 при работе соответственно на твердом и газомазутном топливе.

Суммарный расход топлива на комбинированный отпуск тепловой  $B_{тэ}$  и электрической  $B_{ээ}$  энергии от ТЭЦ составляет

$$B_{тэц} = B_{ээ} + B_{тэ}.$$

Постоянные годовые издержки на ТЭЦ равны

$$U_{пост} = 1,3(1,6 K_{тэц} \cdot H_a 100 + k_{шт} N_{тэц} \cdot z_{сз}),$$

где  $H_a$  – норма амортизационных отчислений на полное восстановление основных средств, принимается равной (3,7...4,6) %/год;

$k_{шт}$  – штатный коэффициент ТЭЦ;

$z_{сз}$  – среднегодовая зарплата с начислениями (1800...2100) у.е./чел;

1,6 и 1,3 – коэффициенты, учитывающие расходы на ремонт и общестанционные расходы.

Переменные издержки определяются стоимостью израсходованного на ТЭЦ топлива

$$U_{пер} = B_{тэц} \cdot C_{тут},$$

где  $C_{тут}$  – цена тонны условного топлива, принимается равной (70...100) у.е./т.у.т

Годовые эксплуатационные издержки ТЭЦ

$$U_{тэц} = U_{пост} + U_{пер}.$$

## 5.2. Раздельная схема

По данной схеме энергоснабжения тепловые потребители получают теплоту от котельной, а электрическая энергия вырабатывается на КЭС. Из условий сопоставимости вариантов, оборудование КЭС выбирается из условий работы электростанции в крупной энергосистеме. Для обеспечения максимальной индустриализации строительства, улучшения условий эксплуатации и проведения ремонт-

ных работ основное оборудование КЭС выбирается однотипным. Единичную мощность блоков КЭС стремятся выбирать наиболее крупной, однако при этом следует принимать во внимание ограничения по числу блоков на электростанции. Оптимальное число блоков КЭС находится в пределах от 4-х до 6-ти, увеличение числа блоков свыше 8 не дает заметного экономического эффекта, а проблемы, связанные с эксплуатацией, ремонтом, охраной окружающей среды, возрастают.

Следует иметь в виду, что КЭС, как правило, располагается на значительном расстоянии от потребителей электрической энергии. ТЭЦ располагается вблизи потребителей тепла, которые являются одновременно крупными потребителями электрической энергии. Поэтому эквивалентная мощность замещающей КЭС должна быть больше мощности ТЭЦ на величину потерь в электрических сетях.

Районные котельные расположены обычно ближе к тепловым потребителям чем ТЭЦ, поэтому их мощность может быть снижена на величину потерь в тепловых сетях.

### **Определение капитальных вложений в сооружение КЭС и котельной**

Капитальные вложения в строительство КЭС и котельной определяются аналогично предыдущему варианту. Причем величина мощности КЭС принимается несколько завышенной, чем мощности ТЭЦ:

$$N_{кэс} = N_{тэц} \cdot (1 + \Delta N),$$

где коэффициент  $\Delta N$  учитывает прирост мощности КЭС на величину дополнительных потерь мощности в ЛЭП ввиду большей удаленности КЭС от потребителей, чем ТЭЦ. Для оценочных расчетов можно принять  $\Delta N = 0,08 \dots 0,1$ . Различием в потреблении электроэнергии на собственные нужды по отдельной и комбинированной схемам энергосбережения в оценочных расчетах можно пренебречь. Капиталовложения в КЭС определим как

$$K = N_{кэс} \cdot k_{кэс},$$

где  $k_{кэс}$  – удельные капиталовложения в КЭС.

Для КЭС, работающих на органическом топливе, принимаются равными 1300-1800 у.е./кВт, а для АЭС удельные капиталовложения находятся в пределах 2000-3500 у.е./кВт. Причем большие значения принимаются для КЭС меньшей мощности и сжигающие твердое топливо.

Постоянные годовые издержки КЭС

$$U_{кэс} = 1,3(1,6 K_{кэс} \cdot H_a / 100 + k_{шт} N_{кэс} z_{сз}),$$

где  $H_a$  – норма амортизации на реновацию, принимается равной (3,4...4,3) %/год;

$k_{шт}$  – штатный коэффициент КЭС;

$z_{сз}$  – среднегодовая зарплата с начислениями, 1700...1900 у.е./чел.;

1,6 и 1,3 – коэффициенты; учитывающие расходы на ремонт и общестанционные расходы.

Переменные годовые издержки КЭС

$$U_{пер} = B_{год} \cdot Ц_{мшт},$$

где  $B_{год}$  – годовой расход топлива на КЭС для производства электроэнергии.

$$B_{год} = N_{кэс} \cdot h \cdot b_{ээ},$$

где  $N_{кэс}$  – электрическая мощность КЭС;

$h$  – годовое число часов использования установленной мощности КЭС; принимаются в пределах 4500...6500 час/год;

$b_{ээ}$  – удельный расход топлива на производство электроэнергии:

$$b_{ээ} = 0123 / \eta_{кэс},$$

где  $\eta_{кэс}$  – коэффициент полезного действия КЭС, равен 0,36...0,42, определяется расчетом тепловой схемы. Капиталовложения в сооружение отопительных и промышленных котельных находятся:

$$K_{от} = Q_{тф} \cdot k_{тф};$$

$$K_{пр} = Q_{мх} \cdot k_{мх},$$

где  $k_{mf}$ ,  $k_{mx}$  – удельные капиталовложения в отопительные и промышленные котельные, которые в зависимости от мощности котельных и вида топлива принимаются для отопительных котельных в пределах 110-170 у.е./кВт на газомазутном топливе и 180...200 у.е./кВт на твердом топливе, для промышленных котельных аналогично – 350...509 у.е./кВт для газомазутного и 450...600 у.е./кВт для твердого топлива;

$Q_{mf}$ ,  $Q_{mx}$  – годовой отпуск тепла теплофикационным и технологическим потребителям:

$$Q_{mf} = Q_{mfo} + Q_{невк};$$

$$Q_{mx} = Q_{mfo} + Q_{невк}$$

или

$$Q_{mf} = Q_{mfo} / \alpha_{mf}^{zod};$$

$$Q_{mx} = Q_{mfo} / \alpha_{mx}^{zod},$$

где  $\alpha_{mf}^{zod}$ ,  $\alpha_{mx}^{zod}$  – годовые коэффициенты теплофикации отопительной и технологической нагрузок.

Условно-постоянные затраты котельной рассчитываются так же как и в случае ТЭЦ и КЭС:

$$U_{кот} = 1,3(1,6 K_{кот} \cdot H_a / 100 + k_{шт} Q_{кат} z_{сз}),$$

где  $K_{кот}$  – капиталовложения в котельную,  $K_{кот} = K_{от} + K_{пр}$ ;

$Q_{кот}$  – суммарная тепловая мощность котельной:

$$Q_{кот} = Q_{mf} + Q_{mx}.$$

Годовой расход топлива котельной рассчитаем как

$$B_{zod} = (Q_{mf} + Q_{mx}) \cdot b_{мэ},$$

где  $Q_{mf}$ ,  $Q_{mx}$  – годовые тепловые нагрузки котельной;

$b_{мэ}$  – удельный расход топлива в котельной на производство единицы тепла.

Переменные годовые издержки котельной

$$U_{nep} = B_{зод} \cdot Ц_{мут}.$$

Капиталовложения раздельной схемы

$$K_p = K_{кэс} + K_{кот} + K_{мс} + K_{лэн}.$$

Годовые условно-переменные затраты раздельной схемы

$$U_{np} = U_{np} + B_{кот} \cdot q_m,$$

где  $q_m$  – цена тонны условного топлива котельной, определяется по замыкающим затратам на топливо.

Приведенные затраты в раздельную схему

$$З_p = U_{кот} + U_{кэс} + U_{np} + U_{мс} + U_{лэн} + E_n (K_{кот} + K_{кэс} + K_{мс} + K_{лэн}),$$

где  $U_{мс} = 0,75 \cdot K_{мс}$ ;

$$U_{лэн} = 0,034 \cdot K_{лэн}.$$

Оптимальным, то есть более предпочтительным для строительства будет тот вариант, у которого приведенные затраты окажутся наименьшими. Разность приведенных затрат в 3...5 % говорит о равной экономичности вариантов, в этом случае при выборе следует учитывать дополнительные соображения (освоенность оборудования, перспективность схемы, охрана окружающей среды, топливно-энергетический баланс и т. д.).

## 6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

### 6.1. Комбинированная схема

Годовой расход тепла на производство электроэнергии

$$Q_э = \Sigma[(Q_{Ti} - (Q_{mxi} + Q_{mfoi})],$$

где  $Q_{Ti}$  – годовой расход тепла на  $i$ -ю турбину, определяемый по энергетическим характеристикам турбин;

$Q_{mxi}$ ,  $Q_{mfoi}$  – годовые отборы тепла из технологического и теплотификационного (отопительного) отборов  $i$ -ой турбины.

Годовой расход топлива на производство электроэнергии

$$B_{\text{эз}} = Q_{\text{э}} / \eta_{\text{ка}} \cdot K_{\text{п.}}$$

Удельный расход тепла на производство электроэнергии

$$q_{\text{э}} = Q_{\text{э}} / \mathcal{E}_{\text{тэц.}}$$

Удельный расход топлива на производство электроэнергии

$$b_{\text{эз}} = B_{\text{эз}} / \mathcal{E}_{\text{тэц.}}$$

Годовой расход топлива на производство теплоты

$$b_{\text{тэ}} = B_{\text{тэц}} - B_{\text{э}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{сн}} - Q_{\text{тэц}} \cdot b_{\text{эз}},$$

где  $\Delta \mathcal{E}_{\text{сн}}$  – расход электроэнергии на собственные нужды на производство теплоты, %.

Удельный расход топлива на производство теплоты

$$b_{\text{тэ}} = B_{\text{тэ}} / (Q_{\text{мхс}} + Q_{\text{роц}} + Q_{\text{мфс}} + Q_{\text{неко}}).$$

КПД ТЭЦ по отпуску электроэнергии

$$\eta_{\text{эз}} = 0,123 / b_{\text{эз}}.$$

КПД ТЭЦ по отпуску теплоты

$$\eta_{\text{тэ}} = 34,16 / b_{\text{тэ}},$$

где  $b_{\text{тэ}}$  – удельный расход топлива на производство теплоты, кг у.т./ГДж.

Доля условно-постоянных годовых издержек, относимая на производство электроэнергии:

$$U_{\text{эз}} = U_{\text{тэц}} \cdot B_{\text{эз}} / B_{\text{тэц}}.$$

Доля условно-постоянных годовых издержек, относимая на производство теплоты:

$$U_{\text{тэ}} = U_{\text{тэц}} \cdot B_{\text{тэ}} / B_{\text{тэц}}.$$

Себестоимость 1 кВт·ч на шинах ТЭЦ

$$C_{\text{ээ}} = (U_{\text{ээ}} + B_{\text{э}} \cdot C_{\text{мгт}}) / \mathcal{E}_{\text{мэц}}.$$

Себестоимость 1 ГДж тепла, отпущенного от коллекторов ТЭЦ:

$$C_{\text{мэ}} = (U_{\text{мэ}} + B_{\text{мэ}} \cdot C_{\text{мгт}}) / (Q_{\text{мх}} + Q_{\text{мф}}).$$

Топливно-энергетическая составляющая себестоимости теплоты на коллекторах ТЭЦ

$$C_{\text{мэ}} = b_{\text{мэ}} \cdot C_{\text{мгт}}.$$

Удельные приведенные затраты в комбинированную схему на производство электроэнергии

$$z_{\text{ээ}} = z_{\text{мэц}} \frac{B_{\text{мэ}}}{B_{\text{мэц}}} \mathcal{E}_{\text{мэц}}.$$

Удельные приведенные затраты в ТЭЦ на отпуск теплоты

$$z_{\text{мэ}} = z_{\text{мэц}} \frac{B_{\text{мэ}}}{B_{\text{мэц}}} (Q_{\text{мх}} + Q_{\text{мф}}).$$

## 6.2. Раздельная схема

### 6.2.1. Технико-экономические показатели КЭС

Полный расход тепла на производство электроэнергии турбоагрегатом

$$Q_{\text{э}} = Q_{\text{Ti}} (t \pm \Delta\Pi / 100),$$

где  $Q_{\text{Ti}}$  – годовой расход тепла на 1-й турбоагрегат, определяемый по энергетической характеристике турбины;

$\Delta\Pi$  – показатель, учитывающий отклонение параметров от номинальных, принимается в пределах 1...1,5 %.

Удельный расход тепла на турбоагрегат

$$q_m = Q_{\text{э}} / (\mathcal{E}_i + \mathcal{E}_{\text{мтн}}), \text{ ГДж/МВт}\cdot\text{ч},$$

где  $\mathcal{E}_{\text{мтн}}$  – приведенное потребление электроэнергии на привод питательного турбонасоса.

КПД турбоустановки

$$\eta_m = 3600 / q_m, \%$$

КПД КЭС по отпуску электроэнергии

$$\eta_{\text{ээ}} = 0,123 / b_m.$$

Топливно-энергетическая составляющая себестоимости электроэнергии на КЭС

$$C_{\text{ээ}} = b_{\text{ээ}} C_{\text{тут}}.$$

Себестоимость 1 кВт·ч на шинах КЭС

$$C_{\text{ээ}} = C_m + U_{\text{кэс}} / \mathcal{E}_{\text{кэс}}.$$

Удельные приведенные затраты в КЭС на производство электроэнергии

$$z_{\text{ээ}} = (E_n K_{\text{кэс}} + U_{\text{кэс}} + U_{\text{пер}}) / \mathcal{E}_{\text{кэс}}.$$

### 6.2.2. Техничко-экономические показатели котельной

Удельный расход топлива на производство теплоты

$$b_{\text{мэ}} = B_{\text{кот}} / (Q_{\text{мх}} + Q_{\text{мф}}), \text{ кг у.т./ГДж}.$$

КПД котельной по отпуску теплоты

$$\eta_{\text{мэ}} = 34,16 / b_{\text{мэ}}.$$

Топливно-энергетическая составляющая себестоимости теплоты на коллекторах котельной

$$C_{\text{мэ}} = b_{\text{мэ}} C_{\text{тут}}.$$

Себестоимость 1 ГДж тепла, отпущенного от коллекторов котельной,



$$C_{тэ} = c_{тэ} + U_{кот} / (Q_{тх} + Q_{тф}).$$

Удельные приведенные затраты в котельную на производство теплоты

$$з_{Тэ} = (E_n K_{кот} + U_{кот} + B_{кот} Ц_{тут}) / (Q_{тх} + Q_{тф}).$$

### Л и т е р а т у р а

1. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции: Учебник для техникумов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 224 с., ил.
2. Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций: Учебник для вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1982. – 264 с., ил.
3. Леонков А.М., Яковлев Б.В. Тепловые электрические станции. Дипломное проектирование. – Мн.: Выш. школа, 1978. – 232 с., ил.
4. Нормы технологического проектирования тепловых электростанций и тепловых сетей. – М.: ВНТП, 1981. – 121 с.
5. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов / М.И.Баженов, А.С.Богородский, Б.В.Сазанов, В.Н.Юренев; Под ред. Е.Я.Соколова. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергия, 1979. – 296 с., ил.
6. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с., ил.
7. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов. – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергия, 1976. – 447 с.
8. Стерман Л.С., Тевлин С.А., Шарков А.Т. Тепловые и атомные электростанции: Учебник для вузов. – 2-е изд. – М.: Энергоиздат, 1982. – 456 с.
9. Тепловые и атомные электрические станции / Под ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 620 с.
10. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ**

## Основные технические характеристики конденсационных паровых турбин типа К

Характеристика	К-1200-240	К-800-240-3	К-500-166-2	К-500-240-3	К-300-240	К-200-130-3
1	2	3	4	5	6	7
Завод-изготовитель	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ХТГЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
Мощность, тыс. кВт:						
номинальная	1200	800	500	500	300	210
максимальная	1380	850	525	535	330	215
Начальные параметры свежего пара и после промпрегрева:						
давление, МПа	23,5/3,9	23,5/3,8	16,3/3,7	23,5/3,36	23,5/3,53	12,75/2,31
температура, °С	540/540	540/540	535/530	540/540	560/565	565/565
Количество отборов для регенерации	9	8	7	9	8	7
Давление (МПа) и количество отбираемого пара (т/ч):						
ПВД № 9	6,26(286)	–	–	5,74(100)	–	–
ПВД № 8	3,90(309)	6,06(175)	–	4,07(143)	6,12(57,7)	–
ПВЛ № 7	1,83(127)	3,78(218)	4,02(148)	1,70(77)	3,92(84,6)	3,86(30)

1	2	3	4	5	6	7
ПТН (турбопривод)	1,83(176)	1,63(123)	–	–	1,56(89)	–
ПВД № 6	–	1,63(109)	1,91(58)	–	1,51(25,8)	2,52(36)
деаэратор	0,91(87)	1,07(2,0)	0,53(23)	1,10(34,4)	1,04(18,0)	1,19(18)
ПНД (ПВД) № 5	0,49(118)	–	1,27(69)	0,52(46,4)	–	1,19(18)
ПНД № 4	0,26(106)	0,58(89)	–	0,29(44,4)	0,51(35)	0,63(21)
ПНД № 3	0,13(92)	0,28(94)	0,30(63)	0,16(34)	0,24(30)	0,27(17)
ПНД № 2	0,06(96)	0,11(110)	0,12(78)	0,08(71)	0,09(31,6)	0,13(24)
ПНД № 1	0,02(112)	0,02(87)	0,02(87)	0,02(29)	0,02(22,7)	0,03(22)
Температура питательной воды, °С	274	274	250	265	265	240
Начальная температура охлаждающей воды, °С	12	12	22	12	12	10
Давление в конденсаторе, кПа	3,58	3,43	5,9	3,5	3,43	3,46
Расход охлаждающей воды, тыс. м <sup>3</sup> /ч:						
через конденсатор	108	73	55	2·25,7	33,5	25
на турбоустановку	125	85	60		36	26
Максимальный расход свежего пара, т/ч	3950	2650	1712	1650	930	670
Гарантийный удельный расход топлива, кДж/(кВт·ч)	7655	7710	8129	7714	7710	8045
Количество цилиндров	5	5	4	4	3	3

Т а б л и ц а П2

## Основные технические характеристики теплофикационных турбин типов Т, ПТ, Р

Характеристика	Т-250/300-240-2	Т-175/210-130	Т-100/120-130-3	Т-50/60-130	ПТ-135/165-130/15	ПТ-50/60-130/7	ПТ-80-100-130/13	ПТ-60/75-130/13
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Завод-изготовитель	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
Начальные параметры свежего пара и после промпрегрева: давление, МПа температура, °С	23,5/3,68 540/540	12,75 555	12,75 555	12,75 555	12,75 555	12,75 555	12,75 555	12,75 565
Расход свежего пара, т/ч: номинальный максимальный	955 980	745 760	480 485	256 265	750 760	274 300	448 470	351 378
Давление в регулируемых отборах, МПа: производственном верхнем отопительном нижнем отопительном	- 0,06-0,20 0,05-0,15	- 0,06-0,30 0,05-0,20	- 0,06-0,25 0,05-0,20	- 0,06-0,25 0,05-0,20	1,18-2,06 0,09-0,25 0,04-0,12	0,49-0,98 0,06-0,25 0,05-0,20	0,98-1,57 0,05-0,25 0,03-0,10	0,98-1,57 - 0,07-0,25

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тепловая нагрузка отборов: номинальная:								
производств., т/ч	-	-	-	-	320	118	185	140
суммарная отопительная, ГДж/ч	1383	1131	733	398	461	168	132 т/ч	100 т/ч
максимальная:								
производств., т/ч	-	-	-	-	390	160	300	250
суммарная отопительная, ГДж/ч	13,83	1173	771	419	587	251	200 т/ч	160 т/ч
Количество регенеративных отборов	8	7	7	7	7	7	7	7
Давление (МПа) и количество отби- раемого пара (т/ч):								
ПВД № 8	5,77(51,3)	-	-	-	-	-	-	-
ПВЛ № 7	4,07(93,9)	3,33(33,8)	3,32(17,5)	3,41(10,9)	3,34(33,9)	3,34(11,2)	4,41(26,0)	4,41(21,0)
ПВД № 6	1,70(35,3)	2,24(32,4)	2,28(27,8)	2,18(14,8)	2,24(29,8)	2,17(10,9)	2,55(32,0)	2,55(22,0)
деаэрагор	1,00(15,4)	1,47(8,6)	1,22(6,6)	1,13(4,2)	1,47(14,6)	0,69(3,0)	1,28(13,0)	1,28(2,0)
ПНД (ПВД) № 5	0,56(19,0)	1,47(33,2)	1,22(16,9)	1,13(6,1)	1,47(33,0)	1,40(12,7)	1,28(10,5)	1,28(14,0)
ПНД № 4	0,28(39,0)	0,58(31,6)	0,57(11,4)	0,53(2,8)	0,50(30,0)	0,69(3,0)	0,39(28,0)	0,56(12,0)
<b>ПНД № 3</b>	0,09(17,3)	0,28(33,0)	0,29(22,2)	0,27(10,7)	0,25(28,0)	0,21(7,05)	0,10	0,33(15,0)
ПНД № 2	0,03	0,10(13,0)	0,10(7,0)	0,10(3,5)	0,08(7,7)	0,09(1,3)	0,03	0,12(2,0)
ПНД № 1	-	-	0,04(0,06)	0,04(0,2)	0,02	0,05(0,3)	0,003	0,006
								ВЫКЛ
Температура питательной воды, °С	263	232	232	232	232	230	249	242

## Характеристики котлоагрегатов Барнаульского завода

Характеристика	Топливо													
	Вахрушевский бурый уголь	Ирша-бородинский бурый уголь	Назаровский бурый уголь	Корейский АШ	Газ	Мазут	Мазут	Азейский бурый уголь	Назаровский бурый уголь	Газ	Мазут	Экибастузский каменный уголь	Холбольджинский бурый уголь	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Номинальная паропроизводительность, т/ч	320	320	320	320	320	320	340	420	420	420	420	420	640	
Давление острого пара на выходе, МПа	13,73	13,73	13,73	13,73/ 2,45	13,73	13,73	13,73/ 2,84	13,73	13,73	13,73	13,73	13,73	13,73	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Температура, °С:													
перегретого пара	560	560	560	545/545	560	560	545/545	560	560	560	560	560	545/545
питательной воды	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230
уходящих газов	137	130	157	125	130	168	160	140	150	110	146	123	140
воздуха на входе в воздухо-													
подогреватель	50	50	55	30	30	70	80	50	60	30	70	30	55
горячего воздуха	366	322	332	400	212	243	235	286	366	227	274	385	373
Тип топочного устройства	Ка- мер- ная топ- ка	Камерные топки с пережимом											
Потери от химической (меха- нической) неполноты сгора- ния, %	0/2	0/0,5	0/0,65	0,8	0,5/0	0,5/0	0,5/0	0/1	0/0,5	0,5/0	0,5/0	0/2	0/0,5
Расчетный КПД brutto, %	91,6	90	90,5	86,5	93,8	92,0	92,4	92,7	91,2	94,7	93,5	92,0	92,5



Характеристики котлоагрегатов Таганрогского завода «Красный котельщик»  
(с естественной циркуляцией)

Характеристика	Е-420/140Ж (ТП-87-1)	Е-420/140ГМ (ТГМ-84/Б)	Е-480/140ГМ (ТГМ-96/Б)	ЕП-500/140ГМ (ТГМ-444)	Е-640/140ГМ (ТГМЕ-206)	Е-640/140ГМ (ТГМ-104)
	Топливо					
	Каменный уголь (тощий), газ	Мазут, газ	Мазут, газ	Мазут, газ	Мазут, газ	Мазут, газ
1	2	3	4	5	6	7
Номинальная паропроизводительность, т/ч	420	420	480	500	670	670
Давление острого пара на выходе, МПа	13,73	13,73	13,73	13,73/2,45	13,73	13,73

1	2	3	4	5	6	7
Температура, °С: перегретого пара питательной воды уходящих газов воздуха на входе в воздухопо- догреватель горячего воздуха	560 230 129/120  30 378	560 230 156/128  70 266	560 230 150/122  30 260	560 230 130/112  30 336	545/545 230/247 138/125  52 251	545/545 243 155/131  70 266
Тип топочного устройства	Призматиче- ская топка с вихревыми пылегазовы- ми горелками, встречное расположение	Призматиче- ская топка с фронтowym расположени- ем газомазут- ных горелок	Призматиче- ская топка с фронтowym расположени- ем газомазут- ных горелок	Вихревая топка с пря- моточными газомазутны- ми горелками, фронтвое расположение	Призматиче- ская топка с газомазутны- ми горелками, расположен- ными на зад- ней стенке топки	Призматиче- ская топка с фронтowym расположением газомазут- ных горелок

## Характеристики котлоагрегатов Подольского завода им. С. Орджоникидзе

Характеристика	ПП-1650-225 (П-57-1)	ПП-990-255 (П-59)	ПП-600-140 (П-60)	ЕП-670-140 (П-62)	ПП-950-255-2 (П-39-2)	ПП-660-140-2К (П-55-1)	ПП-670-140-2ГМ (П-56-1)
	Топливо						
	Экибастузский уголь	Подмосковный бурый уголь	Немецкие бурые угли	Болгарские лигниты	Экибастузский уголь	Смесь каменных углей и микстов, газ	Мазут, газ
1	2	3	4	5	6	7	8
Номинальная паропроизводительность, т/ч	1650	990	660	670	950	660	670
Давление пара на выходе, МПа:							
первичное	25,02	25,02	13,73	13,73	25,02	13,73	13,73
вторичное	3,92	3,92	2,5	2,55	3,87	2,55	2,55

1	2	3	4	5	6	7	8
Температура, °С:							
перегретого пара	545/545	545/545	550/540	545/545	545/545	550/550	540/540
питательной воды	277	268	240	242	265	240	240
уходящих газов (расчетная)	125	150	159	170	130	151/137	141/120
после калориферов	30	30	46	30	30	30	50
воздуха на входе в воздухоподогреватель	30	50	86	30	30	59/30	40
горячего воздуха	362	346	280	266	331	315/305	250
Тип топочного устройства	Камерное						
Потери от химической (механической) неполноты сгорания, %	0,5/1,5	0,0/1,0	0,1/2,2	0,5/2,5	0,5/1,5	0,5/1,5	1,0/0,0
Расчетный КПД брутто, %	92,0	91,0	87,0	83,5	91,8	90,3	93,3/94

## Питательные электронасосы

Тип	Производительность, м <sup>3</sup>	Давление нагнетания, МПа	Температура питательной воды, °С	Скорость вращения, об/мин	Номинальная мощность электродвигателя, кВт
ПЭ-320-180/200	320	17,66/19,62	160	2970	3000
ПЭ-380-185/200г	380	18,15/19,62	160	2960	4000
ПЭ-430-180/200Г	430	17,66/19,62	160	2900	4000
ПЭ-600-180-3Г	500	18,34	160	2900	4000
ПЭ-580-185/200*	580	18,15/19,62	160	2985	5000
ПЭ-720-185/200г**	720	18,15/19,62	160	2900	5000
ПЭ-600-300***	600	31,39	165	6300	8000
СВПЭ-320-550г***	550	31,39	165	7500	8000

\* Для энергоблока 160 тыс. кВт.

\*\* Для энергоблока 200 тыс. кВт.

\*\*\* Для энергоблока 300 тыс. кВт.

**Примечание.** Индекс «г» в обозначении типа указывает, что данные насосы с гидромупфтой.

## Основные характеристики конденсационных насосов

Тип насоса	Подача, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /ч)	Напор, м	Н <sub>доп.</sub> *, м вод. ст.	Частота вращения, 1/с (1/мин)	Мощность, кВт	КПД, %	Температура конденсата, °С
КсВ-200-130**	0,0555(200)	130	2,0	25(1500)	100	71	125
КсВ-250-220	0,0555(200)	220	2,0	25(1500)	168,8	71	125
КсВ-320-160	0,0898(320)	160	1,6	25(1500)	168	76	134
КсВ-500-85	0,1388(500)	85	1,6	16,7(1000)	154	75	125
КсВ-500-150	0,1388(500)	150	1,6	25(1500)	272	75	125
КсВ-500-220	0,1388(500)	220	2,5	25(1500)	400	75	125
КсВ-1000-95	0,2777(1000)	95	3,5	16,7(1000)	342	76	60
КсВ-1000-180	0,2777(1000)	180	3,5	25(1500)	613	80	60
КсВ-1000-220	0,2777(1000)	220	15,0	25(1500)	750	80	60
КсВ-1250-40	0,3472(1250)	40	3,5	25(1500)	174,5	78	70
КсВ-1250-90	0,3472(1250)	90	3,5	25(1500)	363,0	80	70
КсВ-1600-90	0,4444(1600)	90	2,8	16,7(1000)	515	76	60
КсВ-1600-140	0,4444(1600)	140	3,5	25(1500)	762,5	60	125
КсВ-1600-220	0,4444(1600)	220	17,5	50(3000)	1170	62	60
КсВ-2000-40	0,5555(2000)	40	4,5	25(1500)	272	80	70
КсВ-2000-140	0,5555(2000)	140	4,5	25(1500)	953	80	70
КсВ-2000-180	0,5555(2000)	180	4,5	25(1500)	1226	60	70

\* Допустимый кавитационный запас.

\*\*Обозначение насоса: Кс - конденсатный насос, В – вертикальный, первая цифра – подача, м<sup>3</sup>/ч, вторая цифра – напор, м.

## Деаэраторные колонки и охладители выпара

Тип	Производительность, т/ч	Рабочее давление (абсолютное), МПа	Температура, °С	Наружный диаметр, мм	Высота, мм	Масса · 10 <sup>-3</sup> кг	Охладители выпара		
							Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	Диаметр корпуса, мм	Длина или высота, мм
ДСА-25	25	0,118	До 104	1100	1370	0,37	2	325	1200
ДСА-50	50	0,118	104	1450	1330	0,52	2	325	1200
ДСА-75	75	0,118	104	1450	1354	0,50	8	325	2600
ДСА-100	100	0,118	104	1450	1608	0,51	8	325	2600
ДСА-150	150	0,118	104	1650	1С08	0,76	16	426	2700
ДСА-200	200	0,118	104	1650	1608	0,76	24	530	2800
ДСА-300	300	0,118	104	2092	1730	1,12	24	530	2800
ДСП-160	160	0,59	160	1820	3440	4,6	28	900	2590
ДСП-225	225	0,59	160	1820	3440	4,7	40	900	3100
ДСП-320	320	0,59	160	2032	3000	6,8	18	-	-
ДСП-400	400	0,59	160	2032	5020	5,9	-	-	-
ДСП-500	500	0,69	165	2432	2550	8,6	-	-	-
ДСП-800	800	0,69	165	2432	4000	8,2	-	-	-

**Примечание.** Буквы в графе «Тип» означают: Д - деаэратор; С - смешивающий; А - атмосферного давления; П - повышенного давления.

## Деаэрационные (питательные) баки

Емкость, м <sup>3</sup>	Рабочее давление, МПа	Наружный диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг
25	0,12	2600	6200	3500
35	0,12	2600	8400	4500
50	0,12	3200	8200	6800
70	0,12	3200	НООО	6900
50	0,60*	3020	8471	12180
90	0,60*	3200	11074	15000
100*	0,60*	3440	13500	27650
120*	0,60*	3440	17625	30515

**Примечание.** \*Баки емкостью 90 м<sup>3</sup> выпускаются также на давление 0,7 МПа. Баки емкостью 100 и 120 м<sup>3</sup> выпускаются для одной и двух колонок. ДСП-320, ДСП-400, ДСП-500, ДСП-800.



Т а б л и ц а П10

## Подогреватели сетевой воды

Тип подогревателя	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Рабочие параметры				Расход, т/ч		Число ходов воды	Вес подогревателя (без воды)
		по пару		по воде		воды	пара		
		давление, МПа	температура, °С	давление, МПа	температура, °С				
ПСВ-45-7-15	45	0,78	400	1,57	70/150*	90	14,5	4	2,023
ПСВ-63-7-15	63	0,78	400	1,57	70/150	120	19,6	4	2,522
ПСВ-90-7-15	90	0,78	400	1,57	70/150	175	28	4	3,818
ПСВ-125-7-15	125	0,78	400	1,57	70/150	250	40	4	4,074
ПСВ-200-7-15	200	0,78	400	1,57	70/150	400	64,5	4	6,763
ПСВ-315-3-23	315	0,39	400	2,35	70/120*	725	69	2	11,646
ПСВ-315-14-23	316	1,47	400	2,35	70/150	1130	190	2	12,423
ПСВ-500-3-23	500	0,39	400	2,35	70/120	1150	110	2	13,985
ПСВ-500-14-23	500	1,47	400	2,35	70/150	1800	302	2	15,127
ПСГ-800-3-8-1	800	0,39	300	0,88	/125	1500-2000	120	4	20,01
ПСГ-1300-3-8-1	1300	0,39	300	0,88	/125	2300-3000	180	4	30,0
ПСГ-2300-2-8-1	2300	0,39	250	0,88	/125	3500-4500	185	4	49,2
ПСГ-2300-3-8-11	2300	0,39	300	0,80	/125	3500-4500	185	4	48,56

\* В числителе – температура воды на входе, в знаменателе – на выходе.

## Приводные и приводимые агрегаты энергоблоков

Энергоблок с турбинами	Приводная турбина насоса	Завод-изготовитель турбины	Количество на блок	Приводимые агрегаты		Приводная турбина воздуходувки	Завод-изготовитель турбины	Количество на блок
				Питательный насос	Бустерный насос			
К-300-240	Р-12-15П (ОР-12ПМ) Р-12-14П	КТЗ ЛО «Пролетар- ский завод»	1	ПН-1135-340	-	-	-	-
			1					
К-500-240	К-11-10П (ОК-18ПУ-500)	КТЗ	2	ПН-1500-350 ПН-950-350	ПД-1600-180М	-	-	-
К-800-240	К-17-15П (ОК-18ПУ-800)	КТЗ	2	ПН-1500-350	ПД-1600-180	Р-6-9П (ОР-12-ПВ) К-7-10П (ОК-18ПВ-800)	КТЗ	2
К-1200-240	К-17-17П (ОК-18ПУ-1200)	КТЗ	3	ПН-1500-350	ПД-1600-180	К-6-10П (ОК-18ПВ-1200)	КТЗ	3
К-1000-60/1500	К-12-10П	КТЗ	2	ПНТ-3750-100	-	-	-	-
Т-250-240	Р-12-22П	ЛО «Пролетар- ский завод»	1	ПНТ-1100-350-24	-	-	-	-

**Примечание.** Обозначение приводной турбины: первая буква – тип (К – конденсационная, Р – с противодавлением), первые две цифры – мощность, МВт; вторые – начальное давление в кг/см<sup>2</sup>, буква П – приводная, в скобках приведены заводские обозначения турбин.

Т а б л и ц а П12

## Основные технические характеристики и параметры турбин для привода питательных насосов

Характеристика	Р-12-15П	Р-12-14П	К-11-10П	К-17-15П	К-17-17П	К-12-10П	Р-12-22П
Номинальная мощность, кВт	12500	12500	11350	17150	17100	11600	12000
Номинальная частота вращения, с <sup>-1</sup>	100	86,7	76,67	77,75	77,67	58,33	86,67
Диапазон изменения частоты вращения, с <sup>-1</sup>	87,7-100	-	44,3-78,3	44,3-78,3	44,3-78,3	41,3-58,3	-
Номинальные параметры перед стопорным клапаном: давление, МПа	1,52	1,44	1,01	1,44	1,65	0,97	2,2
температура, °С	450	443	377	432	445	248	501
Давление в конденсаторе, кПа	-	-	4,76	6,87	6,87	5,88	-
Противодавление, МПа	0,12	0,24	-	-	-	-	0,66
Температура охлаждающей воды, °С	-	-	15	15	15	22	-
Расход пара через стопорный клапан, кг/с	31,7	31,7	14,79	20,64	20,19	19,11	45,8
КПД от стопорного клапана приводной турбины	-	-	80,4	81,3	80,1	79,0*	-

\* Внутренний относительный КПД.

Т а б л и ц а П13

Расход электроэнергии на собственные нужды КЭС, %

Тип блоков	Вид топлива		
	каменный уголь	бурый уголь	газ, мазут
К-160-130	7,1	7,2	5,7
К-200-130	6,8	6,9	5,5
К-300-240	4,2	4,3	3,0
К-500-240	4,0	4,2	2,9
К-800-240	3,9	4,1	2,85

Т а б л и ц а П14

Штатный коэффициент для ТЭЦ, чел./МВт, по эксплуатационному персоналу

Мощность, МВт	Кол-во турбо-агрегатов	Вид топлива	
		твердое	газ, мазут
100	2	3,2	2,3
150	3	2,5	1,9
200	4	2,0	1,3
200	2	1,9	1,2
300	3	1,25	0,85
300	6	1,45	1,0
400	4	1,1	0,75
400	6	1,2	0,85
600	6	0,85	0,6
700	4	0,8	0,57
1000	4	0,62	0,45

Т а б л и ц а П15

Штатный коэффициент для КЭС, чел./МВт, по эксплуатационному персоналу

Мощность, МВт	Тип и кол-во блоков	Чел./Мвт	
		Твердое топливо	Газ, мазут
600	4Хк-150	0,66	0,5
900	6Хк-150	0,59	0,43
800	4Хк-200	0,5	0,38
900	3Хк-300	0,41	0,32
1200	6хк-200	0,42	0,33
1200	4хк-300	0,37	0,27
1800	6хк-300	0,28	0,25
2400	8хк-300	0,26	0,23
3000	6хк-500	0,21	0,17
4000	8хк-500	0,19	0,17
4000	5хк-800	0,16	0,13

Т а б л и ц а П16

Удельный расход условного топлива на отпущенный  
кВт·ч в г у.т./(кВт·ч)

Тип блока	Число часов использования установленной мощности								
	7000			6000			5000		
	Каменный уголь	Бурый уголь	Газ, мазут	Каменный уголь	Бурый уголь	Газ, мазут	Каменный уголь	Бурый уголь	Газ, мазут
К-160	361	367	350	365	371	354	373	378	362
К-200	344	348	335	348	353	339	356	380	346
К-300	331	335	323	333	337	325	337	341	329
К-500	329	333	321	330	334	322	333	337	325
К-800	326	330	318	327	331	319	329	333	321

Т а б л и ц а П17

Средние нормы амортизации для КЭС в процентах от общих  
капитальных вложений

Кол-во и тип блоков	Вид топлива	
	уголь	газ, мазут
6хк-150	6,30	6,50
6х4-200	6,50	6,65
4хк-300	6,90	6,80
8хк-200	6,55	6,70
6хк-300	6,95	7,10
8хк-300	7,05	7,20
6хк-500	7,15	7,30
8хк-500	7,25	7,35
5хк-800	7,35	7,45

Т а б л и ц а П18

Средние нормы амортизации для ТЭЦ в процентах от общих  
капитальных вложений

Мощность ТЭЦ, МВт	Вид топлива	
	уголь	газ, мазут
100	7,1	6,9
150	7,3	7,1
200	7,4	7,2
300	7,5	7,3
400	7,6	7,3
600	7,7	7,4
700	7,8	7,5
1000	7,9	7,6

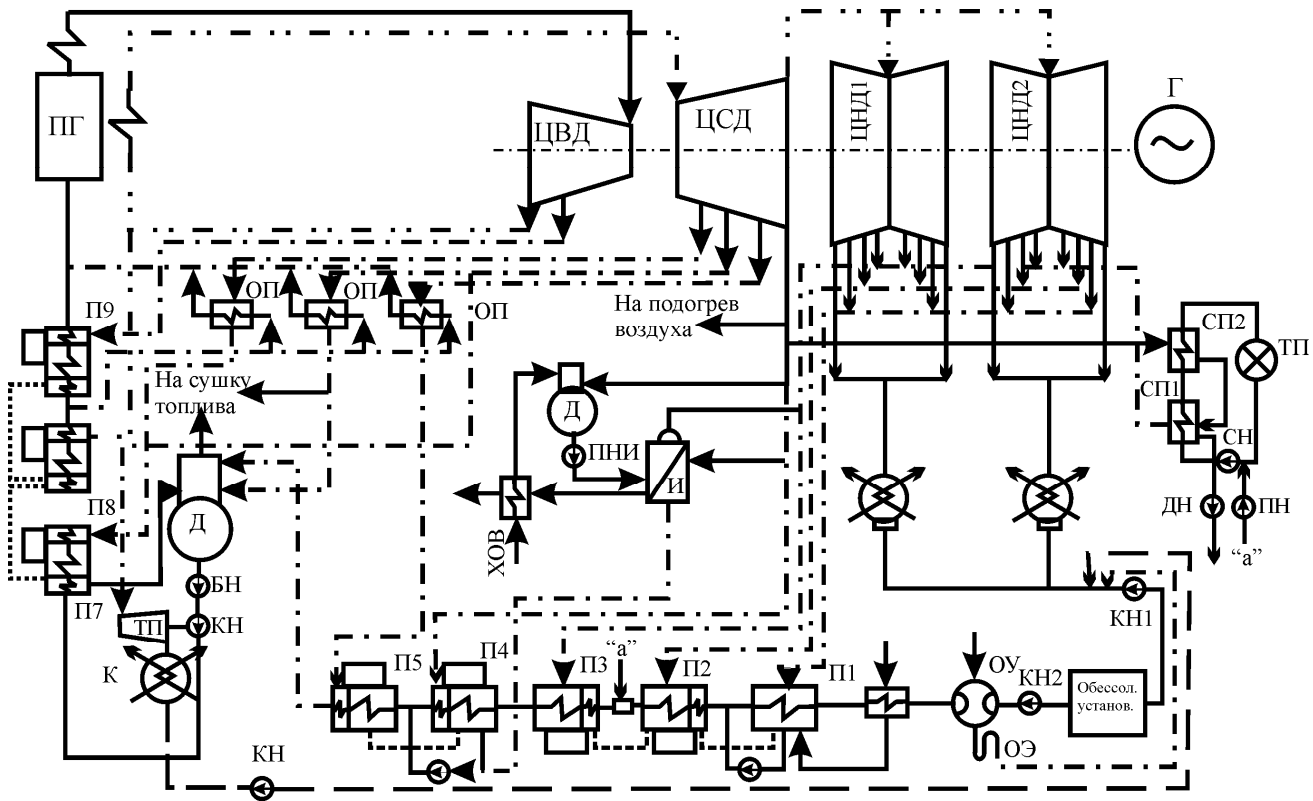


Рис. П1. Принципиальная тепловая схема энергоблока с турбиной К-500-240

## С о д е р ж а н и е

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ. . . . .	3
2. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТЭС. . . . .	4
3. ОСНОВЫ ВЫБОРА И РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ. . . . .	6
3.1. Методика расчета тепловой схемы. . . . .	6
3.2. Составление принципиальной тепловой схемы. . . . .	18
3.3. Расчет принципиальной тепловой схемы. . . . .	20
3.4. Построение $h,s$ -диаграммы процесса расширения пара в турбине. . . . .	22
3.5. Баланс основных потоков пара и воды. . . . .	29
3.6. Методика расчета отдельных элементов тепловой схемы. . . . .	30
3.7. Сведение энергетического и материального балансов турбоустановки и проверка правильности расчетов. . . . .	41
4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ СТАНЦИЙ. . . . .	42
4.1. Пример расчета тепловой схемы станции с турбинами ПТ-135/165-130/15. . . . .	42
4.2. Пример расчета тепловой схемы станции с турбинами Т-100-130. . . . .	58
5. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ. . . . .	75
5.1. Комбинированная схема энергоснабжения. . . . .	77
5.2. Раздельная схема. . . . .	81
6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ. . . . .	85
6.1. Комбинированная схема. . . . .	85
6.2. Раздельная схема. . . . .	87
Л и т е р а т у р а. . . . .	89
ПРИЛОЖЕНИЕ. . . . .	91



Учебное издание

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению расчетных работ по дисциплине  
«Теплотехнические процессы и установки»  
и «Тепловые электрические станции»  
для студентов специальностей 1-43 01 01 – «Электрические  
станции», 1-43 01 02 – «Электроэнергетические системы и сети»,  
1-53 01 04 – «Автоматизация и управление энергетическими  
процессами» специализации 1-53 01 04 01 «Автоматизация  
и управление теплоэнергетическими объектами на ТЭС»

Составители: БУРОВ Андрей Леонидович  
КАЩЕЕВ Владимир Петрович  
КОВШИК Иван Иванович и др.

Редактор В.В.Мохнач. Корректор М.П.Антонова  
Компьютерная верстка Л.М.Чернышевич

---

Подписано в печать 19.05.2003.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 6,5. Уч.-изд. л. 5,2. Тираж 300. Заказ 8.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

Лицензия ЛВ №155 от 30.01.2003. 220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.