

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ**



Ю.А. ГИЧЁВ

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Часть I

Днепропетровск НМетАУ 2011

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ**

Ю.А. ГИЧЁВ

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Часть I

Утверждено на заседании Ученого совета академии
в качестве конспекта лекций. Протокол № 15 от 27.12.2010

Днепропетровск НМетАУ 2011

УДК 621.311.22 (075.8)

Гичёв Ю.А. Тепловые электростанции: Часть I: Конспект лекций: Днепропетровск: НМетАУ, 2011. – 45 с.

Приведены общие сведения о тепловых электростанциях: классификация, технологическая схема и технико-экономические показатели.

Рассмотрены принципы построения тепловых схем ТЭС: выбор начальных и конечных параметров пара, промежуточный перегрев пара и системы регенеративного подогрева питательной воды. Приведены примеры построения тепловых схем ТЭС на базе основных типов турбин.

Предназначен для студентов специальности 8.090510 – теплоэнергетика.

Илл 23. Библиогр.: 4 наим.

Ответственный за выпуск М.В. Губинский, д-р техн. наук, проф.

Рецензенты: В.А. Габринец, д-р техн. наук, проф. (ДНУЖТ)

А.О. Ерёмин, канд. техн. наук, доц. (НМетАУ)

© Национальная металлургическая академия Украины, 2011

© Гичёв Ю.А., 2011

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ.....	5
1.1 Определение и классификация электростанций.....	5
1.2 Технологическая схема тепловой электростанции.....	8
1.3 Техничко-экономические показатели ТЭС.....	11
1.3.1 Энергетические показатели.....	11
1.3.2 Экономические показатели.....	13
1.3.3 Эксплуатационные показатели.....	15
1.4 Требования, предъявляемые к ТЭС.....	16
1.5 Особенности промышленных тепловых электростанций.....	16
2 ПОСТРОЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС.....	17
2.1 Общие понятия о тепловых схемах.....	17
2.2 Начальные параметры пара.....	18
2.2.1 Начальное давление пара.....	18
2.2.2 Начальная температура пара.....	20
2.3 Промежуточный перегрев пара.....	22
2.3.1 Энергетическая эффективность промежуточного перегрева...24	
2.3.2 Давление промежуточного перегрева.....	26
2.3.3 Техническое осуществление промежуточного перегрева.....	27
2.4 Конечные параметры пара.....	29
2.5 Регенеративный подогрев питательной воды.....	30
2.5.1 Энергетическая эффективность регенеративного подогрева..30	
2.5.2 Техническое осуществление регенеративного подогрева.....	34
2.5.3 Температура регенеративного подогрева питательной воды..37	
2.6 Построение тепловых схем ТЭС на базе основных типов турбин.....	39
2.6.1 Построение тепловой схемы на базе турбины «К».....	39
2.6.2 Построение тепловой схемы на базе турбины «Т».....	41
ЛИТЕРАТУРА.....	44

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Тепловые электростанции» по ряду причин занимает особое значение в числе дисциплин, читаемых для специальности 8(7).05060101 - теплоэнергетика.

Во-первых, с теоретической точки зрения, дисциплина аккумулирует в себе знания, полученные студентами, практически по всем основным предшествующим дисциплинам: «Топливо и его сжигание», «Котельные установки», «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Источники теплоснабжения промышленных предприятий», «Очистка газов» и прочие.

Во-вторых, с практической точки зрения, тепловые электрические станции (ТЭС) являются комплексным энергетическим предприятием, включающим все основные элементы энергетического хозяйства: систему подготовки топлива, котельный цех, турбинный цех, систему преобразования и отпуска тепловой энергии внешним потребителям, системы утилизации и нейтрализации вредных выбросов.

В-третьих, с промышленной точки зрения, ТЭС являются доминирующими электрогенерирующими предприятиями в отечественной и зарубежной энергетике. На долю тепловых электростанций приходится около 70% электрогенерирующих установленных мощностей в Украине, а с учетом атомных электростанций, где также реализуются паротурбинные технологии, установленная мощность составляет около 90%.

Данный конспект лекций разработан в соответствии с рабочей программой и учебным планом для специальности 8(7).05060101 - теплоэнергетика и в качестве основных тем включает: общие сведения о тепловых электростанциях, принципы построения тепловых схем электростанций, выбор оборудования и расчеты тепловых схем, компоновка оборудования и эксплуатация тепловых электростанций.

Дисциплина «Тепловые электростанции» способствует систематизации знаний полученных студентами, расширению их профессионального кругозора и может быть использована при выполнении курсовых работ по ряду других дисциплин, а также при подготовке дипломных работ специалистов и выпускных работ магистров.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

1.1 Определение и классификация электростанций

Электростанция – энергетическое предприятие, предназначенное для преобразования различных видов топливно-энергетических ресурсов в электроэнергию.

Основные варианты классификации электростанций:

I. В зависимости от вида преобразуемых топливно-энергетических ресурсов:

- 1) тепловые электростанции (ТЭС), в которых электроэнергию получают путем преобразования углеводородных топлив (уголь, природный газ, мазут, горючие ВЭР и прочие);
- 2) атомные электростанции (АЭС), в которых электроэнергию получают путем преобразования атомной энергии ядерного топлива;
- 3) гидроэлектростанции (ГЭС), в которых электроэнергию получают путем преобразования механической энергии потока природного источника воды, в первую очередь рек.

К этому варианту классификации можно также отнести электростанции, использующие нетрадиционные и возобновляемые источники энергии:

- солнечные электростанции;
- геотермальные электростанции;
- ветроэлектростанции;
- приливные электростанции и другие.

II. Для данной дисциплины представляют интерес более углубленная классификация тепловых электростанций, которые в зависимости от вида тепловых двигателей разделяются на:

- 1) паротурбинные электростанции (ПТУ);
- 2) газотурбинные электростанции (ГТУ);
- 3) парогазовые электростанции (ПГЭ);
- 4) электростанции на двигателях внутреннего сгорания (ДВС).

В числе этих электростанций доминирующие значения имеют паротурбинные электростанции, на долю которых приходится свыше 95% суммарной установленной мощности ТЭС.

III. В зависимости от вида энергоносителей, отпускаемых внешнему потребителю, паротурбинные электростанции разделяются на:

- 1) конденсационные электростанции (КЭС), отпускающие внешнему потребителю исключительно электроэнергию;
- 2) теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), отпускающие внешнему потребителю и тепловую, и электрическую энергию.

IV. В зависимости от назначения и ведомственного подчинения электростанции разделяются на:

- 1) районные электростанции, которые предназначены для обеспечения электроэнергией всех потребителей района;
- 2) промышленные электростанции, которые входят в состав промышленных предприятий и предназначены для обеспечения электроэнергией в первую очередь потребителей предприятий.

V. В зависимости от продолжительности использования установленной мощности в течении года электростанции разделяются на:

- 1) базисные (Б): 6000÷7500 ч/год, т.е. свыше 70% продолжительности года;
- 2) полубазисные (П/Б): 4000÷6000 ч/год, 50÷70%;
- 3) полупиковые (П/П): 2000÷4000 ч/год, 20÷50%;
- 4) пиковые (П): до 2000 ч/год, до 20% продолжительности года.

Этот вариант классификации можно проиллюстрировать на примере графика продолжительности электрических нагрузок:

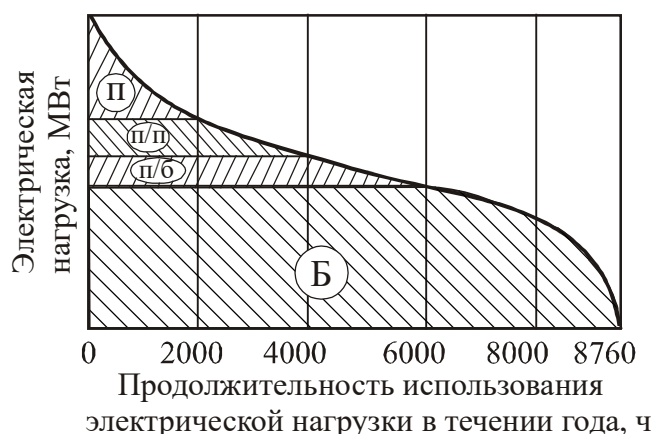


Рисунок 1.1 – График продолжительности электрических нагрузок

VI. В зависимости от давления пара, поступающего в турбины паротурбинные ТЭС разделяются на:

- 1) низкого давления: до 4 МПа;
- 2) среднего давления: до 9 – 13 МПа;

3) высокого давления: до 25 – 30 МПа, в том числе:

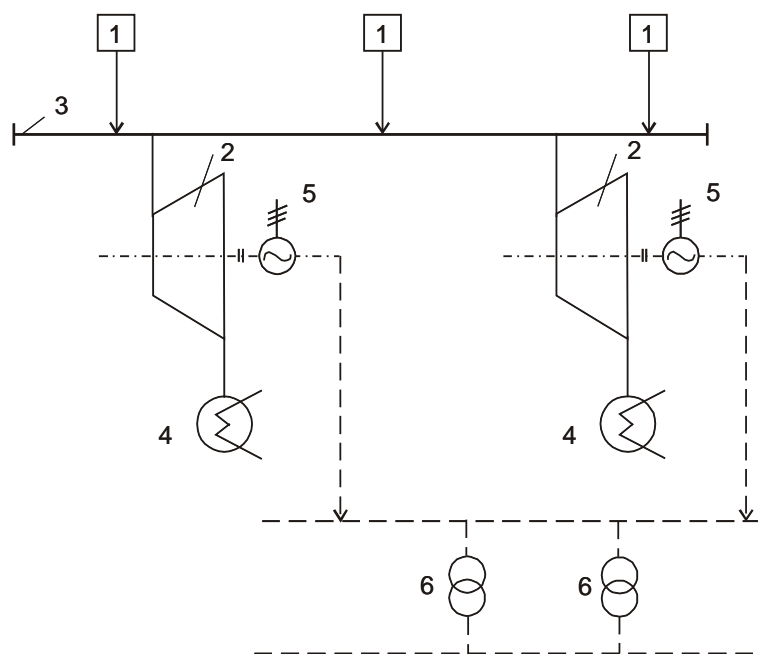
- докритического давления: до 18 – 20 МПа
- критического и сверхкритического давления: свыше 22 МПа

VII. В зависимости от мощности паротурбинные электростанции разделяются на:

- 1) электростанции малой мощности: общая установленная мощность до 100 МВт при единичной мощности установленных турбогенераторов до 25 МВт;
- 2) средней мощности: общая установленная мощность до 1000 МВт при единичной мощности установленных турбогенераторов до 200 МВт;
- 3) большой мощности: общая установленная мощность свыше 1000 МВт при единичной мощности установленных турбогенераторов свыше 200 МВт.

VIII. В зависимости от способа присоединения парогенераторов к турбогенераторам тепловые электростанции разделяются на:

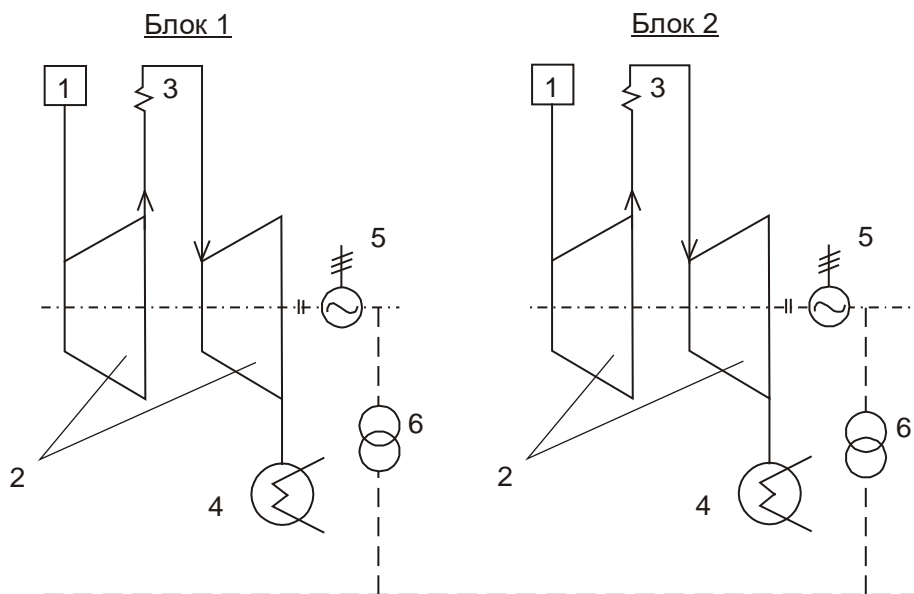
- 1) централизованные (неблочные) ТЭС, в которых пар от всех котлов поступает в один центральный паропровод, а затем распределяется по турбогенераторам (см. рис.1.2);



1 – парогенератор; 2 – паровая турбина; 3 - центральный (главный) паропровод; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – электрогенератор; 6 – трансформатор.

Рисунок 1.2 - Принципиальная схема централизованной (неблочной) ТЭС

- 2) блочные ТЭС, в которых каждый из установленных парогенераторов присоединен к вполне определенному турбогенератору (см. рис.1.3).



1 – парогенератор; 2 – паровая турбина; 3 – промежуточный пароперегреватель; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – электрогенератор; 6 – трансформатор.

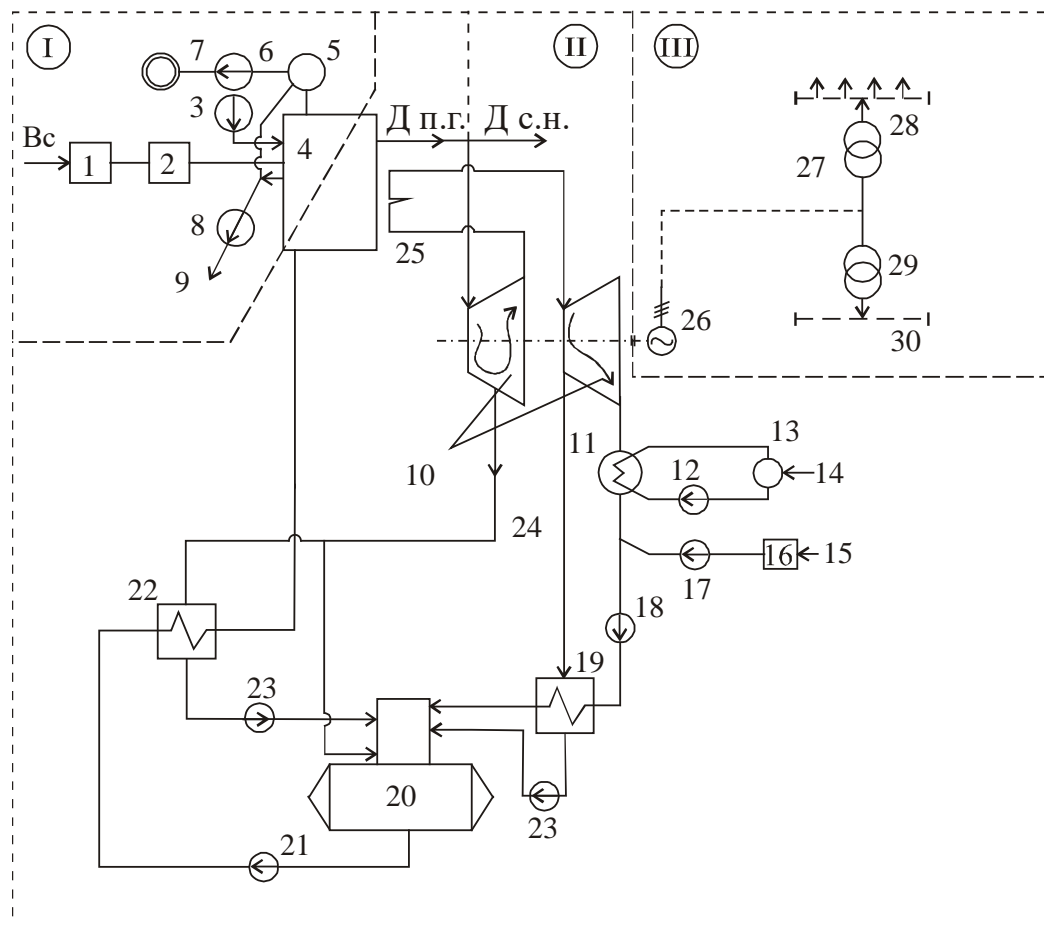
Рисунок 1.3 - Принципиальная схема блочной ТЭС

В отличие от неблочной блочная схема ТЭС требует меньше капитальных затрат, проще в эксплуатации и создает условия для полной автоматизации паротурбинной установки электростанции. В блочной схеме сокращается количество трубопроводов и производственных объемов станции для размещения оборудования. При использовании промежуточного перегрева пара применение блочных схем обязательно, т.к. в противном случае не представляется возможным контролировать поток пара, отпускаемого из турбины на перегрев.

1.2 Технологическая схема тепловой электростанции

Технологическая схема изображает основные части электростанции, их взаимосвязь и, соответственно, показывает последовательность технологических операций от момента доставки топлива на станцию до отпуска электроэнергии потребителю.

В качестве примера на рисунке 1.4 представлена технологическая схема пылеугольной паротурбинной электростанции. Такой тип ТЭС преобладает в числе действующих базисных тепловых электростанций в Украине и за рубежом.



V_c – расход топлива на станции; $D_{п.г.}$ – производительность парогенератора; $D_{с.н.}$ – условный расход пара на собственные нужды станции; D_t – расход пара на турбину; $\mathcal{E}_{выр}$ – количество выработанной электроэнергии; $\mathcal{E}_{сн}$ – расход электроэнергии на собственные нужды станции; $\mathcal{E}_{отп}$ – количество электроэнергии, отпущенной внешнему потребителю.

Рисунок 1.4 – Пример технологической схемы паротурбинной пылеугольной электростанции

Технологическую схему ТЭС принято разделять на три части, которые на рисунке 1.4 отмечены пунктирными линиями:

I... Топливоно-газовоздушный тракт, который включает:

1 – топливное хозяйство (разгрузочное устройство, склад сырого угля, дробильные установки, бункеры дробленного угля, краны, транспортеры);

- 2 – систему пылеприготовления (угольные мельницы, мелечные вентиляторы, бункеры угольной пыли, питатели);
- 3 – дутьевой вентилятор для подачи воздуха на сжигание топлива;
- 4 – парогенератор;
- 5 – газоочистку;
- 6 – дымосос;
- 7 – дымовую трубу;
- 8 – багерный насос для транспортировки гидрозолошлаковой смеси;
- 9 – подачу гидрозолошлаковой смеси на утилизацию.

В целом, топливно-газовоздушный тракт включает: топливное хозяйство, систему пылеприготовления, тягодутьевые средства, газоходы котла и систему золошлакоудаления.

II... Пароводяной тракт, который включает:

- 10 – паровую турбину;
- 11 – конденсатор паровой турбины;
- 12 – циркуляционный насос обратной системы водоснабжения для охлаждения конденсатора;
- 13 – охлаждающее устройство обратной системы;
- 14 – подачу добавочной воды, компенсирующей потери воды в обратной системе;
- 15 – подачу сырой воды для подготовки химочищенной воды, компенсирующей потери конденсата на станции;
- 16 – химводоочистку;
- 17 – насос химводоочистки, подающий добавочную химочищенную воду в поток конденсата отработавшего пара;
- 18 – конденсатный насос;
- 19 – регенеративный подогреватель питательной воды низкого давления;
- 20 – деаэрактор;
- 21 – питательный насос;
- 22 – регенеративный подогреватель питательной воды высокого давления;
- 23 – дренажные насосы для отвода конденсата греющего пара из теплообменника;
- 24 – регенеративные отборы пара;
- 25 – промежуточный пароперегреватель.

В целом, пароводяной тракт включает: пароводяную часть котла, турбину, конденсатную установку, системы подготовки охлаждающей циркуляционной воды и добавочной химочищенной, систему регенеративного подогрева питательной воды и деаэрацию питательной воды.

III... Электрическая часть, которая включает:

26 – электрогенератор;

27 – повышающий трансформатор для электроэнергии, отпускаемой внешнему потребителю;

28 – шины открытого распределительного устройства электростанции;

29 – трансформатор для электроэнергии собственных нужд электростанции;

30 – шины распределительного устройства электроэнергии собственных нужд.

Таким образом, электрическая часть включает: электрогенератор, трансформаторы и шины распределительных устройств.

1.3 Техничко-экономические показатели ТЭС

Техничко-экономические показатели ТЭС разделяются на 3 группы: энергетические, экономические и эксплуатационные, которые, соответственно, предназначены для оценки технического уровня, экономичности и качества эксплуатации станции.

1.3.1 Энергетические показатели

Основные энергетические показатели ТЭС включают: к.п.д. электростанции (η_c^y), удельный расход теплоты (q_c^y), удельный расход топлива на выработку электроэнергии (b_c^y).

Эти показатели называют показателями тепловой экономичности станции.

По результатам фактической работы электростанции, к.п.д. определяется соотношениями:

$$\eta_{\bar{n}}^{\dot{a}\dot{d}\dot{o}\dot{o}\dot{i}} = \frac{\dot{Y}_{\dot{a}\dot{u}\dot{d}}}{\hat{A}_{\bar{n}} \cdot Q_i^{\delta}}; \quad (1.1)$$

$$\eta_{\bar{n}}^{i\ddot{a}\ddot{o}\ddot{i}} = \frac{\dot{Y}_{i\ddot{o}}}{\hat{A}_{\bar{n}} \cdot Q_i^{\delta}}; \quad (1.2)$$

При проектировании электростанции и для анализа ее работы, к.п.д. определяют произведениями, учитывающими к.п.д. отдельных элементов станции:

$$\eta_c^{i\ddot{a}\ddot{o}\ddot{i}} = \eta_{\dot{e}i\ddot{o}} \cdot \eta_{\delta\ddot{o}\ddot{a}} \cdot \eta_{\delta.i.}; \quad (1.3)$$

$$\eta_c^{i\ddot{a}\ddot{o}\ddot{i}} = \eta_{\dot{e}i\ddot{o}} \cdot \eta_{\delta\ddot{o}\ddot{a}} \cdot \eta_{\delta.i.} \cdot (1 - \dot{a}_{\bar{n}i}) \cdot (1 - q_{\bar{n}i}), \quad (1.4)$$

где $\eta_{\text{кот}}$, $\eta_{\text{турб}}$ – к.п.д. котельного и турбинного цехов;

$\eta_{\text{т.п.}}$ – к.п.д. теплового потока, который учитывает потери теплоты теплоносителями внутри станции вследствие передачи теплоты в окружающую среду через стенки трубопровода и утечек теплоносителя, $\eta_{\text{т.п.}} = 0,98 \dots 0,99$ (ср. 0,985);

$e_{\text{сн}}$ – доля электроэнергии, затраченная на собственные нужды электростанции (электропривод в системе подготовки топлива, привод тягодутьевых средств котельного цеха, привод насосов и прочее), $e_{\text{сн}} = \mathcal{E}_{\text{сн}} / \mathcal{E}_{\text{выпр}} = 0,05 \dots 0,10$ (ср. 0,075);

$q_{\text{сн}}$ – доля расхода теплоты на собственные нужды (химводоочистка, деаэрация питательной воды, работа паровых эжекторов, обеспечивающих вакуум в конденсаторе, и прочее), $q_{\text{сн}} = 0,01 \dots 0,02$ (ср. 0,015).

К.п.д. котельного цеха можно представить как к.п.д. парогенератора: $\eta_{\text{кот}} = \eta_{\text{п.г.}} = 0,88 \dots 0,96$ (ср. 0,92)

К.п.д. турбинного цеха можно представить как абсолютный электрический к.п.д. турбогенератора:

$$\eta_{\text{турб}} = \eta_{\text{т.г.}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m, \quad (1.5)$$

где η_t – термический к.п.д. цикла паротурбинной установки (отношение использованной теплоты к подведенной), $\eta_t = 0,42 \dots 0,46$ (ср. 0,44);

η_{oi} – внутренний относительный к.п.д. турбины (учитывает потери внутри турбины вследствие трения пара, перетоков, вентиляции), $\eta_{oi} = 0,76 \dots 0,92$ (ср. 0,84);

η_m – электромеханический к.п.д., который учитывает потери при передаче механической энергии от турбины к генератору и потери в самом электрогенераторе, $\eta_{\text{эп}} = 0,98 \dots 0,99$ (ср. 0,985).

С учетом произведения (1.5) выражение (1.4) для к.п.д. электростанции нетто принимает вид:

$$\eta_c^{\text{нетто}} = \eta_{\text{шт}} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot (1 - e_{\text{сн}}) \cdot (1 - q_{\text{сн}}); \quad (1.6)$$

и после подстановки средних значений составит:

$$\eta_c^{\text{нетто}} = 0,92 \cdot 0,44 \cdot 0,84 \cdot 0,985 \cdot 0,985 \cdot (1 - 0,075) \cdot (1 - 0,015) = 0,3;$$

В целом, для электростанции к.п.д. нетто изменяется в пределах:
 $\eta_c^{\text{нетто}} = 0,28 \dots 0,38$.

Удельный расход теплоты на выработку электроэнергии определяется отношением:

$$q_{\bar{n}} = Q_{\text{дтв}} / \dot{Y}_{\text{дтв}}, \quad (1.7)$$

где $Q_{\text{топл}}$ – теплота, получаемая от сжигания топлива $Q_{\text{дтв}} = \hat{A}_c \cdot Q_i^{\delta}$.

$$q_{\bar{n}} = \hat{A}_c \cdot Q_i^{\delta} / \dot{Y}_{\text{дтв}}; \quad (1.8)$$

На 1 кВт·ч с учетом единиц измерения удельный расход теплоты составит:

$$q_c = \frac{3600}{\eta_{\bar{n}}^{\text{дтв}}}, \text{ [кДж/кВт·ч];} \quad q_c = \frac{860}{\eta_{\bar{n}}^{\text{дтв}}}, \text{ [ккал/кВт·ч];}$$

или с учетом (1.2)

$$q_{\bar{n}} = 1 / \eta_{\bar{n}}^{\text{дтв}}; \quad (1.9)$$

т.е. представляет собой величину обратную к.п.д. станции нетто.

Удельный расход топлива определяется соотношением:

$$b_c = \frac{B_c}{Q_{\text{дтв}}}, \text{ [кг/кВт·ч], [м}^3\text{/кВт·ч],}$$

а с учетом перерасчета на условное топливо

$$b_c = \frac{B_c \cdot Q_i^{\delta}}{Q_{\text{дтв}} \cdot \dot{Y}_{\text{дтв}}} = \frac{3600}{29310 \cdot \eta_{\bar{n}}^{\text{дтв}}} = \frac{860}{7000 \cdot \eta_{\bar{n}}^{\text{дтв}}} = \frac{0,123}{\eta_{\bar{n}}^{\text{дтв}}}, \quad (1.10)$$

где $Q_{\text{у.т.}} = 29310 \text{ кДж/т} = 7000 \text{ ккал/т}$ – теплота сгорания условного топлива.

При $\eta_c^{\text{нетто}} = 0,28 \dots 0,38$ удельный расход топлива соответственно составит $b_c = 0,392 \dots 0,439 \text{ кг у.т./кВт·ч}$

1.3.2 Экономические показатели

В качестве основных экономические показатели включают:

1. Капитальные затраты ($K_{\text{тэс}}$) – сумма затрат, связанных с сооружением новой или реконструкцией существующей электростанции.

Структура затрат:

- строительная часть - $(20 \dots 30\%)K_{\text{тэс}}$;

- котельное оборудование - $(30...40\%)K_{ТЭС}$;
- турбинное оборудование - $(25...35\%)K_{ТЭС}$;
- электрооборудование - $(7...9\%)K_{ТЭС}$;
- прочие затраты - $(3...5\%)K_{ТЭС}$.

Величина капитальных затрат ($K_{ТЭС}$) зависит от мощности электростанции, параметров пара, вида сжигаемого топлива, вида оборудования электростанции и особенностей расположения электростанции.

2. Удельные капитальные затраты – капитальные затраты, отнесенные к единице установленной мощности станции:

$$\hat{E}_{\acute{o}\acute{a}} = \frac{\hat{E}_{\acute{o}\acute{Y}\tilde{N}}}{N_{\acute{o}\tilde{n}\acute{o}}} \quad (1.11)$$

По удельным капитальным затратам ($K_{уд}$) можно оценить стоимость вновь проектируемой станции, используя аналоги:

$$\hat{E}_{\acute{o}\acute{Y}\tilde{N}} = \hat{E}_{\acute{o}\acute{a}} \cdot N_{\acute{o}\tilde{n}\acute{o}} \quad (1.12)$$

3. Себестоимость электроэнергии – отношение ежегодных затрат, связанных с выработкой электроэнергии, к годовому производству электроэнергии, отпущенной потребителю:

$$C_{\acute{y}} = \frac{(\sum \zeta^s)_{\acute{a}\tilde{a}}}{\acute{Y}_{\acute{i}\acute{o}\acute{i}}} \quad (1.13)$$

Ежегодные затраты, связанные с выработкой электроэнергии, разделяют на постоянные $(\sum \zeta^s)_{\acute{a}\tilde{a}}^{\tilde{n}\tilde{n}\acute{o}}$ и переменные затраты $(\sum \zeta^s)_{\acute{a}\tilde{a}}^{\acute{i}\acute{a}\acute{o}\acute{a}\tilde{a}}$.

$$\tilde{N}_{\acute{y}} = \frac{(\sum \zeta^s)_{\acute{a}\tilde{a}}^{\acute{i}\acute{a}\acute{o}\acute{a}\tilde{a}}}{\acute{Y}_{\acute{i}\acute{o}\acute{i}}} + \frac{(\sum \zeta^s)_{\acute{a}\tilde{a}}^{\tilde{n}\tilde{n}\acute{o}}}{\acute{Y}_{\acute{i}\acute{o}\acute{i}}} \quad (1.14)$$

К числу переменных затрат относятся затраты на топливо, воду и вспомогательные материалы. Эти затраты зависят от количества выработанной электроэнергии и поэтому являются переменными.

К числу постоянных затрат относятся: заработная плата и соответствующие отчисления, амортизационные отчисления, текущий ремонт, общестанционные расходы. Эти затраты практически не зависят от количества выработанной электроэнергии и поэтому являются постоянными.

Разделение затрат на постоянные и переменные позволяет сделать следующие выводы:

- для получения минимальной себестоимости электроэнергии необходимо полнее использовать установленную мощность электростанции;
 - для пиковых электростанций целесообразно применять оборудование с минимальной стоимостью;
 - применение дорогостоящего оборудования с высокой тепловой экономичностью целесообразно для базисных электростанций.
4. Приведенные затраты – сумма ежегодных затрат, связанных с выработкой электроэнергии, и части капитальных затрат, определяемой нормативным коэффициентом эффективности капиталовложений:

$$I_{\text{пр}} = \sum C_{\text{г}} + \delta_i \cdot E_{\text{оу}}, \quad (1.15)$$

где δ_i – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, год⁻¹.

Величина обратная δ_i дает срок окупаемости капиталовложений, например, при $\delta_i = 0,12$ год⁻¹ срок окупаемости составит:

$$N_{\text{оу}} = 1 / \delta_i = 1 / 0,12 = 8,33 \text{ года}$$

Приведенные затраты используют для выбора наиболее экономичного варианта сооружения новой или реконструкции существующей электростанции.

1.3.3 Эксплуатационные показатели

Эксплуатационные показатели оценивают качество эксплуатации электростанции и в частности включают:

- 1) штатный коэффициент (число обслуживающего персонала на 1 МВт установленной мощности станции), Ш (чел/МВт);
- 2) коэффициент использования установленной мощности электростанции (отношение фактической выработки электроэнергии к максимально возможной выработке)

$$K_{\text{оу}} = \frac{Y_{\text{факт}}}{8760 \cdot N_{\text{у}}}; \quad (1.16)$$

- 3) число часов использования установленной мощности

$$\tau_{\text{оу}} = \frac{Y_{\text{факт}}}{N_{\text{у}}}; \quad (1.17)$$

4) коэффициент готовности оборудования и коэффициент технического использования оборудования

$$\hat{E}_{\text{аио}} = \tau_{\text{р}} / (\tau_{\text{р}} + \tau_{\text{ав}}); \quad (1.18)$$

$$\hat{E}_{\text{эи}} = \tau_{\text{р}} / (\tau_{\text{р}} + \tau_{\text{ав}} + \tau_{\text{рем}}), \quad (1.19)$$

где $\tau_{\text{р}}$ – время рабочего состояния оборудования; $\tau_{\text{ав}}$ – время нерабочего состояния (аварийного); $\tau_{\text{рем}}$ – время ремонта оборудования.

Коэффициенты готовности оборудования для котельного и турбинного цехов составляют: $K_{\text{гот}}^{\text{кот}} = 0,96 \dots 0,97$, $K_{\text{гот}}^{\text{турб}} = 0,97 \dots 0,98$.

Коэффициент использования оборудования для ТЭС составляет: $K_{\text{исп}}^{\text{ТЭС}} = 0,85 \dots 0,90$.

1.4 Требования, предъявляемые к ТЭС

Требования, предъявляемые к ТЭС, разделяются на 2 группы:
технические и экономические.

К техническим требованиям относятся:

- надежность (бесперебойная подача электроэнергии в соответствие с требованиями потребителей и диспетчерским графиком электрических нагрузок);
- маневренность (возможность быстрого увеличения или снятия нагрузки, а также пуска или остановки агрегатов);
- тепловая экономичность (максимальный к.п.д. и минимальный удельный расход топлива при различных режимах работы станции);
- экологичность (минимальные вредные выбросы в окружающую среду и не превышение допустимых выбросов при различных режимах работы станции).

Экономические требования сводятся к минимальной себестоимости электроэнергии при условии соблюдения всех технических требований.

1.5 Особенности промышленных тепловых электростанций

В числе основных особенностей промышленных тепловых электростанций следует выделить:

- 1) двустороннюю связь электростанции с основными технологическими цехами (электростанция обеспечивает электрическую нагрузку технологических цехов и в соответствии с потребностью изменяет отпуск электроэнергии, а цеха в ряде случаев являются источниками тепловых и горючих ВЭР, которые используются на электростанциях);
- 2) общность ряда систем электростанций и технологических цехов предприятия (топливоснабжение, водоснабжение, транспортное хозяйство, ремонтная база, что сокращает затраты на сооружение станции);
- 3) наличие на промышленных электростанциях помимо турбогенераторов турбокомпрессоров и турбовоздуходувок для подачи технологических газов в цеха предприятия;
- 4) преобладание в числе промышленных электростанций теплоэлектроцентралей (ТЭЦ);
- 5) сравнительно небольшая мощность промышленных ТЭС:
70...80%, ≤ 100 МВт.
Промышленные ТЭС дают 15...20% от общей выработки электроэнергии.

2 ПОСТРОЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС

2.1 Общие понятия о тепловых схемах

Тепловые схемы относятся к пароводяным трактам электростанций и показывают:

- 1) взаимное расположение основного и вспомогательного оборудования станции;
- 2) технологическую связь оборудования через линии трубопровода теплоносителей.

Тепловые схемы можно разделить на 2 вида:

- 1) принципиальные;
- 2) развернутые.

На принципиальных схемах оборудование показано в объеме, необходимом для расчета тепловой схемы и анализа результатов расчета.

На основе принципиальной схемы решают следующие задачи:

- 1) определяют расходы и параметры теплоносителей в различных элементах схемы;

- 2) выбирают оборудование;
- 3) разрабатывают развернутые тепловые схемы.

Развернутые тепловые схемы включают все оборудование станции, в том числе и резервное, все трубопроводы станции с запорно-регулирующей арматурой.

На основе развернутых схем решают следующие задачи:

- 1) взаимное размещение оборудования при проектировании электростанций;
- 2) выполнение рабочих чертежей при проектировании;
- 3) эксплуатация станций.

Построению тепловых схем предшествует решение следующих вопросов:

- 1) выбор типа станции, который осуществляется на основе вида и количества ожидаемых энергетических нагрузок, т.е. КЭС или ТЭЦ;
- 2) определяют электрические и тепловые мощности станции в целом и мощности отдельных ее блоков (агрегатов);
- 3) выбирают начальные и конечные параметры пара;
- 4) определяют необходимость промежуточного перегрева пара;
- 5) выбирают типы парогенераторов и турбин;
- 6) разрабатывают схему регенеративного подогрева питательной воды;
- 7) komponуют основные технические решения по тепловой схеме (мощности агрегатов, параметры пара, тип турбин) с рядом вспомогательных вопросов: подготовка добавочной химочищенной воды, деаэрация воды, утилизация продувочной воды парогенераторов, привод питательных насосов и прочих.

На развитие тепловых схем основное влияние оказывают 3 фактора:

- 1) величина начальных и конечных параметров пара в паротурбинной установке;
- 2) промежуточный перегрев пара;
- 3) регенеративный подогрев питательной воды.

2.2 Начальные параметры пара

Начальные параметры пара представляют собой давление (P_1) и температуру (t_1) пара перед стопорным клапаном турбины.

2.2.1 Начальное давление пара

Начальное давление пара влияет на к.п.д. электростанции и в первую очередь, через термический к.п.д. цикла паротурбинной установки, который при определении к.п.д. электростанции имеет минимальное значение ($\eta_t = 0,42...0,46$):

$$\eta_{\bar{n}}^i = \eta_{i\bar{a}} \cdot \eta_t \cdot \eta_{\bar{m}} \cdot \eta_{y\bar{i}} \cdot \eta_{\delta\bar{v}} \cdot (1 - e_{\bar{n}t}) \cdot (1 - q_{\bar{n}t}) \quad (2.1)$$

Для определения термического к.п.д. можно использовать iS – диаграмму водяного пара (см. рис.2.1):

$$\eta_t = \frac{H_{\bar{a}\bar{a}}}{q_{\bar{n}\bar{a}\bar{a}}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} \quad (2.2)$$

где $H_{\text{ад}}$ – адиабатное теплопадение пара (для идеального цикла);

$q_{\text{подв}}$ – количество теплоты, подведенной к циклу;

i_1, i_2 – энтальпия пара до и после турбины;

i_2' – энтальпия конденсата отработавшего в турбине пара ($i_2' = c_p t_2$).

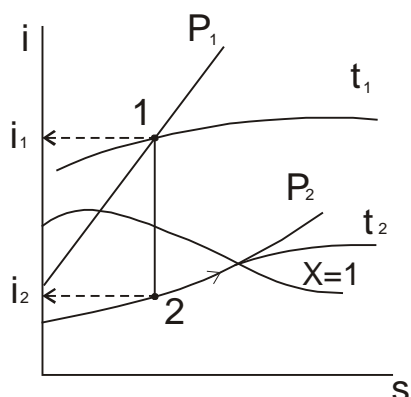


Рисунок 2.1 – К определению термического к.п.д.

Результаты расчета по формуле (2.2) дают следующие значения к.п.д.:

P_1 , МПа	3,4	8,8	12,75	23,5	30	40	50
η_t , доли ед.	0,39	0,42	0,44	0,45	0,46	0,47	0,46

Здесь 3,4...23,5 МПа стандартные давления пара, принятые для паротурбинных электростанций в энергетике Украины.

Из результатов расчета следует, что с увеличением начального давления пара, значение к.п.д. возрастает. Вместе с этим, увеличение давления имеет ряд негативных последствий:

- 1) с увеличением давления, уменьшается объем пара, уменьшается проходное сечение проточной части турбины и длина лопаток, а, следовательно, увеличиваются перетоки пара, что приводит к уменьшению внутреннего относительного к.п.д. турбины (η_{oi});
- 2) увеличение давления приводит к увеличению потерь пара через торцевые уплотнения турбины;
- 3) возрастает расход металла на оборудование и стоимость паротурбинной установки.

Для исключения негативного влияния следует вместе с увеличением давления увеличить мощность турбины, что обеспечивает:

- 1) увеличение расхода пара (исключает уменьшение проходного сечения в турбине и длины лопаток);
- 2) уменьшает относительное выбивание пара через торцевые уплотнения;
- 3) увеличение давления совместно с увеличением мощности позволяет сделать трубопроводы более компактными и снизить расход металла.

Оптимальное соотношение между начальным давлением пара и мощностью турбины, полученное на основе анализа работы действующих электростанций за рубежом, представлено на рисунке 2.2 (оптимальное соотношение отмечено штриховкой).

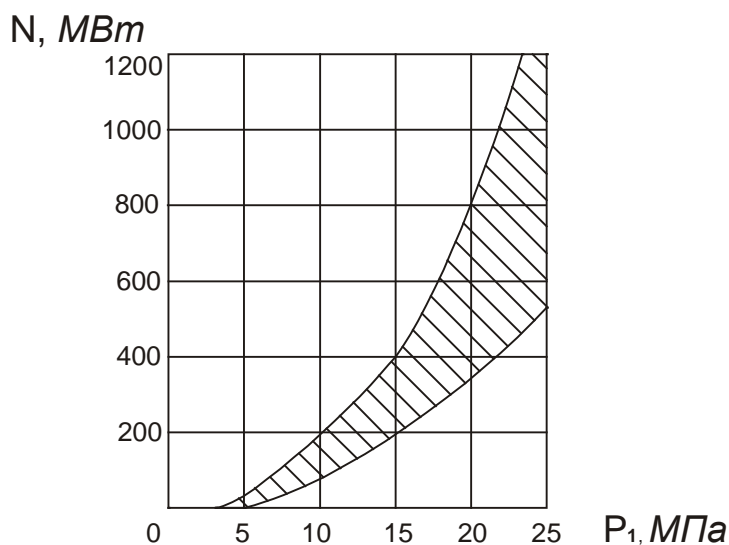
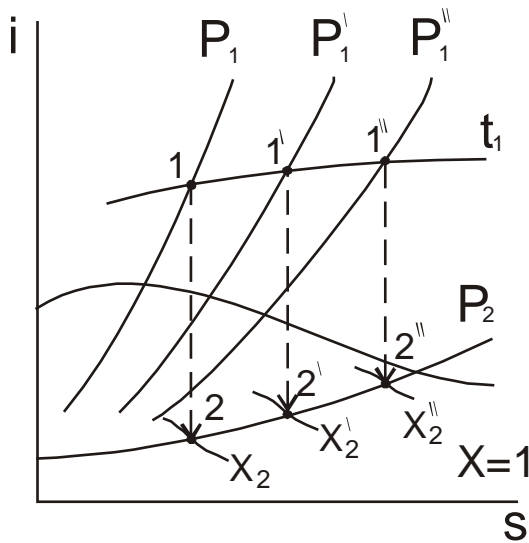


Рисунок 2.2 – Соотношение между мощностью турбогенератора (N) и начальным давлением пара (P₁).

2.2.2 Начальная температура пара

При повышении начального давления пара возрастает влажность пара на выходе из турбины, что иллюстрируется графиками на iS – диаграмме (см. рис. 2.3).



$P_1 > P_1' > P_1''$ ($t_1 = \text{const}$, $P_2 = \text{const}$)
 $x_2 < x_2' < x_2''$ ($y = 1 - x$)
 $y_2 > y_2' > y_2''$

Рисунок 2.3 – Характер изменения конечной влажности пара при увеличении начального давления пара.

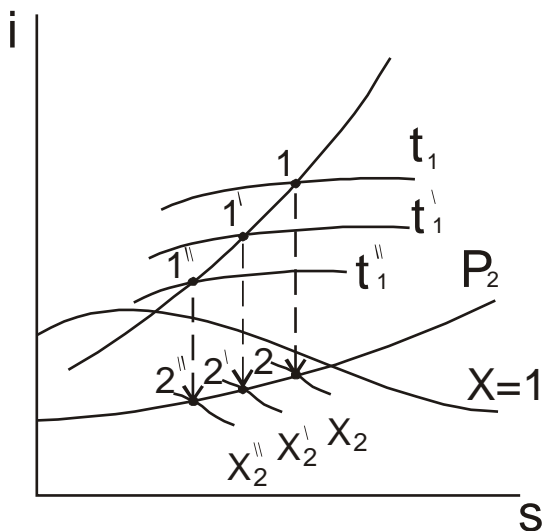
Наличие влажности пара увеличивает потери от трения, снижает внутренний относительный к.п.д. и вызывает капельную эрозию лопаток и других элементов проточной части турбины, что приводит к их разрушению.

Предельно допустимая влажность пара ($y_2^{\text{доп}}$) зависит от длины лопаток (l_l); например:

$$l_l \leq 750 \dots 1000 \text{ мм} \quad y_2^{\text{доп}} \leq 8 \dots 10\%$$

$$l_l \leq 600 \text{ мм} \quad y_2^{\text{доп}} \leq 13\%$$

Для снижения влажности пара следует вместе с увеличением давления пара увеличить его температуру, что иллюстрируется рисунком 2.4.



$t_1 > t_1' > t_1''$ ($P_2 = \text{const}$)
 $x_2 > x_2' > x_2''$ ($y = 1 - x$)
 $y_2 < y_2' < y_2''$

Рисунок 2.4 – Характер изменения конечной влажности пара при увеличении начальной температуры пара.

Температура пара ограничивается термостойкостью стали, из которой изготавливается пароперегреватель, трубопроводы, элементы турбины.

Возможно применение сталей 4-х классов:

- 1) углеродистые и марганцовистые стали (с предельной температурой $t_{пр} \leq 450...500^{\circ}\text{C}$);
- 2) хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали перлитного класса ($t_{пр} \leq 570...585^{\circ}\text{C}$);
- 3) высокохромистые стали мартенсито-ферритного класса ($t_{пр} \leq 600...630^{\circ}\text{C}$);
- 4) нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса ($t_{пр} \leq 650...700^{\circ}\text{C}$).

При переходе от одного класса стали к другому, резко возрастает стоимость оборудования.

Класс стали	1	2	3	4
Относительная стоимость	1	3	7	15

На данном этапе с экономической точки зрения целесообразно применение стали перлитного класса с рабочей температурой $t_p \leq 540^{\circ}\text{C}$ (565°C). Стали мартенсито-ферритного и аустенитного класса приводят к резкому увеличению стоимости оборудования.

Следует также отметить влияние начальной температуры пара на термический к.п.д. цикла паротурбинной установки. Увеличение температуры пара приводит к увеличению термического к.п.д.:

При $P_1 = 12,75 \text{ МПа}$ $P_2 = 3,5 \text{ кПа}$	$t_1, ^{\circ}\text{C}$	450	500	540
	η_t , доли ед.	0,42	0,43	0,44

Таким образом, увеличение температуры пара приводит к снижению влажности пара на выходе из турбины и увеличению термического к.п.д. При этом значение начальной температуры ограничивается по экономическим соображениям применением перлитных марок стали.

2.3 Промежуточный перегрев пара

Начальная температура пара $t_1 = 540^\circ\text{C}$ не обеспечивает допустимую влажность при высоких давлениях пара (P_1). На это указывают результаты расчета конечной влажности пара для идеального ($y_2^{\text{ад}}$) и реального ($y_2^{\text{д}}$) циклов при $P_2 = 3,5$ кПа.

P_1 , МПа	8,8	12,75	23,5
$y_2^{\text{ад}}$, доли ед.	0,21	0,23	0,29
$y_2^{\text{д}}$, доли ед.	0,11	0,14	0,19

Расчет выполнен по формуле (2.2) и иллюстрируется рисунком 2.5.

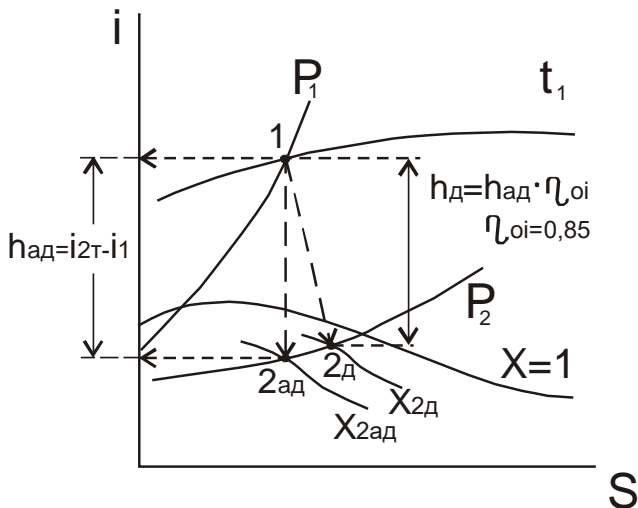
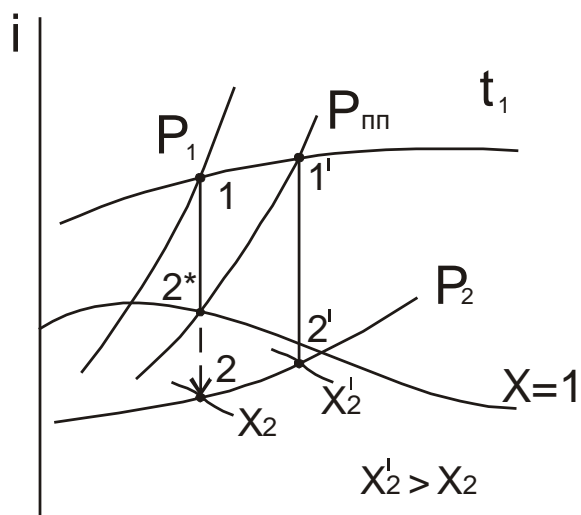


Рисунок 2.5 – К расчету конечной влажности пара.

Для уменьшения конечной влажности пара применяют **промежуточный перегрев**, который заключается в том, что пар после частичной его работы в турбине (в ступени высокого давления) направляется в промежуточный пароперегреватель, где нагревается (обычно до начальной температуры), и возвращается в турбину.

На рисунке 2.6 промежуточный перегрев иллюстрируется графиками на iS – диаграмме для идеального цикла.



1-2 – обычный процесс без промежуточного перегрева;

1-2*-1'-2' – процесс с промежуточным перегревом;

$P_{пп}$ – давление промежуточного перегрева.

Рисунок 2.6 – Иллюстрация промежуточного перегрева на iS – диаграмме для идеального цикла.

S

В применении промежуточного перегрева представляют интерес 3 вопроса:

- 1) энергетическая эффективность промежуточного перегрева, т.к. промежуточный перегрев требует подвода дополнительной теплоты, что может сказаться на к.п.д.;
- 2) давление промежуточного перегрева, т.е. при каком давлении следует отводить пар на промежуточный перегрев;
- 3) техническое осуществление промежуточного перегрева.

2.3.1 Энергетическая эффективность промежуточного перегрева

Для оценки энергетической эффективности промежуточного перегрева, цикл с промежуточным перегревом разделяют на две части: основной цикл (без перегрева) и дополнительный, который включает перегрев.

Разделение цикла показано на рисунке 2.7 в TS – координатах.

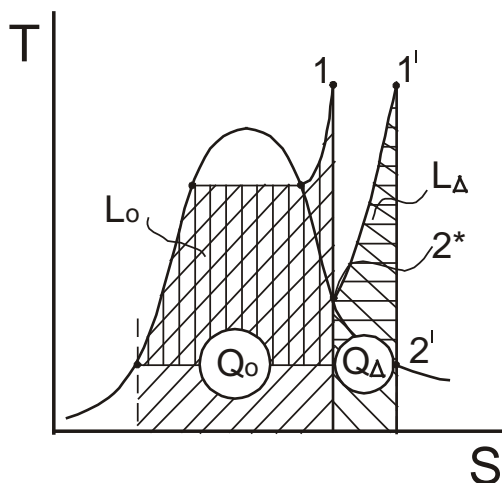


Рисунок 2.7 – К энергетической эффективности промежуточного перегрева (обозначения соответствуют рисунку 2.6)

Термические к.п.д. основного (η_0), дополнительного (η_Δ) и суммарного цикла с промежуточным перегревом ($\eta_{\text{ит}}$) определяются соотношениями:

$$\eta_0 = \frac{L_0}{Q_0}; \quad \eta_\Delta = \frac{L_\Delta}{Q_\Delta}; \quad \eta_{\text{ит}} = \frac{L_0 + L_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta}, \quad (2.3-2.5)$$

где L_0, L_Δ – работа, выполненная в основном и дополнительном циклах;
 Q_0, Q_Δ – теплота, подведенная в основном и дополнительном циклах.
 Преобразуем уравнение (3) в вид удобный для анализа:

$$\eta_{\text{ит}} = \frac{L_0}{Q_0} \cdot \frac{1 + \frac{L_\Delta}{L_0}}{1 + \frac{Q_\Delta}{Q_0}}; \quad (2.6)$$

Отношение в уравнении (2.6)

$$l_\Delta = \frac{L_\Delta}{L_0} \quad (2.7)$$

представляет собой относительную работу в дополнительном цикле.

В соответствии с (2.4) и (2.5):

$$Q_\Delta = \frac{L_\Delta}{\eta_\Delta}; \quad (2.8)$$

$$Q_0 = \frac{L_0}{\eta_0}. \quad (2.9)$$

С учетом (2.3), (2.7), (2.8) и (2.9), уравнение (2.6) принимает следующий вид:

$$\eta_{\text{ит}} = \eta_0 \cdot \frac{1 + l_\Delta}{1 + \frac{L_\Delta}{\eta_\Delta} \cdot \frac{\eta_0}{L_0}} = \eta_0 \cdot \frac{1 + l_\Delta}{1 + l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}; \quad (2.10)$$

Изменение к.п.д. цикла с промежуточным перегревом по сравнению с к.п.д. основного цикла составит:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{\text{ит}} - \eta_0}{\eta_0}, \quad (2.11)$$

а с учетом выражения (2.10) принимает вид:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_0 \cdot \frac{1+l_\Delta}{1+l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}} - \eta_0}{\eta_0};$$

После преобразования получаем выражение (2.12):

$$\Delta\eta = \frac{1+l_\Delta}{1+l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}} - 1 = \frac{1+l_\Delta - 1 - l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}{1+l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}} = \frac{1 - \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}{\frac{1}{l_\Delta} + \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}};$$

$$\Delta\eta = \frac{1 - \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}{\frac{1}{l_\Delta} + \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}, \quad (2.12)$$

которое позволяет однозначно судить об эффективности промежуточного перегрева, а именно:

- 1) если $\eta_\Delta > \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_\Delta} < 1$ и $\Delta\eta_{\text{пр}} > 0$;
- 2) если $\eta_\Delta < \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_\Delta} > 1$ и $\Delta\eta_{\text{пр}} < 0$;
- 3) если $\eta_\Delta = \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_\Delta} = 1$ и $\Delta\eta_{\text{пр}} = 0$.

Таким образом, для увеличения к.п.д. цикла с промежуточным перегревом необходимо, чтобы к.п.д. дополнительного цикла (η_Δ), включающего перегрев, был больше, чем к.п.д. основного цикла (η_0). Это зависит от температуры подвода теплоты в промежуточном перегреве, а, следовательно, от давления промежуточного перегрева.

2.3.2 Давление промежуточного перегрева

На рисунке 2.8 показана зависимость между к.п.д. цикла с промежуточным перегревом ($\eta_{\text{пр}}$) и давлением промежуточного перегрева ($P_{\text{пр}}$), полученная термодинамическим расчетом для идеальных условий.

Из расчета следует:

при $P_{\text{пр}} < 0,2P_1$ $\eta_{\text{пр}} < \eta_0$, т.е. к.п.д. цикла с промежуточным перегревом снижается по сравнению с циклом без перегрева;

при $P_{\text{пр}} > 0,2P_1$ $\eta_{\text{пр}} > \eta_0$, т.е. к.п.д. цикла с промперегревом увеличивается,

причем оптимальное значение $\eta_{\text{пт}}^{\text{max}}$ соответствует $P_{\text{пт}} = 0,4P_1$.

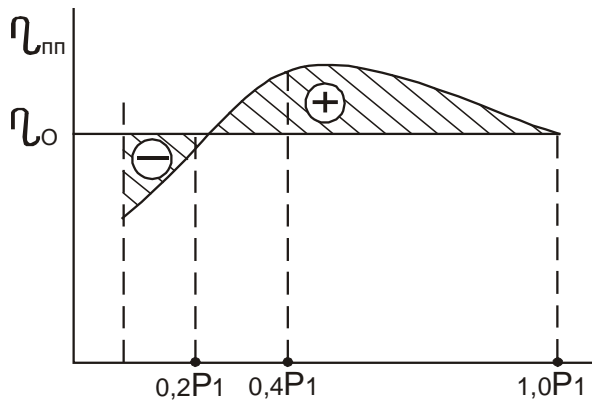


Рисунок 2.8 Зависимость к.п.д. цикла с промежуточным перегревом $\eta_{\text{пт}}$ от давления промежуточного перегрева $P_{\text{пт}}$.

В реальных условиях с учетом типов и мощностей турбин, изменения их внутреннего относительного к.п.д., влияние отборов пара и других факторов, оптимальное значение $P_{\text{пт}}$ изменяется в следующих пределах:

для одноступенчатого перегрева $P_{\text{пт}} = (0,15 \div 0,20)P_1$;

для двухступенчатого перегрева:

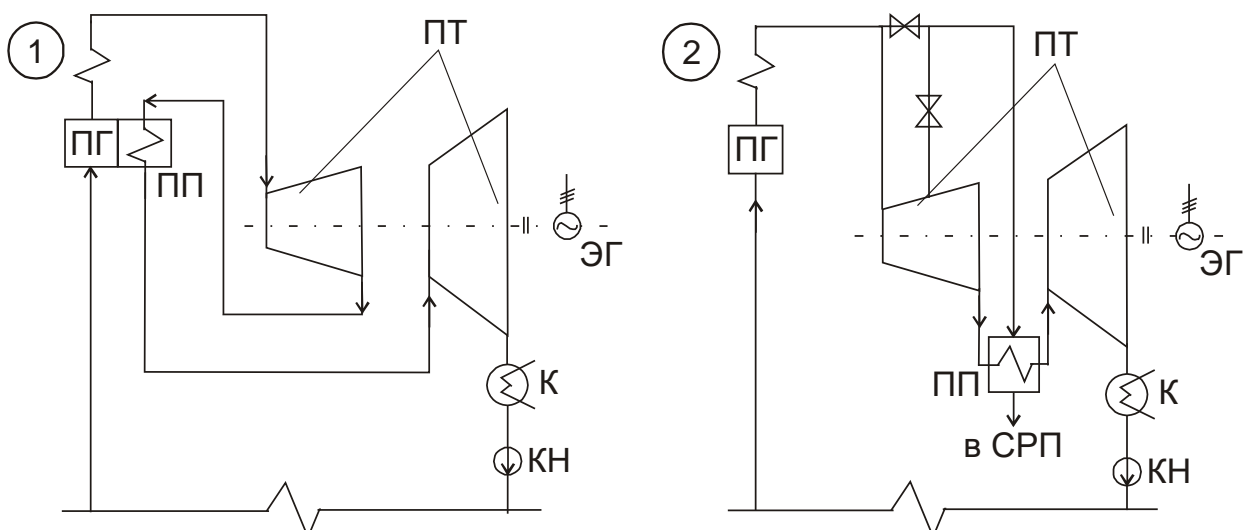
$P_{\text{пт}}^{\text{I}} = (0,25 \div 0,30)P_1$ (нижняя ступень);

$P_{\text{пт}}^{\text{II}} = (0,25 \div 0,30)P_{\text{пт}}^{\text{I}}$ (верхняя ступень).

2.3.3 Техническое осуществление промежуточного перегрева

Возможно применение 3 схем (см. рис.2.9):

- 1) газовый промежуточный перегрев, при котором промежуточный пароперегреватель располагают в конвективной шахте котла рядом с обычным пароперегревателем в зоне температур 600...700°C;
- 2) промежуточный перегрев свежим паром или паром частично отработавшим в турбине;
- 3) перегрев с использованием промежуточного теплоносителя, в качестве которого применяют расплавы щелочных металлов или органические соединения (дифенил,



дифенилоксид, доутерм).

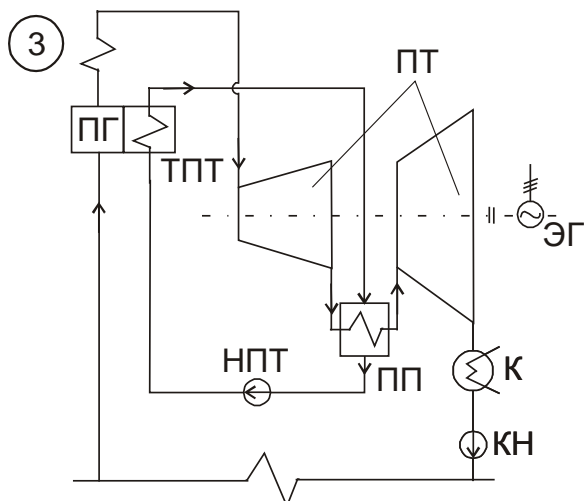


Рисунок 2.9 – Схемы промежуточного перегрева пара
Обозначения, принятые на рисунке

2.9:

ПГ – парогенератор;

ППТ – промежуточный пароперегреватель;

ПТ – паровая турбина;

КН – конденсатный насос;

К – конденсатор;

ЭГ – электрогенератор;

СРП – система регенеративного подогрева питательной воды;

ТПТ – теплообменник для промежуточного теплоносителя (размещается в конвективной шахте котла);

НПТ – насос промежуточного теплоносителя.

Температуру промежуточного перегрева ($P_{\text{пп}}$) обычно принимают равной начальной температуре пара (t_1).

На практике наиболее применяемым является газовый перегрев, который не требует затрат свежего пара (схема 2) и дополнительного промежуточного теплоносителя (схема 3).

Вместе с этим, газовый перегрев имеет ряд недостатков:

- 1) усложняется конструкция котла и его эксплуатация за счет необходимости регулирования вторичного перегрева пара;
- 2) возрастает стоимость котлотурбинной установки за счет увеличения протяженности трубопроводов, работающих при высоких температурах пара;

- 3) вследствие увеличения протяженности трубопроводов возрастают потери энергии пара (температуры и давления);
- 4) вследствие большого объема трубопроводов и промежуточного пароперегревателя создается опасность разгона турбины при снятии нагрузки.

Особенностями промежуточного перегрева на зарубежных электростанциях являются:

- 1) перегрев пара осуществляется на 30...40°С выше начальной температуры пара, что допускается вследствие снижения давления пара;
- 2) промежуточный пароперегреватель выполняют комбинированным и размещают как в конвективной, так и в радиационной части котла;
- 3) применяют двухступенчатый промежуточный перегрев.

2.4 Конечные параметры пара

Конечные параметры пара представляют собой: давление (P_2), температуру (t_2) и степень сухости пара (x_2) на выходе пара из турбины или на входе в конденсатор.

Допустимая степень сухости пара изменяется в пределах $x_2^{\text{доп}} \geq 87...92\%$, а допустимая влажность, соответственно, $y_2^{\text{доп}} \leq 8...13\%$ (см. 2.2.2).

Для увеличения к.п.д. следует добиваться минимальных значений давлений пара на выходе из турбины. Например, снижение давления в конденсаторе на 1кПа обеспечивает увеличение к.п.д. для турбин высокого давления на 0,5%, а среднего – на 1%.

Вместе с этим, снижение давления дает следующие негативные результаты:

- 1) при снижении конечного давления резко увеличиваются объемы пара, например, при снижении давления от 4 до 2 кПа объем пара возрастает в 2 раза, что приводит к увеличению хвостовой части турбины, конденсатной установки, увеличиваются потери энергии на выходе пара из турбины, т.е. в целом приводит к росту капитальных затрат и снижению к.п.д. турбины;

- 2) для создания вакуума при низких давлениях пара необходимо использовать воду, охлаждающую конденсатор, с температурой, не соответствующей техническим и климатическим условиям;
- 3) увеличивается удельный расход воды на охлаждение конденсатора, что приводит к дополнительному расходу электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

Оптимальные характеристики, связанные с конечными параметрами пара:

- 1) давление пара $P_2 = 3,5 \dots 5$ кПа;
- 2) температура пара $t_2 = 27 \dots 33^\circ\text{C}$;
- 3) среднегодовая температура охлаждающего воздуха $t_{в}^{ср} = 15 \dots 17^\circ\text{C}$;
- 4) кратность охлаждения W/D_k , [кг/кг] (W – расход воды на охлаждение, D_k – расход пара, поступающего в конденсатор):
80...120 кг/кг – при одноходовом;
60...70 кг/кг – при двухходовом;
40...50 кг/кг – при четырехходовом конденсаторе.

2.5 Регенеративный подогрев питательной воды

Регенеративный подогрев заключается в нагреве смеси конденсата отработавшего в турбине пара и добавочной химочищенной воды, компенсирующей потери конденсата, частично отработавшим в турбине паром.

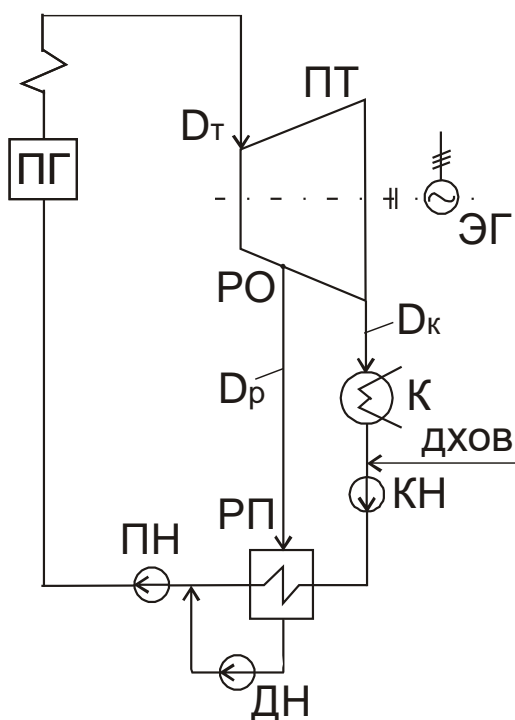
В применении регенеративного подогрева представляют интерес 3 вопроса:

- 1) энергетическая эффективность регенеративного подогрева, т.к. пар отводимый на регенеративный подогрев в полной мере не реализует свой потенциал в турбине;
- 2) техническое осуществление регенеративного подогрева;
- 3) температура регенеративного подогрева питательной воды.

2.5.1 Энергетическая эффективность регенеративного подогрева

Энергетическая эффективность регенеративного подогрева заключается в том, что пар, отработавший в турбине, остаточную теплоту полностью возвращает в котел с питательной водой, а не выбрасывает в окружающую среду через конденсатор.

Принципиальная схема регенеративного подогрева представлена на рисунке 2.10.



ПГ – парогенератор; ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрогенератор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; РО – регенеративный отбор; РП – регенеративный подогреватель; ДН – дренажный насос для отвода конденсата греющего пара; ДХОВ – добавочная химочищенная вода.

D_t – расход пара в турбину;

D_p – расход пара через регенеративный отбор;

D_k – расход пара в конденсатор.

Рисунок 2.10 – Принципиальная схема регенеративного подогрева питательной воды.

Относительные доли пара, поступающего в регенеративный отбор и конденсатор, составят

- в регенеративный отбор:

$$\alpha_\delta = \frac{D_\delta}{D_\delta}; \quad (2.13)$$

- в конденсатор:

$$\alpha_\epsilon = \frac{D_\epsilon}{D_\delta}; \quad (2.14)$$

- соответственно:

$$\alpha_\delta + \alpha_\epsilon = 1. \quad (2.15)$$

Для оценки энергетической эффективности регенеративного подогрева питательной воды определяются:

1) термический к.п.д. при работе конденсатного потока пара

$$\eta_{tk} = \frac{i_1 - i_k}{i_1 - i'_k}, \quad (2.16)$$

где i_1 – энтальпия пара на входе в турбину;

i_k – энтальпия пара на выходе из турбины или на входе в конденсатор;

i_k' – энтальпия конденсата отработавшего пара;

2) термический к.п.д. при работе регенеративного отбора пара

$$\eta_{\text{идá}} = \frac{i_1 - i_p}{i_1 - i_p'}, \quad (2.17)$$

где i_p – энтальпия пара регенеративного отбора;

3) термический к.п.д. цикла с регенеративным подогревом при работе обоих потоков

$$\eta_{\text{пр}} = \alpha_k \cdot \eta_{\text{тк}} + \alpha_p \cdot \eta_{\text{идá}} = (1 - \alpha_p) \cdot \eta_{\text{тк}} + \alpha_p = \eta_{\text{тк}} + \alpha_p \cdot (1 - \eta_{\text{тк}}) \quad (2.18)$$

Из уравнения (2.18) следует, что к.п.д. цикла с регенеративным подогревом питательной воды всегда выше чисто конденсационного цикла, причем величина к.п.д. цикла с регенеративным подогревом тем выше, чем ниже к.п.д. конденсационного цикла.

Увеличение к.п.д. от регенеративного подогрева составит:

$$\Delta \eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{пр}} - \eta_{\text{тк}} = \alpha_p \cdot (1 - \eta_{\text{тк}}) \quad (2.19)$$

Регенеративный отбор пара снижает мощность турбины, т.к. пар не в полной мере отработывает в турбине.

Для компенсации снижения мощности необходимо подавать дополнительный пар с теплотой $\Delta Q_{\text{т}}$, которая определяется выражением:

$$\Delta Q_{\text{д}} = \zeta Q_{\text{д}}, \quad (2.20)$$

где $Q_{\text{п}}$ – теплота пара в регенеративных отборах;

ζ – коэффициент ценности теплоты пара.

Коэффициент ценности теплоты пара связан с коэффициентом недовыработки мощности

$$y_N = \frac{i_{\text{д}} - i_{\text{е}}}{i_1 - i_{\text{е}}}, \quad (2.21)$$

который показывает, какую долю теплоты не успел сработать пар регенеративного отбора по сравнению с конденсатным потоком пара.

Коэффициенты ζ и y_N связаны уравнением:

$$\zeta = y_N \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_N)], \quad (2.22)$$

где k_c – коэффициент схемы, который зависит от начального давления пара:

$$k_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{i_1 - i_k'}{i_1 - i_1'}, \quad (2.23)$$

здесь i_k' , i_1' – энтальпии кипящей воды, соответственно при давлениях P_k и P_1 .

$P_1, \text{МПа}$		k_c
3,4		0,2...0,25
8,8		0,30
12,75 и 23,5	без п/п	0,30...0,35
	с п/п	0,40...0,45

п/п – промежуточный перегрев

Коэффициенты ценности пара нечетных отборов турбины **К-60-130/565**

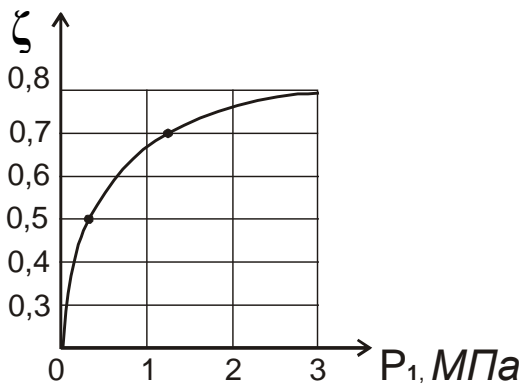
К – конденсационная турбина

60 – номинальная мощность, МВт

130 – начальное давление пара, атм.

565 – температура пара на входе в турбину, °С,

вычисленные по формуле (2.22) представлены на рисунке 2.11



№отбора	1	3	5	7
$P_p, \text{МПа}$	3,06	1,25	0,3	0,04
ζ	0,8	0,7	0,5	0,3

Рисунок 2.11 – Значение коэффициентов ценности пара регенеративных отборов турбины К-60-130/565.

Количество топлива, которое необходимо затратить для подачи дополнительного пара в турбину с целью компенсации недовыработки мощности составит:

$$B' = \frac{\Delta Q_{\delta}}{\eta_{\text{еи}\delta}} = \frac{\zeta Q_{\delta}}{\eta_{\text{еи}\delta}}. \quad (2.24)$$

Экономия топлива от регенеративного подогрева питательной воды:

$$B'' = \frac{Q_{\delta}}{\eta_{\text{еи}\delta}} \quad (2.25)$$

Экономия топлива с учетом компенсации недовыработки мощности:

$$B_{\text{ýе}} = B'' - B' = \frac{Q_{\delta}}{\eta_{\text{еи}\delta}} - \frac{\zeta Q_{\delta}}{\eta_{\text{еи}\delta}} = \frac{Q_{\delta}}{\eta_{\text{еи}\delta}} \cdot (1 - \zeta) \quad (2.26)$$

Из уравнения (2.26) следует, что регенеративный подогрев питательной воды обеспечивает экономию топлива даже с учетом компенсации мощности

турбины путем выработки дополнительного пара в котле. При этом экономия топлива тем выше, чем ниже коэффициент ценности пара. Вместе с этим, низкие параметры пара не обеспечивают необходимую температуру подогрева питательной воды. В связи с этим применяют **многоступенчатый подогрев**, который заключается в том, что вначале воду нагревают паром низких давлений, а затем давление пара увеличивают.

Экономия топлива при многоступенчатом подогреве питательной воды составила:

$$B_{\text{ýê}} = \frac{1}{\eta_{\text{éïò}}} \cdot \sum_{i=1}^n Q_{pi} \cdot (1 - \zeta_i), \quad (2.27)$$

где Q_{pi} , ζ_i – относятся к соответствующей ступени подогрева.

Турбины ТЭС включают от 7 до 11 регенеративных отборов, что обеспечивает в зависимости от начальных давлений пара от 7 до 18 % экономии топлива:

P₁, МПа	B_{эк}, %
3,4	7-8
8,8	11-13
12,75	15-16
23,5	17-18

Общее количество пара, отводимого через регенеративные отборы, составляет до 20...30%, а через один отбор отводится до 3...8% пара, поступающего в турбину.

2.5.2 Техническое осуществление регенеративного подогрева питательной воды

В качестве регенеративных подогревателей применяют поверхностные, смешивающие и комбинированные теплообменники.

Наиболее распространенными являются поверхностные теплообменники, т.к. обеспечивают стабильную работу при изменении нагрузки (расхода пара) на турбину.

Разнообразие в системы регенеративного подогрева питательной воды вносят способы отвода дренажа из подогревателей.

Возможны следующие варианты (см. рис 2.12 – 2.15):

1. Отвод дренажа подъемными насосами

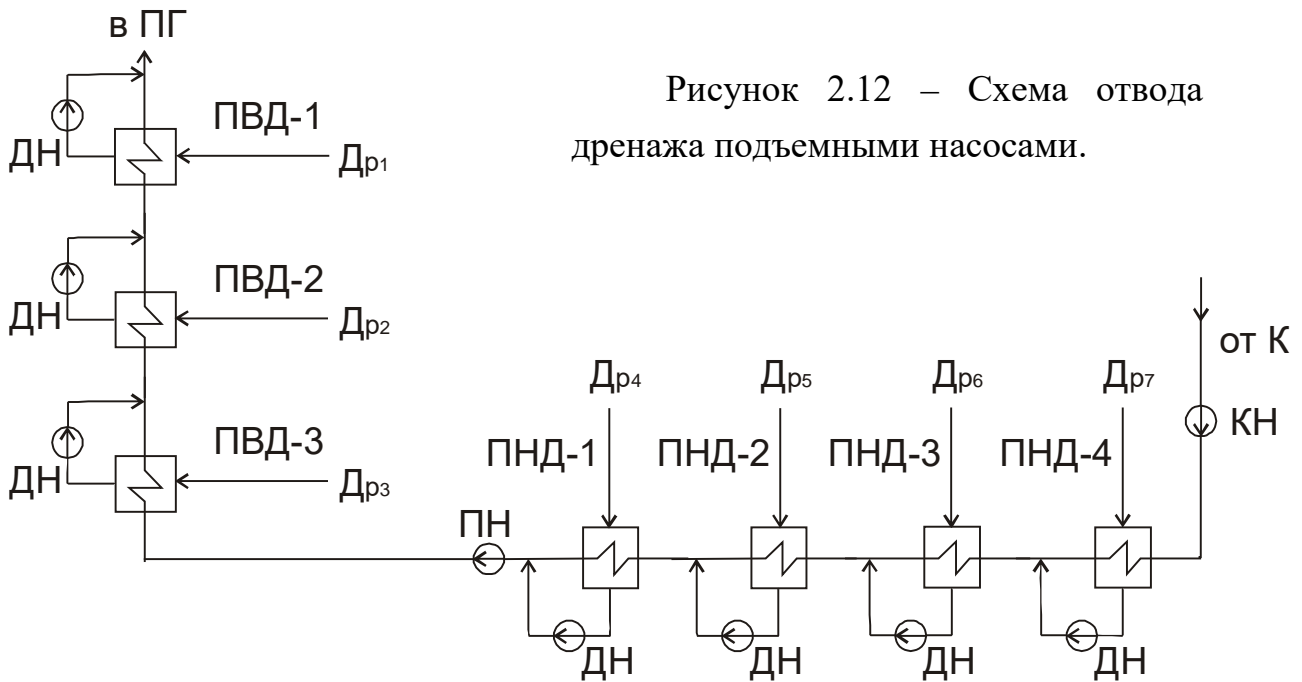


Рисунок 2.12 – Схема отвода дренажа подъемными насосами.

ПГ – парогенератор, ДН – дренажный насос, ПН – питательный насос, К – конденсатор, КН – конденсатный насос, ПВД – подогреватель высокого давления, ПНД – подогреватель низкого давления, Др – расход пара из регенеративного отбора.

Дренаж, образующийся в подогревателе, подается в линию конденсата после подогревателя и этим увеличивает температуру питательной воды перед последующим подогревателем, работающим при более высоких параметрах пара. Это вытесняет пар более высоких параметров из схемы регенеративного подогрева, а, следовательно, позволяет использовать больше пара низких параметров, что повышает энергетическую эффективность схемы.

2. Отвод дренажа опускными насосами

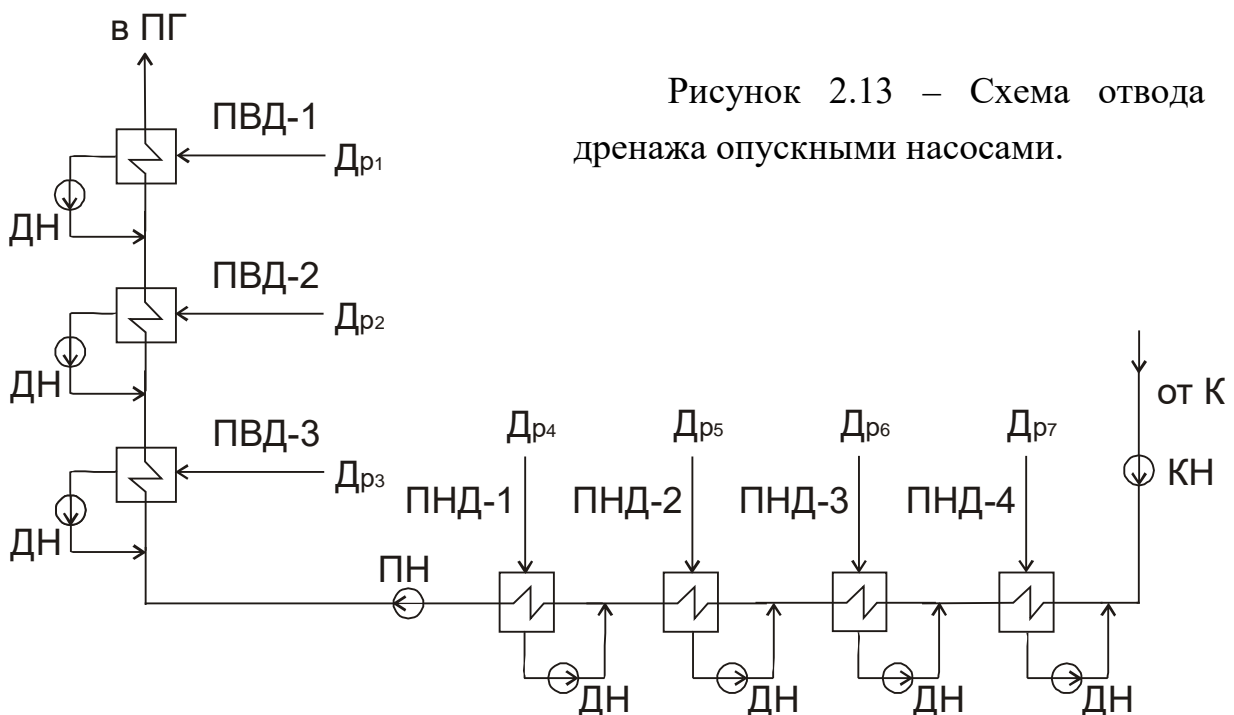
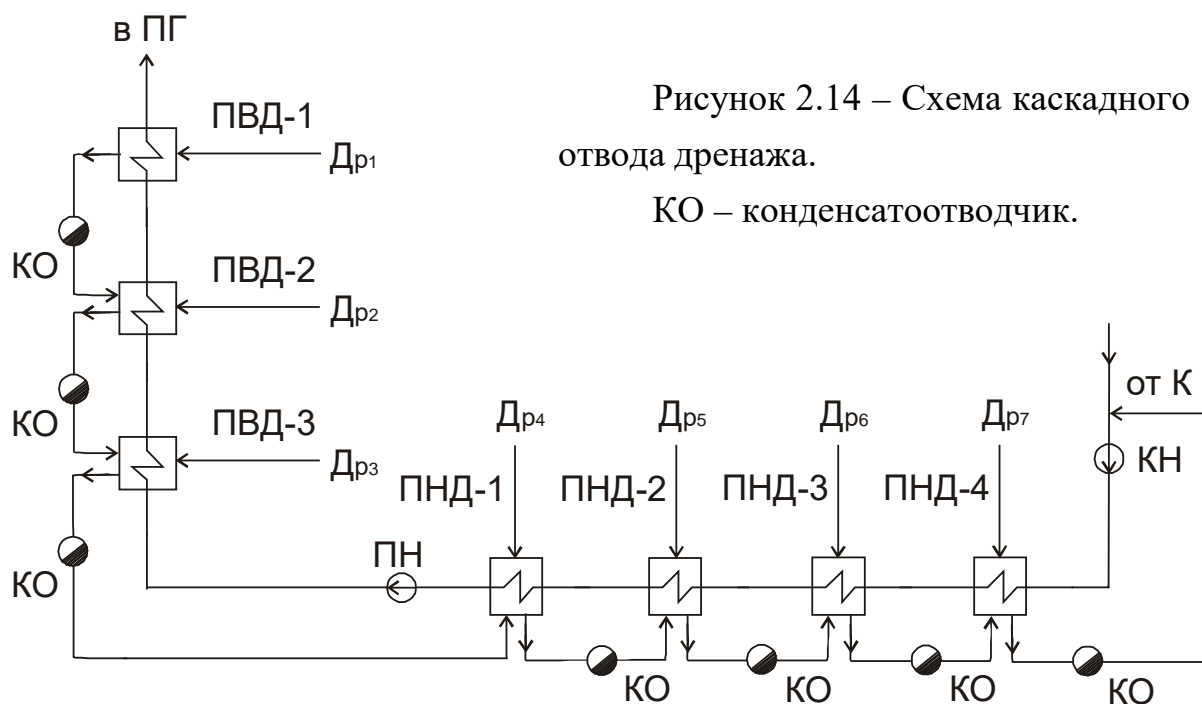


Рисунок 2.13 – Схема отвода дренажа опускными насосами.

В этой схеме дренаж подается перед подогревателем и этим по сравнению с предыдущей схемой вытесняет пар менее высоких параметров, что снижает энергетическую эффективность схемы. Преимущество по сравнению с предыдущей схемой заключается в уменьшении расхода электроэнергии на привод дренажных насосов, т.к. подача дренажа осуществляется в участки линии конденсата с меньшим давлением.

3. Каскадный отвод дренажа



В этой схеме дренаж отводится самотеком из одного подогревателя в другой, что исключает дренажные насосы, а, следовательно, снижает капитальные затраты и исключает расход электроэнергии на перекачку дренажа.

4. Каскадный отвод дренажа подъемными насосами

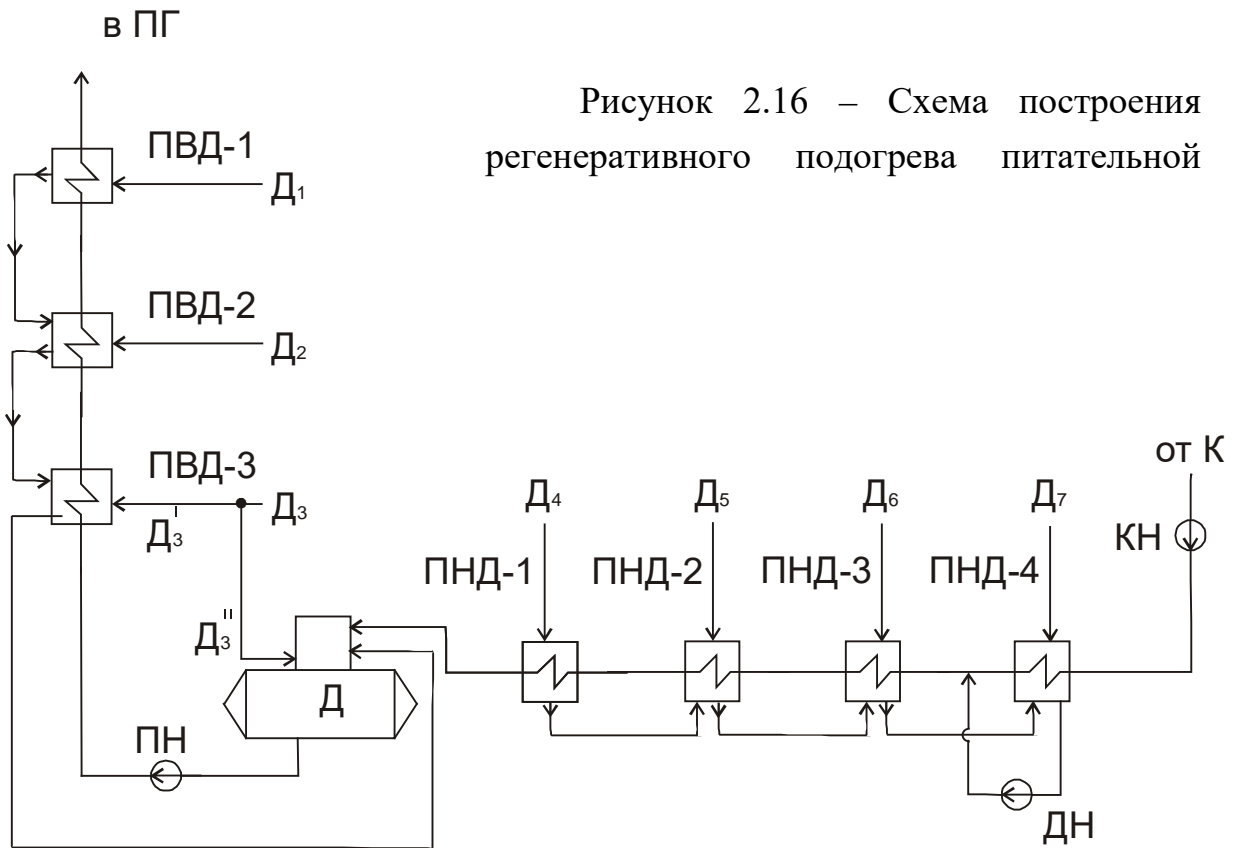


По этой схеме дренаж, собранный со всех подогревателей подается в линию конденсата непосредственно перед котлом, что резко увеличивает температуру питательной воды на входе в котел, и повышает эффективность регенеративного подогрева.

Традиционная схема построения регенеративного подогрева питательной воды (см. рис. 2.16) имеет следующие особенности:

1. Между подогревателями низкого и высокого давлений устанавливается деаэратор, который выполняет функцию дополнительной ступени подогрева (смешивающего типа). Бак деаэратора выполняет функцию аккумулятора питательной воды, обеспечивая необходимый запас воды.
2. Применяют различные варианты отвода дренажа, но преобладающим способом отвода является **каскадный слив**.

В схеме на рисунке 2.16 деаэратор (Д) подключен на одном отборе с вышестоящим подогревателем, что обеспечивает запас давления пара необходи-



мый в деаэраторе при снижении нагрузки (уменьшении количества пара) в турбогенераторе.

Температура подогрева питательной воды в подогревателях близка к температуре насыщения (при давлении пара из отборов) с некоторым недогревом. Температура недогрева для подогревателей низкого и высокого давлений, соответственно:

$$\Delta t_{\text{пнд}} = 2 \div 4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

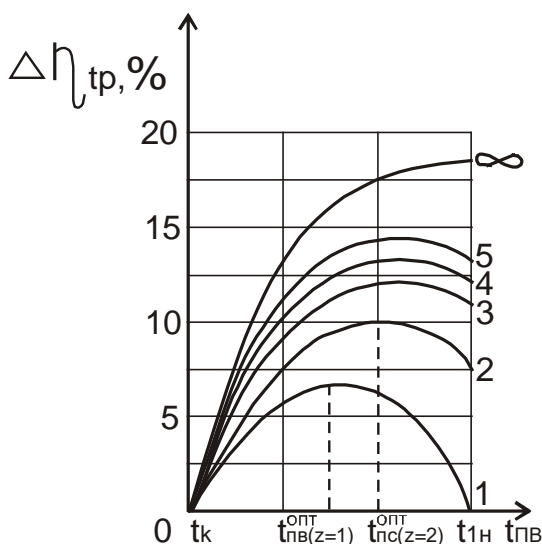
$$\Delta t_{\text{пвд}} = 4 \div 8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.5.3 Температура регенеративного подогрева питательной воды

Температура регенеративного подогрева питательной воды в значительной степени определяет эффективность регенеративного подогрева и теоретически может находится между двумя крайними значениями:

- между температурой конденсата (t_k) на выходе из конденсатора, соответствующая температуре насыщения при давлении в конденсаторе (P_k);
- и температурой насыщения ($t_{1н}$) при давлении свежего пара (P_1), поступающего в турбину t_1 .

В обоих случаях регенеративный подогрев отсутствует, т.к. при t_k подогрев питательной воды не осуществляется, а при температуре $t_{1н}$ возможно использование только свежего пара, что не является регенеративным подогревом (регенеративный подогрев реализуется частично отработавшим паром в турбине). Следовательно, в обоих крайних случаях изменение термического к.п.д. от регенеративного подогрева $\Delta\eta_{тр} = 0$. Вместе с этим регенеративный подогрев всегда дает положительный результат $\Delta\eta_{тр} > 0$ (см. 2.4.1.), а совокупность положительных значений между двумя нулевыми значениями (t_k и $t_{1н}$) имеет максимум ($\Delta\eta_{тр} = \max$), соответствующий оптимальной температуре регенеративного нагрева питательной воды, обеспечивающую минимальную энергетическую эффективность подогрева. Это иллюстрируется графиками на рисунке 2.17, полученными в результате термодинамического расчета для идеальных условий при ступенчатом подогреве питательной воды.



1...∞ - число ступеней подогрева (n)

Рисунок 2.17 – Изменение термического к.п.д. при регенеративном подогреве питательной воды от температуры подогрева.

В соответствии с термодинамическими расчетами оптимальная температура питательной воды в зависимости от количества ступеней регенеративного подогрева определяется следующим образом:

$$n = 1: \quad t_{IA}^{\tilde{m}o} = \frac{1}{2}(t_{\tilde{e}} + t_{1f});$$

$$n = 2: \quad t_{IA}^{\tilde{m}o} = \frac{2}{3}(t_{\tilde{e}} + t_{1f});$$

$$n = 3: \quad t_{IA}^{\tilde{m}o} = \frac{3}{4}(t_{\tilde{e}} + t_{1f});$$

.....

т.е.
$$t_{i\dot{A}}^{\ddot{o}} = \frac{n}{n+1}(t_{\dot{e}} + t_{1i})$$

На практике оптимальная температура регенеративного подогрева питательной воды зависит от ряда факторов, в том числе, от стоимости топлива, затрат на систему регенеративного подогрева, затрат на подогрев воды в экономайзере котла и прочих условий. Рекомендуется выбирать температуру питательной воды в интервале $(0,65 \div 0,75) \cdot t_{1H}$.

В серийных котлах оптимальные температуры питательной воды в зависимости от давления пара составляют:

P₁, МПа	t_{пв}^{опт}, °С
3,5	170
9	215
13	230
24	260

При распределении степени подогрева между отдельными подогревателями применяется закон равной степени подогрева:

$$t_{i\dot{A}^s}^{\ddot{o}} = \frac{t_{i\dot{A}}^{\ddot{o}} - t_{\dot{e}}}{n}, \quad (2.28)$$

где n – количество ступеней подогрева.

Для высоких давлений пара рекомендуется равная степень приращения энтропии питательной воды:

$$\Delta S_{пвi} = \frac{S_{пв}^{om} - S_{\kappa}}{n}. \quad (2.29)$$

Оптимальное распределение степени подогрева зависит от ряда факторов в том числе и от способа отвода дренажа из подогревателей, например, для каскадного слива конденсата из подогревателей, рекомендуется применять следующие соотношения:

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t_3}{\Delta t_2} = \dots = \frac{\Delta t_n}{\Delta t_{n-1}} = n \sqrt{\frac{T_{i\dot{A}}^{\ddot{o}}}{T_{\dot{e}}}} = idem \quad (2.30)$$

$$\frac{\Delta S_2}{\Delta S_1} = \frac{\Delta S_3}{\Delta S_2} = \dots = \frac{\Delta S_n}{\Delta S_{n-1}} = n \sqrt{\frac{S_{i\dot{A}}^{\ddot{o}}}{S_{\dot{e}}}} = idem \quad (2.31)$$

2.6 Построение тепловых схем ТЭС на базе основных типов турбин

2.6.1 Построение тепловой схемы на базе турбины «К»

Принципиальная тепловая схема ТЭС на базе турбины К-300-240 представлена на рисунке 2.18.

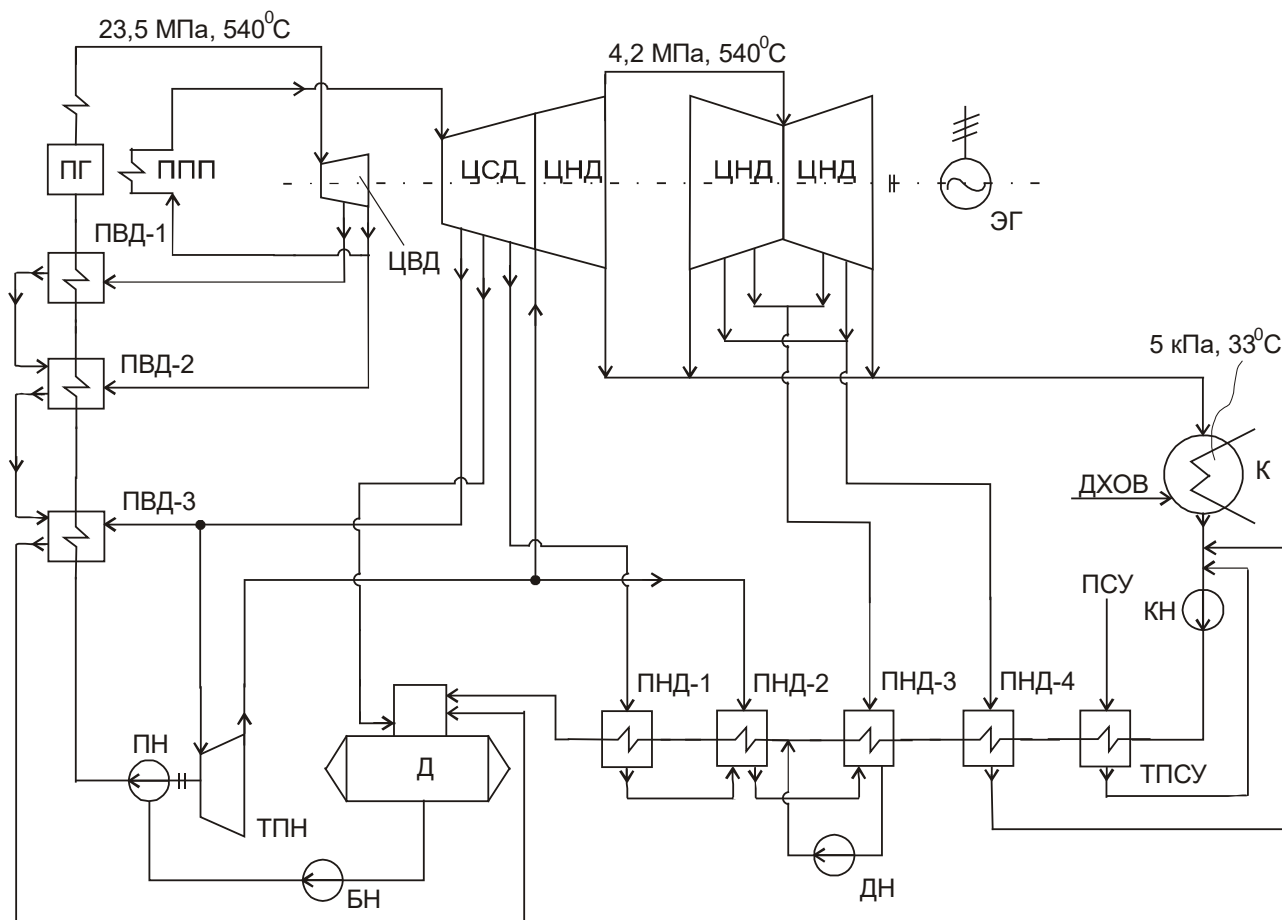


Рисунок 2.18 – Принципиальная тепловая схема ТЭС на базе турбины К-300-240.

К – 300 – 240:

К – конденсационная турбина;

300 – номинальная мощность турбины, МВт;

240 – давление пара, поступающего в турбину, атм. (23,5 МПа).

Обозначения на рисунке 2.18:

ЦВД, ЦСД, ЦНД - цилиндры высокого, среднего и низкого давлений;

ДХОВ – добавка химочищенной воды;

ТПН – турбина питательного насоса;

БН – бустерный насос (для создания подпора в питательном насосе);

ПСУ – пар сальниковых уплотнений;

ТПСУ – теплообменник пара сальниковых уплотнений.

Остальные обозначения такие же, как и на предыдущих рисунках.

Особенности тепловой схемы на базе турбины К-300-240:

1. Турбина включает три ступени давления (ЦВД, ЦСД, ЦНД):
 - ЦВД выполнен в отдельном корпусе и имеет 2 отбора пара на регенеративные подогреватели питательной воды высокого давления (ПВД-1, ПВД-2).
 - ЦСД выполнен в одном корпусе с 1/3 частью ЦНД и имеет 3 отбора: на нижний подогреватель высокого давления (ПВД-3), на деаэратор (Д) и на верхний подогреватель низкого давления (ПНД-1);
 - ЦНД (2/3 части) выполнен двухпоточным в виде двух симметрических частей (1/3 ЦНД и 1/3 ЦНД), каждая из частей включает 2 отбора на регенеративные подогреватели низкого давления (ПНД-2 и ПНД-3).
2. Привод питательного насоса (ПН) паротурбинный (ТПН). Отбор пара на ТПН совмещен с отбором пара на нижний подогреватель высокого давления (ПНД-3). Пар, отработавший в ТПН, возвращается в тепловую схему двумя потоками: в турбину (ЦНД) и в подогреватель низкого давления (ПНД-2). Предусмотрен также пуско-резервный электропривод питательного насоса, обеспечивающий 50% номинального расхода питательной воды.
3. Система регенеративного подогрева питательной воды в целом включает 9 ступеней подогрева: 3 подогревателя высокого давления (ПВД-1,2,3), деаэратор (Д), 4 подогревателя низкого давления (ПНД-1,2,3,4) и теплообменник пара сальниковых уплотнений (ТПСУ), утилизирующего теплоту пара из сальниковых уплотнений турбины на подогрев питательной воды.
4. Отвод дренажа от подогревателей высокого давления каскадный с окончательным сливом дренажа в деаэратор. Отвод дренажа из подогревателей низкого давления комбинированный: каскадный с

ПСВ-1, ПСВ-2 – подогреватели сетевой воды (первая и вторая ступени);

БН – бустерный насос (для повышения давления обратной сетевой воды с целью преодоления сопротивления подогревателей);

СН – сетевой насос;

ПВК – пиковый водогрейный котел (для дополнительного подогрева воды, если подогрев воды в сетевых подогревателях недостаточный);

ОМТС, ПМТС – обратная и подающая магистрали тепловой сети.

Особенности тепловой схемы на базе турбины Т-100-130:

1. Турбина включает три ступени давления (ЦВД, ЦСД, ЦНД), выполненных в отдельных корпусах:
 - ЦВД имеет 1 отбор пара на ПВД-1 в конце расширения пара в цилиндре и, соответственно, спарен с отводом пара на ЦСД;
 - ЦСД имеет 6 отборов пара: на ПВД-2, ПВД-3, ПНД-1, ПНД-2, ПНД-3 и ПНД-4. Отбор пара на ПНД-3 спарен с отбором на деаэратор (Д);
 - ЦНД выполнен двухпоточным без отборов пара.
2. Система регенеративного подогрева питательной воды включает 10 ступеней: три подогревателя высокого давления (ПВД-1,2,3), деаэратор (Д), четыре подогревателя низкого давления (ПНД-1,2,3,4), теплообменник пара сальниковых уплотнений (ТПСУ) и теплообменник пара эжекторов (ТПЭ), утилизирующий теплоту отработавшего в эжекторах пара на подогрев питательной воды.
3. Отвод дренажа от подогревателей высокого давления каскадный с окончательным сливом дренажа в деаэратор. Отвод дренажа из подогревателей низкого давления комбинированный: каскадный с подъемным насосом в главную линию конденсата. Дренаж из теплообменника сальниковых уплотнений (ТПСУ) и теплообменника пара эжекторов (ТПЭ) отводится на всас конденсатного насоса (КН).
4. Подогрев сетевой воды осуществляется паром регулируемых теплофикационных отборов, спаренных с нижними регенеративными отборами пара цилиндра среднего давления (ЦСД). Отвод дренажа из подогревателей сетевой воды (ПСВ-1,2) осуществляется в соответствующие точки главной линии конденсата.

В целом предусмотрены четыре ступени подогрева сетевой воды:

- 1) во встроенном в конденсатор теплофикационном пучке труб (ТП), до 50...60 °С (с учетом ухудшения вакуума в конденсаторе);
- 2) в подогревателе сетевой воды первой ступени (ПСВ-1), до 70...80 °С;
- 3) в подогревателе сетевой воды второй ступени (ПСВ-2), до 130...140 °С;
- 4) в пиковом водогрейном котле (ПВК), до 180...200 °С.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
2. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 224 с.
3. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 446 с.
4. Купцов И.П., Иоффе Ю.Р. Проектирование и строительство ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 408 с.

Учебное издание

Гичёв Юрий Александрович

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Часть I

Конспект лекций

Тем. план. 2011, поз. 198

Подписано к печати 24.05.2011. Формат 60×84 1/16. Бумага типогр. Печать плоская. Уч.-изд. л. 2,52. Усл. печ. л. 2,50. Тираж 100 экз. Заказ № 91.

Национальная металлургическая академия Украины
49600, г. Днепропетровск-5, пр. Гагарина, 4

Редакционно-издательский отдел НМетАУ